



V. N. Klimenko, A. I. Mazur, A. I. Sigal

**THERMAL ENGINES**  
**COGENERATION**  
**SYSTEMS**

HANDBOOK  
IN 3 PARTS

**Editor A. I. Mazur**

**Part**

**2**

**Gas Turbine  
Cogeneration  
Technologies**

Kiev  
EPC ALCON NAS of Ukraine  
2011



В. Н. Клименко, А. И. Мазур, А. И. Сигал

# КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ С ТЕПЛОВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ  
В 3 ЧАСТЯХ

Под редакцией А. И. Мазура

Часть

**2**

**Газотурбинные  
когенерационные  
технологии**

Киев  
ИПЦ АЛКОН НАН Украины  
2011

УДК 621.31(03)  
ББК 31.2я2  
К49

**Клименко В. Н.**

К49 Когенерационные системы с тепловыми двигателями: справочное пособие. – В 3-х частях / Клименко В. Н., Мазур А. И., Сигал А. И.; под ред. А. И. Мазура. – К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2008 – .  
ISBN 978-966-8449-25-3

Часть 2: Газотурбинные когенерационные технологии. – К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2011. – 792 с.: ил. 434 + 34 (z), табл. 153 + 5 (z), список лит. – 217 назв.  
ISBN 978-966-8449-27-7

В книге приводятся методология и результаты расчетных и экспериментальных исследований энергетических характеристик, и прежде всего, топливной экономичности различных тепловых схем газотурбинных ТЭЦ и парогазовых электростанций преимущественно малой и средней мощности. Рассмотрены условия эффективности ГТУ-надстроек для модернизации отопительных котельных и ТЭЦ и превращении промышленных ТЭЦ в ПГУ сбросных схем. Представлены данные по техническим характеристикам и номенклатуре ГТУ ведущих мировых производителей, конструктивные и тепловые схемы котлов-утилизаторов.

Книга предназначена для научных и инженерно-технических работников, занимающихся исследованиями, проектированием и эксплуатацией газотурбинных ТЭЦ и ПГУ; может быть полезной для преподавателей и студентов старших курсов технических университетов.

УДК 621.31(03)  
ББК 31.2я2

ISBN 978-966-8449-25-3 (Общий)  
ISBN 978-966-8449-27-7 (Ч. 2)

© В. Н. Клименко, А. И. Мазур,  
А. И. Сигал, 2011  
© ИПЦ АЛКОН НАН Украины,  
оформление, 2011

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	11
<b>Глава 1. ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ – СХЕМЫ, ХАРАКТЕРИСТИКИ, ОСНОВНЫЕ КОМПОНЕНТЫ</b> .....	<b>21</b>
1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ГТУ .....	21
1.1. Реализация видоизмененного цикла Брайтона .....	21
1.2. Оптимальные параметры цикла ГТУ .....	28
1.3. Сложные циклы ГТУ .....	31
2. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ГТУ .....	38
3. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И КОНСТРУКЦИЯ ТУРБОМАШИН .....	43
3.1. Течение газа в проточной части осевых турбомашин .....	44
3.2. Особенности работы осевых турбомашин .....	51
3.2.1. <i>Осевой компрессор</i> .....	51
3.2.2. <i>Газовая турбина</i> .....	66
3.3. Конструкция элементов осевых турбомашин .....	80
4. ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГТУ .....	104
4.1. Работа и конструкции камер сгорания современных ГТУ .....	104
4.2. Охлаждаемые лопатки газовых турбин .....	124
5. РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ГТУ .....	137
5.1. Статические характеристики ГТУ .....	137
5.2. Влияние параметров наружного воздуха на показатели ГТУ ....	147
5.3. Системы автоматического регулирования и защиты ГТУ .....	154
6. ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ГТУ .....	157
6.1. Фильтры для циклового воздуха .....	160
6.2. Охлаждение и подогрев засасываемого воздуха .....	167
7. ГЛУШЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА ГТУ .....	168
Литература.....	174
<b>Глава 2. ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ ГТУ МАЛОЙ И СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ ВЕДУЩИХ МИРОВЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ</b> .....	<b>176</b>
1. ПРИМЕНЕНИЕ ГТУ В ЭНЕРГЕТИКЕ И НА ТРАНСПОРТЕ ГАЗА В БЫВШЕМ СССР .....	176
2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ПРОМЫШЛЕННЫЕ ГТУ РОССИЙСКОГО ПРОИЗВОДСТВА .....	184
2.1. ГТУ производства АО «Авиадвигатель».....	184
2.2. ГТУ производства ОАО «НПО «Сатурн» – АО «Рыбинские моторы» .....	191
2.3. ГТУ производства СНТК им. Н. Д. Кузнецова .....	196
2.4. ГТУ, выпускаемые другими производителями .....	203
3. ГТУ МАЛОЙ И СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ УКРАИНСКОГО ПРОИЗВОДСТВА .....	218

3.1. ГТУ производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект».....	218
3.2. ГТУ производства ОАО «Мотор Сич» и ГП «Ивченко-Прогресс».....	230
3.3. ГТУ производства АО «Турбоатом» .....	238
4. ГТУ ВЕДУЩИХ МИРОВЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ.....	240
4.1. Общие сведения о зарубежных ГТУ малой и средней мощности.....	240
4.2. ГТУ компании Alstom Power.....	247
4.3. ГТУ компании General Electric (GE).....	250
4.4. ГТУ фирмы Nuovo Pignone (Италия).....	259
4.5. ГТУ фирмы Solar Turbines.....	269
4.6. ГТУ компании Pratt & Whitney .....	273
4.7. ГТУ фирмы Kawasaki Heavy Industries (КНИ).....	279
4.8. Турбогенераторные установки с ГТД фирмы Rolls-Royce.....	281
4.9. ГТУ производства фирмы Siemens .....	287
4.10. ГТУ других зарубежных фирм.....	299
Литература.....	303

Глава 3. КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ ГТУ, ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ.....	307
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ.....	307
2. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ И КОНСТРУКЦИЙ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ.....	321
2.1. Назначение котлов-утилизаторов .....	321
2.2. Компоновки КУ .....	323
2.3. Тепловые схемы КУ .....	326
3. СПЕЦИАЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ ДЛЯ ГТУ .....	336
3.1. Котел-утилизатор с дожиганием топлива и наддувом воздуха .....	336
3.2. Прямоточные котлы-утилизаторы .....	339
4. ОСОБЕННОСТИ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ПАРОВЫХ КУ.....	348
4.1. Исходные положения .....	348
4.2. Тепловой расчет котла-утилизатора .....	350
4.3. К определению поверхностей теплообмена .....	355
5. ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ ДЛЯ ГТУ РАЗЛИЧНОЙ МОЩНОСТИ.....	358
5.1. Паровой котел-утилизатор с дожиганием для ГТУ «Урал-6000» .....	359
5.2. Котел-утилизатор для приводной ГТУ мощностью 10 МВт.....	360
5.3. КУ завода «Красный котельщик» для ГТУ мощностью 4–25 МВт .....	363
5.4. Паровой КУ двух давлений для ГТЭ-110 .....	367

5.5. Котлы-утилизаторы компании Alstom Power/Energeticke systemy .....	373
5.6. Котлы-утилизаторы фирмы Standardkessel .....	377
5.7. Паровые котлы-утилизаторы украинского производства.....	382
6. ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ ДЛЯ ГТУ .....	388
7. КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ ДЛЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	395
7.1. Водотрубные КУ зарубежных фирм.....	395
7.2. Жаротрубные котлы-утилизаторы фирмы Viessmann .....	402
7.3. Котлы-утилизаторы Черноморского судостроительного завода для судовых дизельных двигателей .....	408
8. КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ....	414
8.1. Взаимосвязь конструкций КУ и характеристик отходящих газов печей .....	414
8.2. Характеристики и конструкции газотрубных КУ .....	417
8.3. Водотрубные змеевиковые КУ.....	422
Литература.....	425

<b>Глава 4. ГАЗОТУРБИННЫЕ ТЭЦ СБРОСНОЙ И УТИЛИЗАЦИОННОЙ СХЕМ</b> .....	<b>427</b>
1. ПРИМЕНЕНИЕ ГАЗОТУРБИННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ МОДЕРНИЗАЦИИ КОТЕЛЬНЫХ И ТЭЦ.....	427
1.1. Условия осуществления ГТУ-надстроек.....	427
1.2. Тепловые схемы модернизации отопительных котельных .....	429
1.3. ГТУ-надстройки при модернизации ТЭЦ.....	434
2. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ И ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ГТУ-НАДСТРОЕК СБРОСНОЙ СХЕМЫ .....	436
2.1. Схемы газовых трактов между ГТУ и котлом .....	436
2.2. Две разновидности сжигания топлива в сбросных схемах .....	440
2.3. Топливная эффективность ГТУ-надстроек действующих котельных .....	445
2.4. Варианты размещения ГТУ в котельной.....	449
3. ВЫБОР ТИПОРАЗМЕРА ГТУ ДЛЯ НАДСТРОЙКИ ПАРОВЫХ И ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ ПО СБРОСНОЙ СХЕМЕ.....	450
3.1. Основные расчетные соотношения.....	451
3.2. ГТУ-надстройки для водогрейных котлов повышенной теплопроизводительности .....	454
4. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ СБРОСНОЙ СХЕМЫ ГТУ-ВОДОГРЕЙНЫЙ КОТЕЛ НА ЧАСТИЧНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗКАХ.....	460
5. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ГТУ-НАДСТРОЙКИ ДЛЯ РАЙОННОЙ КОТЕЛЬНОЙ.....	466
5.1. Структура и режимы работы когенерационной установки .....	466
5.2. Основные технические решения .....	470

6. ОПЫТНО-ПРОМЫШЛЕННАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ «ГТУ + ПАРОВОЙ КОТЕЛ» ...	476
7. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ НАДСТРОЙКА ПРОМЫШЛЕННОЙ КОТЕЛЬНОЙ ГАЗОВОЙ И ПАРОВОЙ ТУРБИНАМИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ГЛУБОКОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ .....	480
8. ГАЗОТУРБИННЫЕ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛИ УТИЛИЗАЦИОННОЙ СХЕМЫ .....	491
8.1. Общие положения.....	491
8.2. Расчет тепловой схемы отопительной ГТУ-ТЭЦ .....	497
8.3. Расчет тепловой схемы промышленно-отопительной ГТУ-ТЭЦ .....	501
9. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ГАЗОТУРБИННЫХ ТЭЦ .....	507
10. ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЙ НА ПОКАЗАТЕЛИ ГТУ-ТЭЦ.....	512
10.1. Влияние температуры наружного воздуха.....	512
10.2. Работа промышленной ГТУ-ТЭЦ на частичных электрических нагрузках .....	516
11. ВЫБОР ЧИСЛА СТУПЕНЕЙ ДАВЛЕНИЯ В КУП ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОЙ ГТУ-ТЭЦ.....	521
12. ОСОБЕННОСТИ ТЕХНИЧЕСКОЙ РЕАЛИЗАЦИИ ГТУ-ТЭЦ.....	527
12.1. Энергоблоки «ГТУ+КУ» на площадках котельных .....	527
12.2. Энергоблоки «ГТУ+КУ» на площадках действующих ТЭЦ....	537
13. О ВОЗМОЖНОСТИ ЭКОНОМИИ ПРИРОДНОГО ГАЗА НА ОТОПИТЕЛЬНОЙ ГТУ-ТЭЦ С ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ .....	544
Литература.....	549
Глава 5. ТИПЫ И ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПГУ. БИНАРНЫЕ ПГУ-ТЭЦ.....	552
1. ТИПЫ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК.....	552
2. СТЕПЕНЬ БИНАРНОСТИ ПГУ .....	564
3. ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ПГУ – ТИПОВЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ И ИХ СИСТЕМНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ .....	571
3.1. Общая характеристика энергетических и теплофикационных ПГУ .....	571
3.2. Бинарные ПГУ-надстройки при реконструкции ТЭЦ .....	578
3.3. Оценка топливной экономичности ПГУ-ТЭЦ, работающей в системе теплоэнергоснабжения .....	582
4. ОСОБЕННОСТИ ТЕХНИЧЕСКОЙ РЕАЛИЗАЦИИ МУНИЦИПАЛЬНЫХ ПГУ-ТЭЦ РАЗЛИЧНОЙ МОЩНОСТИ.....	589
5. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПГУ НА НОМИНАЛЬНОЙ НАГРУЗКЕ.....	603
5.1. Методические основы расчета .....	603

5.2. Расчет процесса расширения пара в паровой турбине.....	608
5.3. Пример расчета тепловой схемы двухконтурной ПГУ.....	612
6. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГЕНЕРИРУЕМОГО В КУ ПАРА НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ПГУ .....	619
6.1. ПГУ с одноконтурным КУ.....	619
6.2. ПГУ с двухконтурным КУ.....	625
7. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПГУ НА ЧАСТИЧНЫХ НАГРУЗКАХ .....	629
8. ПГУ, ОБРАЗОВАННЫЕ ПАРОТУРБИНЫМИ НАДСТРОЙКАМИ ГТУ-ПРИВОДОВ .....	642
9. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПГУ МАЛОЙ И СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ ....	653
10. КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ МОЩНЫХ ПГУ С НАИВЫСШЕЙ ЭКОНОМИЧНОСТЬЮ .....	662
11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ И ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПГУ .....	670
11.1. Характеристики энергетических ПГУ на конденсационном режиме.....	670
11.2. Расчет показателей экономичности теплофикационных ПГУ....	675
Литература.....	678

## Глава 6. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ СО СТЕПЕНЬЮ

БИНАРНОСТИ $\beta^0 < 1$ . ПГУ ДРУГИХ ТИПОВ.....	681
1. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ СБРОСНОЙ СХЕМЫ.....	681
2. ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ПГУ СБРОСНОЙ СХЕМЫ НА БАЗЕ ДЕЙСТВУЮЩИХ ЭНЕРГОБЛОКОВ .....	687
2.1. Технологические аспекты .....	687
2.2. Выбор ГТУ для сбросной схемы.....	693
2.3. Блок ПГУ(с) как надстройка для модернизации действующих ТЭС .....	698
3. ПАРОГАЗОВЫЕ ТЭС СБРОСНОЙ СХЕМЫ.....	698
4. ПГУ-ТЭС С КОТЛАМИ-УТИЛИЗАТОРАМИ И ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ СЖИГАНИЕМ ТОПЛИВА (СТЕПЕНЬ БИНАРНОСТИ $\beta^0 < 1$ ).....	709
5. ИЗМЕНЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПГУ ПРИ КОМПЛЕКСНОМ ФОРСИРОВАНИИ ПАРОВОГО ЦИКЛА ЗА СЧЕТ ДОЖИГАНИЯ ПЕРЕД КУ .....	722
6. УСЛОВИЯ ЭФФЕКТИВНОГО ПРИМЕНЕНИЯ СДТ.....	736
7. СОСТАВНЫЕ (ДВУХКОТЛОВЫЕ) ПГУ .....	745
7.1. ПГУ с параллельной схемой работы (ПСР) .....	746
7.2. Двухпоточная параллельная схема ПГУ .....	753
7.3. ПГУ с полузависимой схемой работы.....	758
8. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ С КИПЯЩИМ СЛОЕМ ПОД ДАВЛЕНИЕМ .....	762

9. ПГУ СО СМЕШЕНИЕМ РАБОЧИХ ТЕЛ.....	771
9.1. ПГУ типа STIG .....	771
9.2. ПГУ с впрыском пара в ГТУ, регенерацией воды из парогазового потока на выходе КУ и возвращением ее в цикл («Водолей») .....	774
9.3. Теплофикационные ПГУ типа «Водолей» с камерой дожигания .....	784
Литература.....	788

Перечень ZOOM-страниц

1. Помпаж: автоколебания расхода воздуха в компрессоре .....	35
2. Бороскоп обслуживает ГТУ .....	59
3. Одновальная энергетическая ГТУ мощностью 226 МВт фирмы General Electric .....	119
4. Измерение мощности промышленных ГТД.....	163
5. Сделано в Украине (внешние виды некоторых типов газотурбинных приводов).....	190
6. Измерение шума от работающих ГТУ.....	221
7. Промохлаждение циклового воздуха в ГТУ LM6000 Sprint.....	257
8. ПГУ Stag 107F на ТЭС Честерфилд.....	353
9. Измерение вредных выбросов ГТУ.....	397
10. Промышленная ГТУ-ТЭЦ на основе FT8.....	457
11. ГТУ-ТЭЦ мощностью 108 МВт на НПЗ в г. Баку .....	505
12. ПГУ-ТЭЦ мощностью 142 МВт в г. Рига.....	526
13. Использование низкокалорийного газа на промышленной ПГУ-ТЭЦ .....	583
14. Сухие градирни системы Геллера .....	595
15. Промышленная ПГУ-ТЭЦ мощностью 50 МВт фирмы Kawasaki....	633
16. Одновальная ПГУ фирмы Siemens.....	669
17. Паровые турбины малой мощности модульной конструкции .....	691
18. ПГУ с полузависимой схемой, работающая на угле и газе .....	731
19. Многопливная отопительная ТЭЦ с $\eta = 94\%$ .....	769
20. Об авторах .....	789



## ВВЕДЕНИЕ

История применения тепловых двигателей в промышленности и энергетике свидетельствует, что газотурбинные установки (ГТУ) несомненно являются самым молодым типом двигателя. Первая промышленная ГТУ была построена в 1939 г. швейцарской фирмой Brown Boveri под руководством проф. А. Стодолы; при начальной температуре газов 580 °С она имела мощность 4 МВт и КПД – 18 %. Широкое использование ГТУ начинается примерно в 60-е годы 20 века, хотя в военной и гражданской авиации поршневые ДВС были вытеснены газотурбинными – турбореактивными или турбовинтовыми двигателями уже за первое послевоенное десятилетие, благодаря двум основным преимуществам – высокой удельной (на кг массы) мощности и малому размеру в миделевом сечении. Многие компании во всем мире на базе авиационных двигателей создают высокоэкономичные ГТУ малой и средней мощности, обычно представляющие собой установки со свободной силовой турбиной (не связанной механически с газогенератором), которая после запуска за короткое время набирает полную мощность. Наличие такой турбины с гибким режимом работы обеспечивает хорошие показатели КПД в простом цикле. Это позволяет использовать ГТУ для выработки электроэнергии, для комбинированного производства электрической и тепловой энергии, для компрессии газа, для перекачки жидких сред, в качестве силовых установок наземных транспортных средств и морских судов. В литературе наряду с аббревиатурой ГТУ (или ГТД) используется также термин «газовые турбины».

По назначению и сферам применения ГТУ подразделяются на две группы – стационарные и транспортные, причем последняя включает авиационные газотурбинные двигатели, судовые, автотракторные и локомотивные. Естественно, в этих группах концепции конструирования и компоновочных решений, как и совершенство применяемых технологических процессов и материалов, до последнего времени существенно отличались. Наиболее совершенными и ремонтнопригодными считались авиационные и судовые ГТД. Однако их недостатком является низкий моторесурс и высокая стоимость. Автотракторные и локомотивные ГТУ не получили широкого применения. Для стационарных ГТУ характерны длительный срок службы (100 тыс. ч и выше), большая металлоемкость; КПД их обычно ниже, чем у авиационных ГТД. Весьма ограниченным является и набор мощностей

выпускаемых ГТУ – чаще всего они изготавливаются в классах средней и большой мощности (80–200 МВт). В свою очередь стационарные ГТУ можно подразделить на энергетические и приводные, предназначенные соответственно для привода электрогенераторов и промышленных машин типа центробежных или осевых компрессоров, насосов, воздуходувок и т. д. Поскольку потребности рынка ГТУ не удовлетворялись стационарными агрегатами (например, для оснащения компрессорных станций магистральных газопроводов), авиадвигателестроительные фирмы разработали принципы конвертации (приспособления) авиационных ГТД для длительной работы в наземных условиях. Дефорсирование их по температуре газа перед турбиной повышает ресурс деталей горячей части ГТУ, являющихся критическими элементами по данному показателю. Установки, образованные сочленением газогенератора со свободной силовой турбиной, выдававшей полезную мощность, получили название промышленных (авиапроизводных или гибридных). Именно такие ГТУ значительно расширили мощностной типоряд в классах ГТУ малой и средней мощности. Отметим, что если стационарные энергетические ГТУ чаще всего изготавливаются одновальными, то подавляющая часть промышленных ГТУ – это двух- или трехвальные двигатели. Применение ГТУ в энергетике стимулировалось непрерывным повышением экономичности и экологической безопасности двигателей, быстрым пуском и выходом на режим (10–20 мин) для покрытия пиковых нагрузок, низкой удельной стоимостью капитальных затрат на строительство электростанций (500–800 USD/кВт мощности), небольшими сроками строительства (6–12 мес.) и соответственно быстрой окупаемостью инвестиций, возможностью использования различных топлив – от природного газа до доменного газа, газа нефтепереработки, коксового газа, синтетического газа, полученного при газификации угля и нефтяного кокса.

Благодаря значительному повышению параметров термодинамического цикла, созданию жаропрочных сплавов и эффективных систем охлаждения высокотемпературных элементов газовых турбин, экономичность ГТУ практически достигла значений, характерных для дизельных двигателей, а в случае парогазовых комбинированных циклов достигнута КПД на уровне 58–60 %. Если в 1990 г. на мировом рынке лучшие ГТУ имели КПД в автономном цикле 34,5%, а в парогазовом цикле – 50–52 %, а начальная температура газа в них составляла 1150 °С, то в 1996 г. уже предлагались ГТУ с КПД 38 % – в автономном цикле, 57 % – в парогазовом цикле при начальной температуре газа 1350–1400 °С. Совершенствование ГТУ во многом опирается на передовые технологии проектирования, изготовления и обслуживания авиационных ГТД; к таковым относятся усложнение газотурбинного цикла и рост его начальных параметров; применение монокристаллической и направленной кристаллизации литья лопаточных аппаратов турбины; эффективные системы воздушного охлаждения лопаток; использование теплозащитных покрытий для лопаток турбины и пламенных труб камеры сгорания. В мощных энергетических ГТУ, предназначенных для парогазового цикла, достижение начальной температуры газов 1450–1500 °С при степени сжатия в компрессоре до 20 обеспечивается замкнутым паровым охлаждением элементов горячего тракта ГТУ; экологичность ГТУ достигается разработкой систем

«сухого» сжигания топлива при сверхнизких выбросах оксидов азота (1–5 ppm). Разрабатываются перспективные конструкции промышленных ГТУ с высокой степенью регенерации (до 90 %) и применением керамики для элементов камеры сгорания и лопаток первой ступени турбины. С начала 1990-х годов на мировом рынке энергетического оборудования резко возросли объемы заказов на ГТУ. Если в 1985–89 гг. среднегодовые объемы заказов составляли 8,4 ГВт, то в 1990–94 гг. они составили 23,1 ГВт в год. В 1992 г. объем заказов комбинированных установок на базе ГТУ в сумме с объемом заказов на автономные ГТУ впервые превысил объем заказов на традиционные паротурбинные блоки, а в 1994 г. суммарный объем заказов на парогазовые установки и ГТУ превысил объем заказов на паротурбинные блоки на 20 %. Объем же заказов только на парогазовые установки стал превышать объем заказов на автономные ГТУ начиная с 1985 г. В 2004 г. было заказано 698 единиц энергетических ГТУ на суммарную мощность 38,8 ГВт. По многим классам мощности количество ГТУ возросло – наиболее существенно в классе ГТУ 5–7,5 МВт. В классе ГТУ мощностью 120 МВт и выше – заказано 150 ГТУ; мощность этих установок составляет около 75 % суммарной мощности всех заказанных в этом году двигателей.

Большой тепловой потенциал, содержащийся в выхлопных газах ГТУ, при температурах 450–550 °С является идеальной основой для использования ГТУ в когенерационных системах. При их реализации увеличивается коэффициент использования топлива до 90 % и выше, снижается уровень вредных выбросов в окружающую среду, уменьшается стоимость произведенной продукции, а также стоимость генерирующего оборудования и его обслуживания в пересчете на кВт·ч произведенной энергии. Простота в эксплуатации позволяет полностью передать заказчику обслуживание установки после обучения на месте или в учебных центрах. С целью снижения стоимости строительных и монтажных работ на площадках потребителей широко выпускаются энергетические ГТУ мощностью до 50 МВт в контейнерном (или транспортном) исполнении с полной заводской сборкой. Это открывает широкую перспективу реконструкции котельных, ТЭЦ и паротурбинных электростанций с использованием теплоты выхлопных газов ГТУ. Применительно к ТЭЦ следует заметить, что из экологических соображений в их топливном балансе преобладает газомазутное топливо, что также способствует использованию газотурбинных и парогазовых технологий. Горячая вода и пар для производственных нужд и коммунально-бытового сектора вырабатываются обычно в котлах-утилизаторах, работающих на выхлопных газах; возможна также совместная работа ГТУ со стандартными водогрейными или паровыми котлами после их небольшой реконструкции. Основные термины и определения в области когенерационных технологий, а также возможные сферы применения когенерационных систем и их типовые схемные решения, изложены в первой части настоящей книги «Общие вопросы когенерационных технологий».

Газотурбинные технологии весьма эффективны для модернизации существующих ТЭЦ и ТЭС, которые отработали свой ресурс, морально устарели и требуют замены. Поэтому весьма важным является анализ технических возможностей, связанных с модернизацией ТЭС с учетом ограни-

чений, значительно сокращающих количество вариантов для их последующей более детальной проработки. Такой анализ выполняется на основе системного методологического подхода, использующего результаты соответствующих расчетных и экспериментальных исследований различных аспектов, как выбора принципиальных тепловых схем, так и совместной работы разнородных типов генерирующего оборудования. Следует учитывать такие факторы, как наличие соответствующего места в главном корпусе и на территории станции для размещения оборудования газотурбинных и/или парогазовых надстроек, и возможности демонтажа части физически устаревших котлов или турбогенераторов для установки на их месте нового оборудования. На первоначальных стадиях проработки приоритет предпочтительнее отдавать тем проектам, которые обеспечивают наибольшую экономию топлива и максимальное снижение вредных выбросов. В качестве примера реализации современных газотурбинных технологий можно привести строительство блока ГТУ-ТЭЦ на площадке действующей ТЭЦ ОАО «Нижекамскнефтехим» в июне 2005 г. – августе 2007 г. Отдельно стоящее здание для трех ГТУ мощностью по 25 МВт являлось несущим каркасом для котлов-утилизаторов, применена вертикальная компоновка оборудования: выхлопной патрубок турбины – котел-утилизатор – дымовая труба смонтированы одновременно с монтажом каркаса здания. ГТУ и электрогенераторы располагались в герметичных контейнерах и монтировались на фундаментах до монтажа обшивки здания типа «сэндвич». Использованы ГТУ MS5001N (иногда встречается обозначение Frame 5) фирмы General Electric, три котла-утилизатора П-110 Подольского завода (паропроизводительностью 56 т/ч и отпуском горячей воды 13,5 Гкал/ч). Для повышения давления газа предусмотрена дожимная компрессорная станция. Блок полностью интегрирован в технологическую схему Нижекамской ТЭЦ.

Мировой тенденцией, стимулирующей рост количества газотурбинных электростанций, является использование их на различных объектах от небольших промышленных предприятий и населенных пунктов до крупных регионов. Увеличение надежности энергетической системы, снижение затрат на производство и транспортировку электроэнергии, возможность теплофикации или использования тепла (пара или воды) для производственных нужд, а также многие другие факторы делают газотурбинные технологии привлекательными для самых разных потребителей и производителей энергии.

Особо перспективны для широкого внедрения теплофикационные парогазовые установки. В классическом виде ПГУ состоит из одной или нескольких газовых турбин со своим котлом-утилизатором, где теплота выхлопных газов используется для выработки пара, питающего паровую турбину. Высокая начальная температура газов в ГТУ и низкая температура «холодного конца» паровой турбины позволяют достичь высокой экономичности парогазового цикла (цикл Брайтона, надстроенный над циклом Ренкина). В бинарных ПГУ используется паровая часть умеренных параметров. Котел-утилизатор, являющийся чисто конвективным аппаратом и работающий при температурах газов до 600 °С, и паровая турбина представляют собой оборудование, освоенное десятилетия назад и работающее значительно ниже технических пределов, принятых сейчас для блоков высокого давления. Выработка значи-

тельной доли мощности газотурбинной установкой обеспечивает меньшие потребности ПГУ в охлаждающей воде и меньшее тепловое загрязнение окружающей среды по сравнению с паротурбинными энергоблоками равной мощности. Существенным достоинством ПГУ являются меньшие удельные капитальные затраты. Так, удельные капиталовложения для ПГУ мощностью 350 МВт составляют примерно 300 USD за 1 кВт установленной мощности. Для ПГУ малой мощности (от 3 до 100 МВт) эта цифра возрастает до 600–1200 USD/кВт. ПГУ также обладают высокой маневренностью, что позволяет использовать их в равной мере для покрытия как базовой, так и переменной частей графиков нагрузки. Сравнительно малые габариты ГТУ делают реальным преобразование существующих паротурбинных энергоблоков в процессе их реконструкции в ПГУ в пределах существующих строительных конструкций. Примером этого может служить модернизация в 2003 г. одного из энергоблоков мощностью 160 МВт Березовской ГРЭС в Белоруссии. Каждый из двух прямоточных котлоагрегатов энергоблока типа ПК-38 паропроизводительностью 270 т/ч производства «ЗиО-Подольск» был надстроен ГТУ UGT25000 мощностью 25 МВт производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект». В ходе реконструкции котлоагрегата поверхности, расположенные ниже входной ступени промежуточного пароперегревателя (экономайзер и воздухоподогреватель), были удалены. На их место установлены новые поверхности нагрева: экономайзер, газовые подогреватели воды высокого давления и низкого давлений. Дополнительные поверхности нагрева котла частично замещают регенерацию высокого и низкого давления турбины. При сравнительно небольших капитальных затратах на увеличение мощности энергоблока до 215 МВт достигнута экономия топлива около 9 % на каждый кВт·ч.

При разработке новых мощных ГТУ зачастую учитываются их возможная работа в парогазовом цикле. В этой связи температура выхлопных газов принимается завышенной (даже в ущерб экономичности ГТУ), чтобы обеспечить возможность получения достаточно высокой температуры свежего пара для паровой турбины и, в конечном счете, повысить КПД ПГУ в целом. По мере увеличения единичной мощности газовой турбины и повышения ее надежности ПГУ даже большой мощности начинают проектироваться с одной ГТУ и соответственно с одним КУ. В этом случае оказывается возможным сделать ПГУ еще более компактной и дополнительно снизить капитальные затраты, выполнив и газовую, и паровую турбины на одном валу с общим генератором (одновальные ПГУ). При этом обе турбины обычно выполняются с общей системой смазки и регулирования. Первые одновальные ПГУ небольшой мощности были построены и введены в эксплуатацию в США в 60–70-е годы.

Использование выхлопных газов ГТУ возможно по многим схемам. Наиболее экономичной (по условиям затрат тепла на выработку кВт·ч) признана парогазовая установка по схеме бинарной ПГУ. Топливо при этом сжигается только в камере сгорания ГТУ. Такая схема предполагает применение нового оборудования, и стоимость установленной мощности получается достаточно высокая. Второй, менее эффективный, но и менее затратный путь – создание ПГУ сбросной схемы, в которой в горелках энергетического котла сжигается топливо в атмосфере выхлопных газов ГТУ, содержащих большое количест-

во кислорода (как это было реализовано на Березовской ГРЭС). При этой схеме можно сохранить практически всю ПТУ, несколько модернизировав котел.

В предлагаемой читателю книге приводятся методология и результаты расчетных и экспериментальных исследований энергетических характеристик, в особенности, топливной экономичности различных тепловых схем газотурбинных ТЭЦ и парогазовых электростанций преимущественно малой и средней мощности. Рассмотрены условия эффективности ГТУ-надстроек при модернизации отопительных котельных и ТЭЦ и превращении промышленных ТЭЦ в ПГУ сбросных схем. Фактические и методологические данные основаны на системном изложении и обобщении как собственных исследований авторов, так и опубликованных в последние двадцать лет результатов других авторов и организаций. Материал книги представлен в двух разделах. Первый из них посвящен описанию конструктивных и технических характеристик основных энергогенерирующих элементов, которыми являются ГТУ и котлы-утилизаторы. Во втором разделе приводятся анализ тепловых схем и энергетические характеристики комбинированных когенерационных систем на основе ГТУ или с их использованием. Такими комбинированными

## КОНТУРЫ ГАЗОТУРБИННОЙ

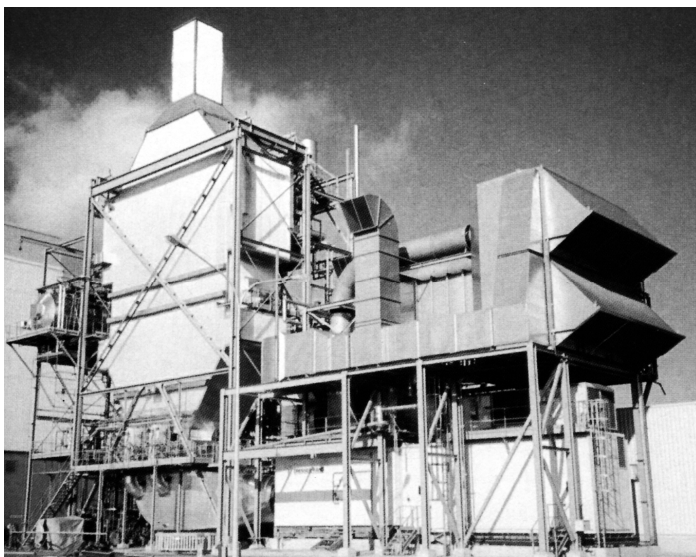


Промышленная ГТУ-ТЭЦ с горизонтальным котлом-утилизатором на основе ГТУ Trent-60 мощностью 58 МВт фирмы Rolls-Royce на комбинате по производству бумаги Bridgewater (Англия).

Фото из журнала  
«Diesel and Gas Turbine Worldwide»

установками являются газотурбинные ТЭЦ различных тепловых схем: с котлами утилизаторами, в некоторых случаях имеющих системы сжигания дополнительного топлива и сбросных схем, в которых ГТУ по выхлопным газам подключается к действующей котельной установке. Как проектировщики и обслуживающий персонал когенерационных станций, так и руководители теплоэнергетических подразделений предприятий, должны иметь ясное представление об основных элементах газотурбинных и парогазовых установок, понимать принципы работы, характеристики и особенности эксплуатации оборудования, а также возможные варианты модернизации устаревших ТЭЦ и котельных на базе ГТУ-надстроек. В этой связи в гл. 1 в систематизированном виде приводятся сведения о влиянии различных факторов на экономичность и рабочие характеристики турбомашин, рассматриваются конструкции и устройство камер сгорания, в т. ч. низкоэмиссионных, обеспечивающих нормативные уровни выбросов оксидов азота. Описываются типовые компоновки ГТУ с учетом их двух важнейших вспомогательных систем – комплексной очистки воздуха перед входом в компрессор и глушителей акустического шума как на входе воздуха, так и на выбросе выхлопных газов в атмосферу.

## КОГЕНЕРАЦИИ



Промышленная ГТУ-ТЭЦ с вертикальным котлом-утилизатором на основе ГТУ PGT25 мощностью 21 МВт фирмы Nuovo Pignone на фармацевтическом предприятии концерна Bayer в г. Антверпен (Бельгия).

Фото из журнала «Cogeneration and On-site Power Production»

Во второй главе приводятся справочные технические данные по ГТУ основных мировых производителей по состоянию на 2007–2009 г. (для иностранных фирм данные заимствованы из официального издания «Gas Turbine World»). Украина входит в десятку передовых стран мира, владеющих современными технологиями производства газотурбинных и парогазовых установок на таких предприятиях, как ОАО «Турбоатом» (г. Харьков), ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев), АО «Мотор-Сич» (г. Запорожье). Внимательный читатель может заметить некоторые расхождения в технических параметрах одной и той же модели ГТУ, встречающихся в разных разделах книги. Это не является неточностями, а связано с непрерывным совершенствованием и доводкой, а в некоторых случаях серьезной переработкой элементов двигателя (см. например табл. 2.16). Кроме того, обычно несколько различаются проектные (анонсированные в рекламных материалах) и реально полученные в прямо-сдаточных испытаниях технические данные ГТУ. В газотурбостроении принято представлять все номинальные параметры ГТУ при стандартных условиях, отвечающих отсутствию сопротивлений воздуха на всасе в двигатель и на выхлопе из него и температуре наружного воздуха +15 °С (условия ISO 2314). Следует также учитывать, что некоторые промышленные ГТУ выпускаются на базе авиационных ГТД в течение двадцати–тридцати лет (например, машины модели LM2500 и др.). Ясно, что в этой связи данные настоящей книги можно использовать в предпроектных проработках когенерационных систем, а в основу рабочих проектов должны быть положены данные фирмы-изготовителя, гарантирующей контрактные параметры ГТУ. Описание технических данных и особенностей исполнения ГТУ малой и средней мощности, с их конструктивными схемами, зачастую соотношенными с внешним видом изделия, по полноте охвата продукции мировых фирм выполнены впервые в отечественной литературе.

Гл. 3 посвящена представлению тепловых, конструктивных и компоновочных схем паровых и водогрейных котлов-утилизаторов для сбросной теплоты ГТУ, поршневых двигателей и технологических процессов. Рассмотрены технические данные и особенности конструктивного исполнения котлов-утилизаторов известных мировых фирм Standard Kessel, Foster Wheeler, Alstom, Nooter/Ericson, ЗиО-МАР-Подольск, Viessmann и др. Приводится порядок теплового конструктивного расчета одно- и двухконтурного котла-утилизатора с построением его характеристики в виде  $Q, t$ -диаграммы. По технологическим соображениям часто в конструкцию котлов-утилизаторов вводят устройство для сжигания дополнительного топлива в атмосфере выхлопных газов ГТУ, называемое камерой дожигания или блоком дожигающих устройств (БДУ). Такое техническое решение позволяет повысить температуры газового потока на входе в КУ при необходимости до 500–600 °С. Распространенность этого решения подтверждается тем, что из 174 поставленных в 2002 г. КУ более половины были оснащены БДУ. Описаны схема и работа дожигающего горелочного устройства, основанного на диффузионном методе сжигания в потоке газов за системой уголковых стабилизаторов.

Одним из эффективных направлений применения ГТУ в теплофикации является их совместная работа с водогрейными котлами или паровыми котлами низкого давления. Вопросы выбора типоразмера ГТУ для согласован-



ной работы с надстраиваемым котлом рассматриваются в гл. 4. Приводятся методики расчетов энергетических показателей и топливной экономичности отопительных и промышленно-отопительных ТЭЦ утилизационной схемы; рассчитываются также энергетические характеристики когенерационной системы в составе стандартного отопительного котла и ГТУ со сбросом выхлопных газов в топку котла. Диапазон режимов работы системы от чисто утилизационного (режим горячего водоснабжения) до режима полной тепловой нагрузки со сжиганием топлива в атмосфере выхлопных газов ГТУ и наддувом свежего воздуха. Анализируются эффективность двух разновидностей сжигания топлива в сбросных схемах ГТУ-ТЭЦ. Подробно анализируется влияние различных эксплуатационных факторов, включая температуру наружного воздуха, на тепловую экономичность газотурбинных ТЭЦ.

В гл. 5 и 6 излагаются свойства и характеристики комбинированных систем, работающих по парогазовому циклу. По термодинамическому признаку все ПГУ могут быть разделены на две большие группы – бинарное и с дожиганием топлива (сбросные), в зависимости от того, подводится ли дополнительная теплота в паровой цикл. При дополнительном подводе теплоты в паровой цикл бинарность парогазового цикла нарушается. Для количественной оценки вводится соответствующий параметр – степень бинарности. В 80-е годы прошлого века сбросные схемы ПГУ со сжиганием дополнительного топлива в энергетическом котле имели широкое распространение. С понижением степени бинарности от 1 наряду с увеличением доли теплоты, подводимой в паровой цикл, изменяется и соотношение газотурбинной и паротурбинной мощностей ПГУ. В настоящее время мощные ПГУ реализуются исключительно по бинарным схемам с КПД 55–58 %. Тем не менее, имеется достаточное количество проектов, в особенности для модернизации ТЭЦ и КЭС, в которых реализуются тепловые схемы ПГУ со сбросом выхлопных газов ГТУ в котел. Примеры таких схем приведены в гл. 6.

Характеристикам парогазовых технологий и конструктивным особенностям теплофикационных ПГУ посвящена гл. 5. Представлена уточненная по современным данным классификация ПГУ. В частности, введен термин «двухкотловые ПГУ», которые образуются при надстройке существующих паротурбинных энергоблоков системой «ГТУ + котел-утилизатор с собственной дымовой трубой». В зависимости от типа КУ (паровой или водогрейный) 2-х котловые ПГУ разделяются на работающие по параллельной или зависимой схемам. Приводятся важные для проектировщиков и эксплуатационщиков парогазовых установок порядок конструктивных и поверочных расчетов тепловой схемы ПГУ. Выполнение поверочных расчетов системы позволяет получить энергетические характеристики ГТУ в зависимости от изменения температуры наружного воздуха (влияющим на показатели ГТУ) и при работе на режимах частичной мощности ПГУ. Сопоставлены варианты последовательного и параллельного разгружения ПГУ по мощности с широко распространенной тепловой дубль-схемой ( $2 \times \text{ГТУ} + \text{ПГУ}$ ). При конструктивном тепловом расчете ПГУ на основе ГТУ малой и средней мощности расчет внутреннего КПД паровой турбины проводится с использованием критерия Мелани, что позволяет упростить расчеты паровой турбины. В гл. 5 также содержатся справочные данные по имеющимся на энергорынке комплектным

ПГУ различных мировых производителей, включая одновальные ПГУ (по схеме TWIN).

В гл. 6 основное внимание уделено способам форсирования парового цикла ПГУ за счет сжигания дополнительного топлива; рассматриваются варианты как при фиксировании параметров свежего пара, так и при повышении их по мере увеличения расхода дожигаемого топлива. Приводятся результаты расчетных исследований энергетических характеристик ПГУ, в которых для обеспечения умеренных и высоких параметров свежего пара применено сжигание топлива в двухконтурном котле-утилизаторе. Энергетически выгодный диапазон расхода этого топлива, определенный условием получения прироста КПД ПГУ по сравнению с бинарной схемой, составляет 5–30 % от расхода топлива в ГТУ, и зависит от качества ГТУ (ее КПД и температуры выхлопных газов). В указанном диапазоне прирост мощности паровой турбины составляет 20–80 % от ее мощности в бинарной ПГУ. По мере роста качества используемых ГТУ энергетическая эффективность дожигания топлива снижается, определены граничные значения параметров качества ГТУ, при которых дожигание еще рационально.

В заключительной части гл. 6 описаны тепловые схемы и показатели двухкотловых ПГУ с параллельной и зависимой схемами работы и ПГУ контактного типа с впрыском в проточную часть пара, вырабатываемого в котле-утилизаторе, и регенерацией воды из цикла с помощью контактного конденсатора, закрепленного на выходе из котла-утилизатора (схема «Водолей»).

Фактический материал книги включает 153 таблицы и иллюстрирован 434 рисунками, содержащими графики, схемы и фотографии. В текст книги, как и в первой ее части, введены двадцать zoom-страниц, поясняющие некоторые технологические аспекты эксплуатации ГТУ и описывающие характерные примеры когенерационных систем зарубежных фирм, действующих на основе промышленных ГТУ. В конце каждой главы приведен перечень использованных литературных источников.

С целью облегчения использования материалов по различным аспектам когенерационных технологий напомним содержание первой части книги, опубликованной в 2008 г.:

Глава 1. Когенерация – эффективная энергосберегающая и экологически чистая технология.

Глава 2. Разновидности когенерационных технологий и выбор тепловых схем.

Глава 3. Топливо и топливные компрессоры для когенерационных установок.

Глава 4. Управление выбросами  $\text{NO}_x$  в когенерационных установках.

Глава 5. Когенерационно-холодильные станции. О специфике и деталях когенерационных проектов. Перспективы когенерации за рубежом.

Отзывы о книге и заказы направлять по электронной почте по адресу: [glagolevyy@ukr.net](mailto:glagolevyy@ukr.net).

# ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ – СХЕМЫ, ХАРАКТЕРИСТИКИ, ОСНОВНЫЕ КОМПОНЕНТЫ

## 1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ГТУ

### 1.1. Реализация видоизмененного цикла Брайтона

Джордж Брайтон – американский теплотехник и изобретатель (1830–1892 гг.). В 70-х годах XIX века запатентовал двигатель внутреннего сгорания, тепловой цикл которого стал впоследствии основой для газотурбинных двигателей. Первоначально его двигатель имел диафрагму, через которую пламя (факел) поступало в охлаждаемый водой цилиндр. В запатентованном двигателе был применен поршневой компрессор, который подавал сжатый воздух в смесительную камеру, где осуществлялось сжигание топлива при постоянном давлении. Продукты сгорания поступали в цилиндр с поршнем, с которого снималась полезная работа. Благодаря связи через коленчатый вал, часть этой работы затрачивалась на привод поршневого компрессора. Двигатель Брайтона весьма напоминал паровую машину, поскольку имел маховик и золотниковое устройство (т. е. клапанный механизм газораспределения). Цикл Брайтона (иногда называемый так же циклом Джоуля) состоит из двух изобар и двух замыкающих адиабат.

Двигатель по циклу Брайтона содержит три основных элемента:

- компрессор;
- смесительную камеру (камеру сгорания);
- расширитель.

Тепловая эффективность такого двигателя существенно возрастает при увеличении степени сжатия компрессора. Для получения значительной мощности двигателя по циклу Брайтона необходимо обеспечить достаточно большой массовый расход рабочего тела. Известные в то время поршневые компрессоры для этой цели были непригодны. Только после введения в практику лопаточных турбомашин (осевые компрессор и турбину) удалось в полной мере использовать преимущества, заложенные в цикле Брайтона. Циклы Отто и Дизеля требовали меньшего расхода рабочего тела, но их недостатком было наличие пика давления и температуры в рабочем процессе.

Двигатель по циклу Брайтона не имел свечей зажигания, а сгорание осуществлялось непрерывно при постоянном давлении для каждого цикла двигателя. Из обзорной статьи Дж. Брайтона, опубликованной в 1875 г. известно, что его изобретение вызвало повышенный интерес в течение нескольких лет, пока двигатель Отто не доказал свою большую эффективность и техническую применимость. Создание газотурбинного двигателя по циклу Брайтона

тормозилось объективными причинами – слабым развитием аэродинамики лопаточных машин, в особенности, осевых компрессоров. Попытки создать высокоэффективный осевой компрессор долгое время оставались безуспешными. В начале XX века КПД осевого компрессора, созданного Парсонсом, не превосходил 50 %, а КПД турбины – 70 %. Такие показатели главных элементов газотурбинной установки не могли обеспечить работу двигателя даже на холостом ходу.

В 1872 г. немецкий инженер Штольце получил патент на «огненную турбину», осуществленную и испытанную ним в 1900–1904 гг. Двигатель Штольца содержит все элементы вполне современной газовой турбины непрерывного горения. В установке Штольца воздух сжимался в 10-ступенчатом осевом компрессоре. После компрессора сжатый воздух направлялся в нагреватель, который с наружной стороны омывался горячими газами, поступающими из камеры сгорания. Нагретый воздух подводился к реактивной 15-ступенчатой турбине. Рядом с турбиной был размещен работавший на антраците газогенератор для обеспечения камеры сгорания топливным газом. Турбина была рассчитана на 148 кВт при 2000 об/мин. Это была первая безуспешная попытка создания ГТУ с осевым турбокомпрессором.

Схема простейшей газотурбинной установки и ее термодинамический цикл в  $T,s$ -координатах показаны на рис. 1.1 и рис. 1.2. Графическое изображение элементов ГТУ (компрессор, камера сгорания, турбина) в тепловых

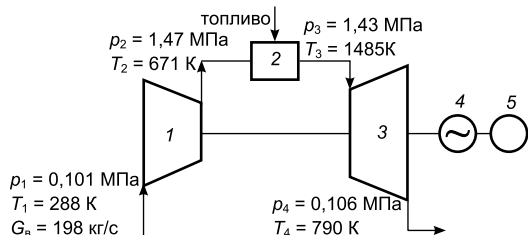


Рис. 1.1. Схема газотурбинной установки непрерывного горения:

1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – газовая турбина; 4 – электрогенератор; 5 – пусковой двигатель.

схематическое изображение элементов ГТУ (компрессор, камера сгорания, турбина) в тепловых схемах когенерационных систем является общепринятым, как и нумерация узловых точек 1–4 рабочего процесса в цикле ГТУ (рис. 1.2); точки 2 и 4 – соответствуют температурам в узловых точках идеального цикла. В качестве примера на рис. 1.1 приведены газодинамические параметры цикла одной из современных ГТУ с КПД 35 %.

В реальных условиях процессы, происходящие в ГТУ необратимы, что определяется:

- потерями при сжатии и расширении рабочего тела, значения которых оцениваются внутренними КПД турбины и компрессора  $\eta_T$  и  $\eta_K$ ;
- потерями давления рабочего тела в газоздушном тракте.

На рис. 1.2 представлены идеальный и реальный циклы простейшей ГТУ в  $T,s$ -диаграмме, построенной при условии равенства расходов рабочего тела во всех сечениях газоздушного тракта ГТУ. На рис. 1.2, а отрезок 1–2 – процесс адиабатного сжатия воздуха в компрессоре; 2–3 – процесс подвода теплоты в камеру сгорания при  $p = \text{const}$ ; 3–4 – адиабатный процесс расширения газа в турбине; 4–1 – изобарный процесс отдачи газом теплоты окружающему воздуху. В реальном цикле (рис. 1.2, б) действительные процессы сжатия и расширения изображены линиями 1–2' и 3–4', параметрам окружающей среды отвечает точка  $n$ . Для потерь давления введены следующие обо-

значения: на входе воздуха в компрессор  $\Delta p_{\text{вх}}$ ; между компрессором и турбиной  $\Delta p_{\text{к-т}}$  и на выходе турбины  $\Delta p_{\text{вых}}$ . Потери давления приводят к тому, что степень понижения давления в турбине  $\pi_{\text{т}} = p_3/p_4'$  оказывается ниже степени повышения давления в компрессоре  $\pi_{\text{к}} = p_2/p_1$ .

Согласно идеальному циклу воздух, сжатый до некоторого давления в компрессоре, непрерывно поступает в камеру сгорания, где его температура повышается за счет сжигания топлива, причем горение происходит при постоянном давлении. Продукты сгорания под давлением и при высокой температуре подводятся к турбине, в которой совершается работа расширения газа. Замыкается цикл изобарой 4–1, условно соответствующей отводу теплоты выхлопных газов в атмосферу. Работа сжатия воздуха в компрессоре в некотором масштабе изображена на  $T, s$ -диаграмме отрезком 1–2, а работа расширения газа в турбине – отрезком 3–4. Разность этих работ соответствует полезной работе газотурбинной установки, которая может быть передана в виде механической работы через вал турбины к ротору электрического генератора или к другой машине. Двигатель, действующий в соответствии с указанным принципом, в дальнейшем будем называть газотурбинной установкой.

С повышением температуры перед турбиной и одновременном надлежащем повышении давления, в силу свойств газа, работа расширения существенно возрастает по сравнению с работой сжатия. Поэтому чем выше температура газа перед турбиной, тем больше может быть получена полезная работа от каждого килограмма газа, протекающего через турбину, и тем выше экономичность двигателя. Для достижения удовлетворительных экономических показателей газотурбинной установки температура газа перед турбиной должна быть достаточно высокой (более 750–800 °С).

В реальных турбомашинах всегда имеют место некоторые потери энергии (процессы сжатия и расширения – политропические), вследствие чего работа сжатия увеличивается, а работа расширения – уменьшается по сравнению с их значениями в идеальных (адиабатических) процессах 1–2 и 3–4 соответственно. Так как работа турбины и компрессора в несколько раз больше их разницы, то любое уменьшение работы расширения или увеличения работы сжатия вызывает в несколько раз большее относительное изменение их разности. Поэтому для эффективной работы газотурбинной установки потери энергии в газовой турбине и в компрессоре должны быть невелики.

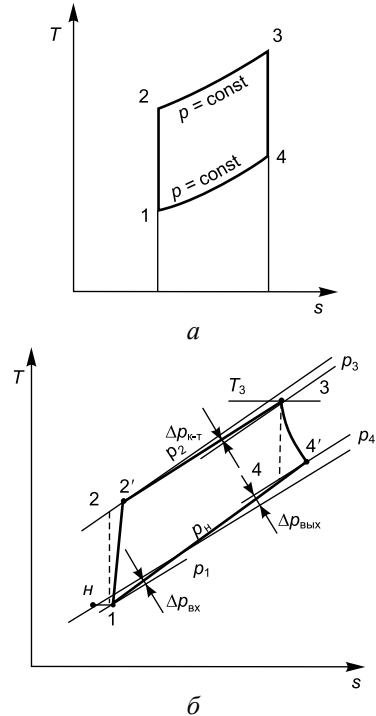


Рис. 1.2. Идеальный (а) и реальный (б) циклы ГТУ в  $T, s$ -диаграмме.

Изобретение паровой турбины и последующее ее бурное развитие несколько ослабило внимание, уделявшееся созданию газотурбинных установок, однако работы над их совершенствованием продолжались.

В нашей стране работы над созданием ГТУ проводились в Харькове в начале 1930-х годов. В 1937 г. в Харьковском авиационном институте конструктором А. М. Люлькой разрабатывался проект первого в СССР авиационного ТРД и была запатентована схема 2-контурного ТРД<sup>1</sup>, получившая в настоящее время всемирное признание; впоследствии А. М. Люлька (выпускник Киевского политехнического института) являлся генеральным конструктором авиадвигателей АО «НПО «Сатурн» (г. Москва).

В эти же годы проф. В. М. Маковским была организована газотурбинная лаборатория, где наряду с решением ряда теоретических вопросов был создан проект газотурбинной установки непрерывного горения, предназначенной для работы на газообразном топливе. Турбина мощностью около 740 кВт была изготовлена в 1939 г. Харьковским турбогенераторным заводом и установлена в шахте подземной газификации угля в Горловке [1]. Подача синтезгаза в камеру сгорания турбины Маковского производилась с помощью поршневого компрессора. Сжатый воздух при давлении 0,3–0,4 МПа подводился в камеру сгорания от воздуходувной установки рудника.

Попытки создать высокоэффективный осевой компрессор долгое время оставались безуспешными. Первый значительный успех в области повышения КПД ГТУ был достигнут венгерским инженером Яндрассиком в 1937 г., когда он начал в Будапеште испытания одновальной ГТУ мощностью 74 кВт. Установка состояла из 10-ступенчатого осевого компрессора, вращаемого посредством 7-ступенчатой газовой турбины со скоростью 16 500 об/мин. Воздух сжимался до 0,22 МПа и подводился к пластинчатому воздухоподогревателю. Ротор турбины эффективно охлаждался воздухом, отбираемым из компрессора. При начальной температуре газа 475 °С и температуре наружного воздуха, близкой к нулю, был достигнут эффективный КПД установки 21,2 %. Дальнейшие опыты проводились при температуре газа 540 °С.

Первое крупное применение в качестве первичного двигателя газовая турбина получила в 1938 г. в Швейцарии на одной из электростанций. Установка имела мощность 4 МВт. Газовая турбина, вращавшая мощный осевой компрессор, имела лопаточные аппараты реактивного типа. Именно осевой компрессор, а не центробежный (появившийся раньше) позволил осуществить экономически приемлемую мощную ГТУ по циклу Брайтона. В этой ГТУ фирмы Brown Boveri благодаря использованию последних достижений аэродинамики при начальной температуре 550 °С турбина имела внутренний КПД около 88 %, компрессор – около 84 % и общий КПД установки без регенератора достиг 18 %.

<sup>1</sup> Двухконтурный турбореактивный двигатель (ТРДД), кроме турбокомпрессора, имеет еще вентилятор (КНД), часть воздуха из которого поступает во внутренний (газовый) контур двигателя и выбрасывается после газовой турбины в реактивное сопло. Остальная часть воздуха проходит по наружному контуру и расширяясь с умеренной скоростью выбрасывается также через реактивное сопло. Вентилятор, к которому зачастую присоединяются первые ступени компрессора, приводится во вращение отдельной газовой турбиной (ТНД). Отношение расхода воздуха в наружном контуре к его расходу во внутреннем контуре называется степенью двухконтурности.

В 1941 г. в Швейцарии появился первый газотурбинный локомотив (газотурбовоз) мощностью 1630 кВт с электрической передачей на ведущие оси. Пуск главного агрегата осуществлялся от вспомогательного дизель-мотора мощностью 75 кВт. Газотурбовоз показал приемлемые эксплуатационные качества. Достаточно высокий для железнодорожных тяговых машин КПД газотурбовоза (15–16 %) открывал ему хорошие перспективы, и в дальнейшем были построены другие подобные локомотивы на различные мощности до 4,44 МВт.

Мощным толчком дальнейшего совершенствования конструкций ГТУ явилась разработка в 1940-х годах авиационных двигателей для военной, а впоследствии гражданской авиации.

Весьма прогрессивным направлением оказалось использование авиационных газотурбинных двигателей в энергетических и транспортных силовых установках. Хорошо налаженное массовое производство авиационных двигателей в экономически развитых странах, их высокий ресурс, в особенности при пониженных режимах, при которых они эксплуатируются в промышленных установках, обусловили техническую и экономическую целесообразность такого их использования.

Энергетические силовые установки с авиационными двигателями предназначены для покрытия базовых и главным образом пиковых нагрузок на электростанциях, они могут служить запасными аварийными агрегатами, а также выполняют ряд вспомогательных функций. Компактность роторов авиационных ГТД позволяет оснащать их шариковыми подшипниками, не требующими громоздкой системы маслоснабжения, и надежно работающими до 100 тыс. ч. В крупных силовых установках (энергетических и мощных морских), как правило, используются турбореактивные двигатели (ТРД) (рис. 1.3, *а*), а в установках меньшей мощности – турбовинтовые двигатели (рис. 1.3, *б*). Конечным элементом ТРД является реактивное сопло, в котором, благодаря наличию избыточного давления газа за последней ступеней турбины, газы разгоняются до скорости 150–200 м/с, образуя реактивную тягу.

При конвертации ТРД I с него снимается реактивное сопло, и газы из турбины направляются в свободную силовую турбину II, приводящую в действие электрический генератор III, нагнетатель природного газа или гребной винт корабля. При этом происходит некоторое перераспределение теплоперепадов между компрессорной и свободной турбинами. Связь между турбиной двигателя и силовой турбиной только газовая, т. е. в подобных установках авиационный газотурбинный двигатель используется как газогенератор для силовой турбины. Диаметр последней связан с выбранной частотой вращения силового вала: например, если в энергетических установках желательнее иметь 3000 об/мин для прямого соединения вала силовой турбины и электрогенератора, то для получения нужной окружной скорости диаметр силовой турбины оказывается большим по сравнению с размером компрессорной турбины. Использование турбовинтовых двигателей, в частности с силовой турбиной, для неавиационных целей еще проще: вал силовой турбины вращает не воздушный винт самолета или вертолета, как показано на рис. 1.3, *б*, а вал электрогенератора, насоса, компрессора и др.

Рассматриваемые установки создаются, как правило, совместно авиационными и промышленными фирмами – например, в Англии авиационной фирмой Rolls-Royce и промышленной фирмой English Electric, в США – авиационной

фирмой Pratt & Whitney и промышленной фирмой Cooper-Bessemer. Диапазон мощностей таких установок очень велик – от 2 до 100 МВт. В Англии для создания промышленных ГТУ в 60-х годах использовались авиационные ТРД Olimp фирмы Bristol-Siddley и Avon фирмы Rolls-Royce; мощность ГТУ составляла 50 и 13,6 МВт. В 70-е годы были широко известны 2-ступенчатые ССТ стационарного типа фирмы Sulzer (ABB), соединяемые с авиационными газогенераторами фирмы Rolls-Royce.

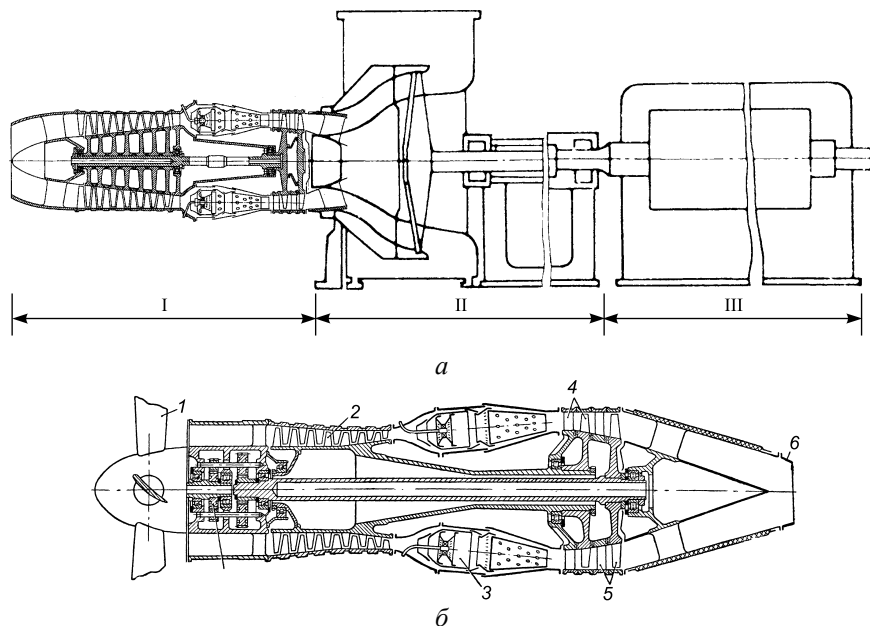


Рис. 1.3. Схема энергетической ГТУ с использованием авиационного ТРД (газогенератора) (а) и схема турбовинтового двигателя с силовой турбиной (б): I – газогенератор; II – свободная силовая турбина (ССТ); III – электрогенератор; 1 – воздушный винт; 2 – компрессор; 3 – камера сгорания; 4 – турбина компрессора; 5 – силовая турбина; 6 – сопло.

Авиационные газовые турбины постепенно проникают в военно-морской флот. Лицензии на производство установок с использованием авиационного двигателя стали продаваться Англией за границу. В ГТУ с двигателем Avon газогенератор эксплуатируется на пониженных режимах (7500 об/мин вместо 8050 об/мин). Поскольку диаметр свободной турбины мал и для получения нужной величины КПД приходится применять повышенное число оборотов вала, соединение электрогенератора с ГТУ осуществляется через понижающий редуктор.

Возможно многоцелевое использование подобных установок. Так, в 1961 г. началась разработка для ВМФ США установки мощностью 2,22 МВт, состоящей из двигателя JT4 фирмы Pratt & Whitney и свободной 2-ступенчатой турбины, сконструированной той же фирмой по авиационным стандартам. Диски ротора свободной турбины с помощью болтов соединяются с силовым валом, передающим крутящий момент, и между собой. Вал поко-



ится в опорах. Отработавший газ из турбины поступает в выходное кольцевое устройство, из которого через улитку выходит в дымовую трубу. Эти ГТУ применялись на кораблях как основные маршевые установки и как дополнительные установки, обеспечивающие режимы высоких скоростей. В 1963 г. началось использование такого агрегата на электростанциях в качестве пиковой установки, а также на газоперекачивающих станциях. В СССР для проектирования и серийного выпуска судовых ГТУ в 1954 г. было создано специальное конструкторское бюро СКБ «Машпроект» и серийный завод «Зоря» – ныне ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект». К концу 50-х годов было создано пять типов судовых ГТД, один из них – трехвальный ГТД мощностью 13,32 МВт (расход газа 112 кг/с, температура перед турбиной 820 °С,  $\pi_k = 11,5$ ) впервые в мире предназначался в качестве главной энергетической установки корабля (главный газотурбинный агрегат МЗ состоял из двух ГТД, работавших на суммирующий редуктор гребного винта).

Применение энергетических ГТУ в СССР началось с 1955 г., когда на экспериментальной ТЭЦ ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского (г. Москва) была установлена ГТ-600-1,5 мощностью 1,5 МВт. В 1960–1969 гг. на Каширской ГРЭС эксплуатировалась опытно-промышленная ГТУ замкнутого процесса. Особенности конструкций и технические показатели стационарных энергетических ГТУ, а также авиапроизводных ГТУ (со свободной силовой турбиной) ведущих мировых производителей приводятся в гл. 2.

Рабочий процесс ГТУ можно представить следующим образом. В газовую турбину поступает под давлением нагретый до определенной температуры рабочий газ (продукты сгорания в смеси с воздухом). Каждая ступень турбины состоит из соплового, или направляющего, аппарата и диска с венцом рабочих лопаток. В сопловом аппарате в криволинейных каналах между лопатками газ расширяется и тепловая энергия преобразуется в кинетическую. После расширения в соплах газ с высокой скоростью поступает на рабочие лопатки ступени, в которых при обтекании решетки профилей рабочих лопаток кинетическая энергия газового потока превращается в механическую работу вращения ротора турбины. Этот процесс, как и процесс в соплах, совершается с потерей части кинетической энергии на преодоление гидравлических сопротивлений и образование в потоке вихревых течений.

В турбину газ поступает из камеры сгорания. Отработавшие в турбине газы (еще с довольно высокой температурой) в установках простой схемы выбрасываются в атмосферу. На одном валу с турбиной размещаются электрогенератор и компрессор, который служит для сжатия циклового воздуха. В компрессор засасывается наружный воздух, который проходит перед этим через очистной фильтр, и в проточной части компрессора сжимается до расчетного давления. Наивыгоднейшее давление в цикле ГТУ зависит от начальной температуры газов перед турбиной и КПД турбины и компрессора. Мощность, развиваемая газовой турбиной, расходуется на привод электрогенератора и компрессора, т. е. полезная мощность ГТУ будет меньше полной мощности турбины на величину, необходимую для привода компрессора (на привод компрессора расходуется до 60 % общей мощности турбины).

В камеру сгорания, кроме воздуха, под давлением подается топливо, и происходит процесс сгорания. Так как сгорание топлива обычно протекает

при довольно высокой температуре (свыше 1500 °С), в ней на выходе за счет значительного разбавления избыточным воздухом образуется смесь из продуктов сгорания и воздуха (рабочее тело) с температурой, определяемой жаропрочностью примененных в газовой турбине сплавов.

Продольный разрез современной энергетической ГТУ GT13E2 мощностью 165 МВт с указанием основных ее элементов и узлов показан на рис. 1.4. ГТУ имеет КПД 35,7 % при температуре выхлопных газов 524 °С; 21-ступенчатый осевой компрессор имеет степень повышения давления 14,6 и расход воздуха 532 кг/с. ГТУ выполнена по одновальной схеме с двухпорным ротором, состоящим из сваренных кованых дисков. Такой ротор обеспечивает большую жесткость, способствуя работе без вибраций. Компрессор с низконагруженными ступенями обеспечивает большой запас по помпажу и большую надежность (явление помпажа описано на zoom-странице № 1). Регулируемые лопатки входного направляющего аппарата (ВНА) позволяют управлять расходом воздуха, увеличивая надежность запуска и эффективность при частичной нагрузке. Кольцевая камера сгорания с низкоэмиссионными EV-горелками обеспечивает температуру газа 1100 °С с достаточно равномерным полем температур на входе в турбину. Для повышения КПД газовая турбина выполнена 5-ступенчатой; первые две ступени имеют эффективные системы воздушного охлаждения. Корпус ГТ имеет люк, через который проводится инспекция камеры сгорания и горелок. ГТУ оснащена осевым выхлопным диффузором, что позволяет применять горизонтальные котлы-утилизаторы.

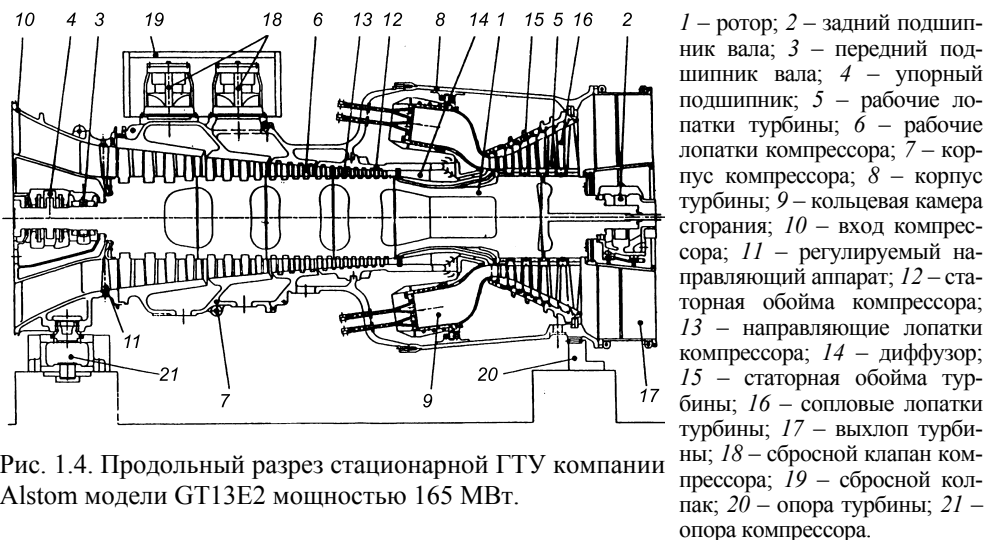


Рис. 1.4. Продольный разрез стационарной ГТУ компании Alstom модели GT13E2 мощностью 165 МВт.

## 1.2. Оптимальные параметры цикла ГТУ

Описание и анализ циклов ГТУ различной сложности изложены, например, в работах [2, 3, 4]. Покажем, как определяются оптимальные параметры простейшего идеального цикла ГТУ [4]. Удельная адиабатическая работа сжатия (на 1 кг газа) в компрессоре может быть определена по уравнению

$$L_k = \frac{k}{(k-1)} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \text{ кДж/кг.} \quad (1.1)$$

Соответственно, работа расширения в турбине (при  $p_2 = p_3$  и  $p_4 = p_1$ )

$$L_T = \frac{k}{(k-1)} p_2 v_3 \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ кДж/кг} \quad (1.2)$$

(индексы при  $p$  и  $v$  соответствуют точкам на рис. 1.2, а).

Изобара 2–3 соответствует подводу теплоты в количестве

$$Q_1 = c_p(T_3 - T_2) \text{ кДж/кг,}$$

где  $T_3$  и  $T_2$  – абсолютные температуры, К.

Работа сжатия в компрессоре и работа расширения в турбине эквивалентны теплоперепадам  $H_k$  и  $H_T$  рабочего тела соответственно в компрессоре и турбине:

$$L_k = H_k = c_p(T_2 - T_1) \text{ кДж/кг,} \quad (1.3)$$

$$L_T = H_T = c_p(T_3 - T_4) \text{ кДж/кг.} \quad (1.4)$$

Тогда термический КПД идеального цикла газотурбинной установки

$$\eta^0 = \frac{H_T - H_k}{Q_1} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}. \quad (1.5)$$

Так как  $\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$  то, обозначив  $\frac{p_2}{p_1} = \pi_k$ , где  $p_2$  – давление газа перед турбиной (за компрессором),  $p_1$  – давление газа за турбиной (перед компрессором) и  $\frac{k-1}{k} = m$ , после преобразований получим  $\eta^0 = 1 - \frac{1}{\pi_k^m}$ .

Таким образом, термический КПД идеального цикла зависит только от степени повышения давления в компрессоре и показателя адиабаты и совершенно не зависит от температуры цикла. С увеличением степени повышения давления растет термический КПД идеального цикла.

В действительном цикле ГТУ процессы сжатия в компрессоре и расширения в турбине являются политропными: в компрессоре – по линии 1–2' и в турбине – по линии 3–4' (рис. 1.2, б).

Обозначим относительный внутренний КПД турбины и компрессора  $\eta_T$  и соответственно  $\eta_k$ . Относительный внутренний КПД всей газотурбинной установки, работающей по действительному циклу,

$$\eta_{oi} = \frac{H_T \eta_T - \frac{H_K}{\eta_K}}{Q_1} = \frac{c_p(T_3 - T_4) \eta_T - c_p(T_2 - T_1) \frac{1}{\eta_K}}{c_p(T_3 - T_2')} \quad (1.6)$$

Считая теплоемкость  $c_p = \text{const}$ , запишем

$$\eta_{oi} = \frac{\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi_K^m}\right) \eta_T - (\pi_K^m - 1) \frac{1}{\eta_K}}{\frac{T_3}{T_1} - 1 - (\pi_K^m - 1) \frac{1}{\eta_K}}, \quad (1.7)$$

или, обозначив отношение граничных температур в цикле  $\frac{T_3}{T_1} = \tau$ , получим

$$\eta_{oi} = \frac{\tau \left(1 - \frac{1}{\pi_K^m}\right) \eta_T - (\pi_K^m - 1) \frac{1}{\eta_K}}{\tau - 1 - (\pi_K^m - 1) \frac{1}{\eta_K}}. \quad (1.8)$$

Зависимость  $\eta_{oi}$  от  $\pi_K$  носит экстремальный характер – существует оптимальное значение степени повышения давления в компрессоре  $\pi_{K, \text{опт}}^l$ , обеспечивающее максимальную работу цикла, и оптимальная степень повышения давления  $\pi_{K, \text{опт}}^n$ , обеспечивающая максимальный относительный внутренний КПД цикла. Оптимальное значение  $\pi_{K, \text{опт}}^l$  можно получить если приравнять нулю первую производную по  $\pi_K^m$  от работы цикла, т. е. от числителя в выражении для  $\eta_{oi}$ :

$$\pi_{K, \text{опт}}^l = \sqrt[2m]{\tau \eta_T \eta_K}.$$

Оптимальное значение  $\pi_K$  для получения максимального КПД получим приравняв нулю первую производную по  $\pi_K^m$  от  $\eta_{oi}$ :

$$\pi_{K, \text{опт}}^n = \sqrt[2m]{\tau \eta_T \eta_K / \sqrt[2m]{1 - \eta_{oi, \text{max}}}},$$

где  $\eta_{oi, \text{max}}$  – значение относительного внутреннего КПД цикла при оптимальной степени повышения давления.

Из полученных соотношений следует, что оптимальная степень повышения давления, при которой обеспечивается наибольший КПД установки несколько выше степени повышения давления, при которой достигается наибольшая полезная работа установки.

На рис. 1.5 показано изменение теплового перепада в турбине  $H_T$  и компрессоре  $H_K$  и полезного теплового перепада  $H_{\text{пол}} = H_T - H_K$ , а также  $\eta_{oi}$  в зависимости от степени повышения давления  $\pi_K$  для установки с определенной начальной температурой рабочего газа. Наибольшая полезная работа в этом частном случае достигается при  $\pi_K \approx 4,6$ , а КПД при  $\pi_K \approx 6,8$ .

Для повышения экономичности двигателей, выполненных по простому циклу, необходимо повышать температуру газа на входе в турбину и одновременно увеличивать степень повышения давления в компрессоре. Ограни-

чением для повышения температуры газа перед турбиной служит жаропрочность примененных в ГТУ сплавов с учетом эффективности системы охлаждения деталей турбины, при этом температура металла лопаток не должна превышать 850–900 °С.

На рис. 1.6, а представлены результаты расчета КПД простого цикла, основанные на материалах опубликованных экспериментальных исследований в области аэродинамики турбин и компрессоров и высокоэффективных систем охлаждения [5], а также представлены результаты испытаний натуральных двигателей последних поколений. Параметром кривых является температура  $T_3$ . Более информативным является представление характеристики термодинамического цикла ГТУ в виде зависимости КПД от удельной работы цикла и его основных параметров  $\pi_k$  и  $T_3$ . Такие характеристики показаны на рис. 1.6, б, где точками 5 и 6 отмечены показатели ГТУ LM2500 и LM5000 соответственно.

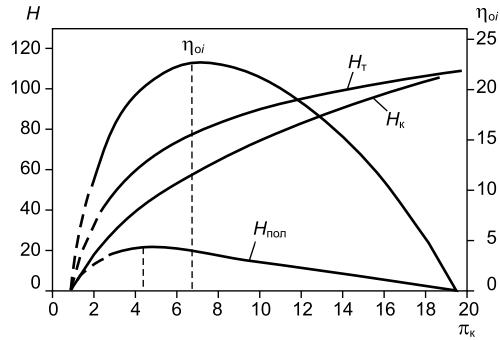


Рис. 1.5. Зависимость характеристики цикла газотурбинной установки от степени сжатия воздуха в компрессоре [4].

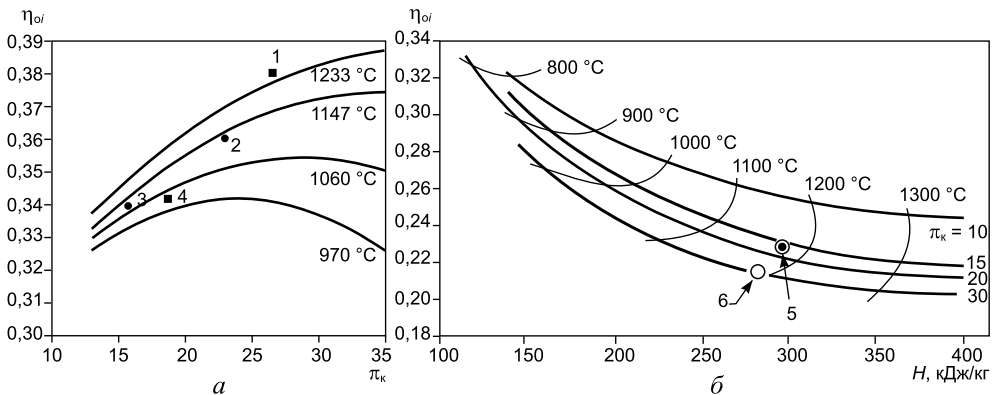


Рис. 1.6. Зависимости КПД простого цикла от степени повышения давления (а) [5] и от удельной работы цикла (б):

1 – НК-38; 2 – НК-36; 3 – ПС-90ГП-1; 4 – ДГ-90; точки 5 и 6 – LM2500 и LM5000 соответственно.

### 1.3. Сложные циклы ГТУ

К таким циклам относятся циклы ГТУ с регенерацией теплоты выхлопных газов, с промежуточным охлаждением воздуха в процессе сжатия и/или промежуточным подогревом рабочего тела в процессе расширения, а также циклы со смешением продуктов сгорания и водяного пара.

Из теории ГТУ известно, что регенерация тепла, т. е. использование теплоты отработавших газов в турбине для нагрева воздуха после компрессора, является сравнительно простым способом существенного повышения КПД ГТУ (рис. 1.7).

Отношение  $\sigma = \frac{T_5 - T_2'}{T_4' - T_2'}$  называется степенью регенерации. В идеальном цикле с регенерацией (рис. 1.7, б) температура  $T_5$  была бы равной температуре за турбиной  $T_4'$ , а температура газов за регенератором  $T_6$  была бы равной температуре воздуха за компрессором  $T_2'$ . В этом случае степень регенерации составляла бы 100 %. Практически степень регенерации теплоты чаще составляет 75–90 %, т. к. в реальных ГТУ  $T_5 < T_4'$ , а  $T_2' < T_6$ . С увеличением степени регенерации увеличивается поверхность нагрева регенератора теплоты, и установка оказывается слишком громоздкой и дорогой.

При наличии регенерации потребуется меньше затратить теплоты (соответственно и топлива) на нагрев рабочего газа до выбранной начальной температуры перед турбиной; при этом повышается КПД установки

$$\eta_{oi}^{per} = \frac{H_T \eta_T - \frac{H_K}{\eta_K}}{Q_1 - Q_{per}}, \quad (1.9)$$

где  $Q_{per}$  – количество теплоты, передаваемой воздуху в регенераторе.

ГТУ с регенерацией тепла способна обеспечить высокий КПД даже при относительно умеренных параметрах с сохранением простоты конструкции самой турбины и увеличением ее ресурса, однако они весьма чувствительны к появлению утечек и загрязнению поверхностей нагрева регенераторов. При наличии регенерации оптимальная степень повышения давления в цикле уменьшается по сравнению с простым циклом. Если для обычного цикла при начальной температуре, например 1070 °С, оптимальная степень повышения давления  $\pi_K \approx 28$ , то при степени регенерации  $\sigma \approx 0,9$  оптимальная степень повышения давления снижается до  $\pi_K \approx 10$ .

Цикл ГТУ может быть значительно приближен к циклу Карно, если обеспечить сжатие в компрессоре и расширение в турбине по процессам, близким к изотермическим, применяя промежуточное охлаждение воздуха в компрессоре и/или промежуточный подогрев газа в турбине. Цикл с одним

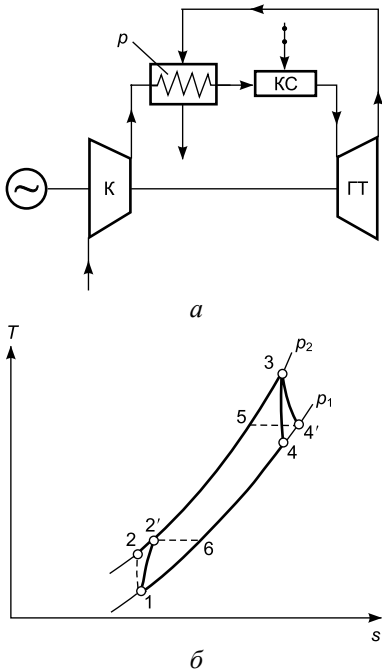


Рис. 1.7. Схема ГТУ с регенерацией (а) и ее термодинамический цикл (б) в  $T,s$ -координатах.

промежуточным охлаждением при сжатии и одним промежуточным нагревом при расширении, без учета потерь давления в воздушных и газовых магистралях, показан на рис. 1.8, б. По такому сложному термодинамическому циклу была выполнена в СССР газотурбинная установка ГТ-100 мощностью 100 МВт при температуре газов после камер сгорания высокого и низкого давления 750 °С и расходе воздуха 460 кг/с [3]. Тепловая схема ГТУ показана на рис. 1.8, а. Как видно из схемы установка двухвальная со свободным валом газогенератора (КВД–ТВД); турбогруппа низкого давления (КНД–ТНД) непосредственно соединяется с электрогенератором. Конструктивно обе турбогруппы выполнены в одном корпусе с валами, расположенными в одну линию, как указано на схеме. Усложнение цикла и схемы установки обеспечили повышение в 1,5 раза мощности и снижение на 15 % удельного расхода топлива по сравнению с простым по циклу агрегатом с теми же начальной температурой и расходом воздуха; в данном проекте степень сжатия составляет 26,7 ( $4,25 \times 6,3$ ), КПД = 28,5 %.

Конструктивное исполнение блоков встроенных камер сгорания приведен ниже на рис. 1.64. Газотурбинные установки (в основном стационарного типа) с промежуточным охлаждением циклового воздуха между КВД и КНД, а также с подогревом рабочего тела между турбиной блока низкого давления и силовой турбиной, разрабатываются сравнительно редко из-за большой сложности конструкции.

Большой опыт проектирования ГТУ с регенерацией имеет АО «Невский завод» (г. С.-Петербург). Такие установки мощностью 10 МВт установлены на КС магистральных газопроводов еще в 70–80 годы; многие из них эксплуатируются по настоящее время. Регенераторами теплоты выхлопных газов ГТУ оснащались также судовые газотурбинные

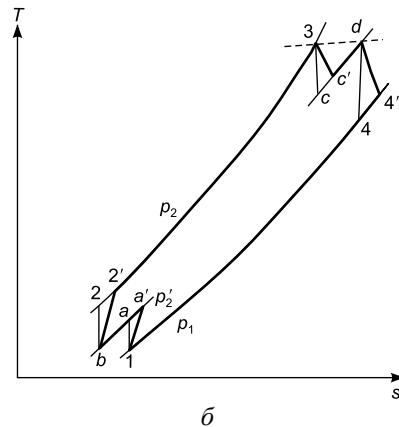
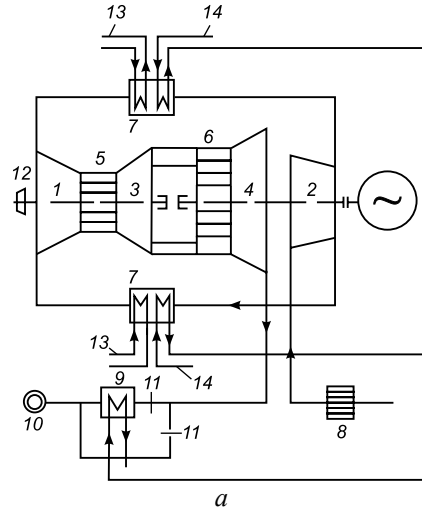


Рис. 1.8. Тепловая схема двухвальной ГТ-100 (а) и ее термодинамический цикл (б) с промежуточным охлаждением воздуха и промежуточным нагревом рабочего тела [3]:

1 – компрессор высокого давления (КВД); 2 – компрессор низкого давления (КНД); 3 – турбина высокого давления (ТВД); 4 – турбина низкого давления (ТНД); 5 – камера сгорания высокого давления; 6 – камера сгорания низкого давления; 7 – воздухоохладитель; 8 – воздушный фильтр; 9 – теплофикационный подогреватель; 10 – дымовая труба; 11 – шибер; 12 – паровая турбина (пусковая); 13 – циркуляционная вода; 14 – сетевая вода теплофикации.

двигатели. В ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев) с 2000 г. серийно выпускается ГТГ-3200Р мощностью 3,2 МВт и КПД 40 %; степень регенерации 0,9, температура выхлопных газов 330 °С. В качестве нового поколения высокоэкономичного привода нагнетателей природного газа для газопроводов АО «Невский завод» разработал технический проект ГТУ «Надежда» мощностью 16,3 МВт, в котором наряду с регенерацией ( $\sigma = 0,9$ ) применено промежуточное охлаждение воздуха между КНД и КВД, которое осуществляется в аппарате воздушного охлаждения (АВО). Агрегат двухвальный, со свободной силовой турбиной. Расчетный КПД при номинальной нагрузке – 44 %, при температуре газов перед турбиной – 1070 °С и  $\pi_k = 10$  [5].

Введение в регенеративный цикл газотурбинной установки промежуточного охлаждения циклового воздуха приводит к существенному увеличению КПД цикла, благодаря уменьшению работы сжатия и соответствующему увеличению коэффициента полезной работы. Промежуточный подогрев рабочего тела между турбиной компрессора и силовой турбиной в последнее время начали применять с целью повышения эффективности комбинированных парогазовых циклов. Промежуточный подвод теплоты обеспечивает температуру выхлопных газов за турбиной более 600 °С, а следовательно, и высокий КПД паросилового цикла.

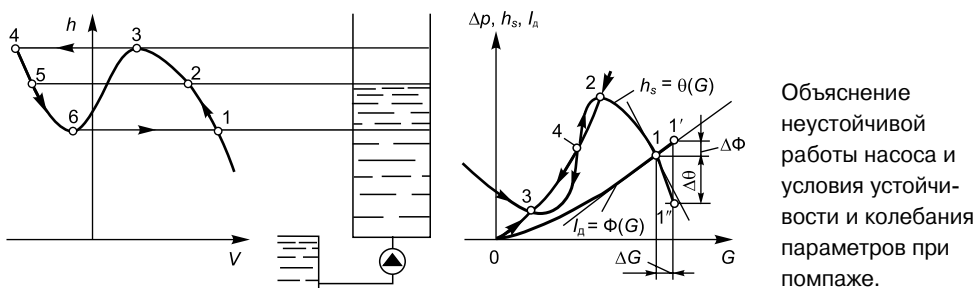
Примерами существующих энергетических ГТУ с удачным выбором положения камеры дожигания на участке процесса расширения могут служить современные одновальные ГТУ фирмы Alstom/ABB GT24 (на 60 Гц) и GT26 (на 50 Гц), соответственно мощностью 179 МВт при КПД 37,5 % и мощностью 241 МВт при КПД 38,2 %, имеющие температуру уходящих газов 615 °С при степени сжатия 30 и расходе газов 541 кг/с. Одна из первых ГТУ GT24 была установлена в США в 1995 г. Центральной частью GT26 является две последовательно расположенные друг за другом кольцевые камеры сгорания (рис. 1.9) – аналог концепции промперегрева пара в паровых турбинах. В первой за компрессором камере сгорания (КСВД) сжатый воздух смешивается с топливом и сжигается в низкоэмиссионных горелках (рис. 1.72, а), а продукты сгорания поступают на первую ступень газовой турбины. Непосредственно за ней газ направляется во вторую камеру сгорания (КСНД), где он смешивается в вихревой горелке с поступающим топливом, а продукты сгорания расширяются в последующих трех-четырёх ступенях этой же турбины.

Внутренние и наружные поверхности КС имеют конвективное охлаждение. Весь воздух, используемый для охлаждения, принимает участие в процессе снижения  $\text{NO}_x$  при сгорании как предварительно подогретый воздух. В первой камере сгорания сжигается около 2/3 общего расхода топлива. Геометрия горелок обеспечивает стабильное свободностоящее пламя за горелками. 30 горелок расположены по окружности кольцевой КС и образуют единый фронт пламени. Поэтому механическая поддержка пламени жаровыми трубами не является необходимой. Во второй кольцевой КС сжигается примерно третья часть всего топлива ГТУ. Входящие в эту КС газы имеют еще высокую концентрацию кислорода (сгорание происходит при большом избытке воздуха). Эти продукты сгорания снова смешиваются с топливом в зоне предварительного смешивания горелок второй камеры сгорания, после чего смесь поджигается в потоке за горелками. В этой КС почти не происходит дополнительной эмиссии  $\text{NO}_x$ .



## ПОМПАЖ: АВТОКОЛЕБАНИЯ РАСХОДА ВОЗДУХА В КОМПРЕССОРЕ

Помпаж является периодическим возмущением, которое характеризуется изменяющимся по времени средним расходом воздуха через компрессор. По своей природе он сильно отличается от вращающегося срыва, характеризующегося постоянным расходом, осредненным по каналу.

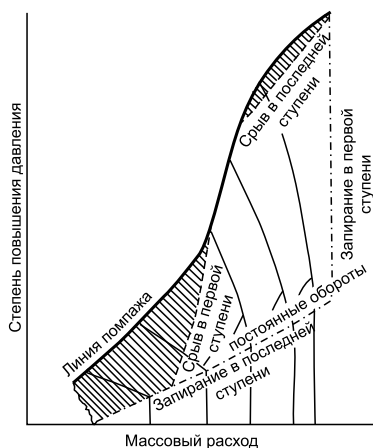


Объяснение неустойчивой работы насоса и условия устойчивости и колебания параметров при помпаже.

Качественной иллюстрацией помпажа может служить работа насоса, заполняющего высокую емкость. По мере закачки жидкости гидростатическое давление на нагнетании насоса возрастает, и рабочая точка на его характеристике смещается влево вверх по направлению 1-2-3. При достижении максимального напора (точка 3) насос не сможет подавать жидкость в емкость; произойдет срыв потока и перемещение рабочей точки по линии 3-4 на ветвь 4-5-6 с отрицательной подачей, на которой жидкость вытекает из емкости через насос расходом тем большим, чем выше уровень жидкости. Вследствие этого по мере опорожнения емкости рабочая точка будет смещаться в направлении 4-6. Дальнейшее по сравнению с точкой 6 снижение уровня в емкости вызовет скачкообразное изменение режима насоса с переходом из точки 6 в точку 1 и восстановлением подачи. При дальнейшей работе насоса будет осуществляться рассмотренный выше цикл между точками 1-2-3-4-5-6 с колебаниями расхода и давления, амплитуды и частоты которых определяются геометрическими размерами трубопроводов и емкости и конечно характеристикой насоса. Аналогичным образом будут изменяться режимы компрессора, подающего воздух в замкнутый объем и, следовательно, помпаж представляет собой автоколебательный процесс в системе компрессор – сеть. Закономерности его определяются характеристикой компрессора не только в устойчивой рабочей зоне, но и при более низких и даже отрицательных расходах. Такая характеристика изображена кривой  $h_s = \theta(G)$  на рисунке, аналогичной характеристике насоса. Характеристикой является связь расхода с давлением перед дросселем или рассеиваемой на дросселе работой  $I_d = \Phi(G)$ . Динамические свойства системы определяются акустическими массами  $L_{a2} = l_2 / (\rho_2 F_2)$  и  $L_{a3} = l_3 / (\rho_3 F_3)$  присоединенных на входе (2) в компрессор и выходе (3) из него трактов ( $l_2, l_3$  – их длины,  $F_2, F_3$  – площади), которые характеризуют инерционность системы, и акустической упругостью емкости объемом  $V$ , расположенной перед дросселем:  $C_a = m/a^2$ . Здесь  $m = V\rho$  – масса воздуха, находящегося в емкости,  $a$  – скорость звука в ней. При колебаниях

ускорение воздуха в трактах потребует разности давлений, пропорциональной  $L_a$ , а скорость изменения давления в емкости связана с разностью расходов через компрессор и определяются величиной  $C_a$ .

Система статически устойчива во всех случаях, когда угол наклона касательной к характеристике сети  $\Phi' = \Delta\Phi/\Delta G$  больше, чем к характеристике компрессора  $\Phi' > \theta' = \Delta\theta/\Delta G$  (точки 1–3 на рисунке); при случайных изменениях расхода или давления режим будет возвращаться в исходную точку. Если, например, в точке 1 расход возрастет, это вызовет увеличение сопротивления сети (1') и снижение степени сжатия компрессора (1''). При такой степени сжатия – дроссель не сможет пропускать увеличенный расход воздуха, который будет снижаться до наступления равновесия в исходной точке. При уменьшении расхода степень сжатия компрессора оказывается больше, чем сопротивление сети. Это приводит к росту расхода до восстановления равновесия. Эти же соображения сохраняют силу для точек 2 и 3. Иначе обстоит дело в окрестностях точки 4, где изменения степени сжатия и сопротивления сети имеют одинаковый знак, а  $\Phi' < \theta'$ . При любом изменении расхода степень сжатия изменяется больше, чем потери на дросселе. Вследствие этого возврата к исходной точке 4, в которой система статически неустойчива (как маятник в вертикальном верхнем положении), не происходит, а режим стабилизируется в точках 2 или 3. Неравенство  $\theta' < L_a/(\Phi' C_a)$ , характеризующее баланс энергии, подводимой к среде и рассеиваемой за цикл колебаний, является условием динамической устойчивости. Если оно выполняется, колебания, возникающие при отклонении режима работы от точки равновесного, статически устойчивого режима, будут затухать.



Топография возможных неустойчивых режимов работы осевого компрессора в поле его рабочих характеристик приведена на рисунке; имеется зона работы, свободная от срыва, размеры которой быстро уменьшаются по мере увеличения расчетной степени повышения давления. При увеличении расхода при постоянных оборотах расход начинает лимитироваться запирианием в последней ступени. Расход через компрессор также лимитируется в конечном счете запирианием в первой ступени. Компрессор будет удовлетворительно работать в заштрихованных зонах диаграммы даже тогда, когда в одной или в нескольких ступенях будет происходить срыв. Однако при высоких оборотах компрессора

имеется тенденция к внезапному, резкому срыву в последней или в предпоследних ступенях, что может привести к полному срыву работы компрессора.

В реальных условиях петля на помпажной линии компрессора, часто встречающаяся у компрессоров с высокой степенью повышения давления, является результатом перехода от работы передних ступеней в режиме срыва к их работе при отсутствии срыва. Имеется тенденция к уменьшению этой петли в компрессорах, ступени которых имеют низкие величины коэффициента напора.

< [3] в главе 1 >

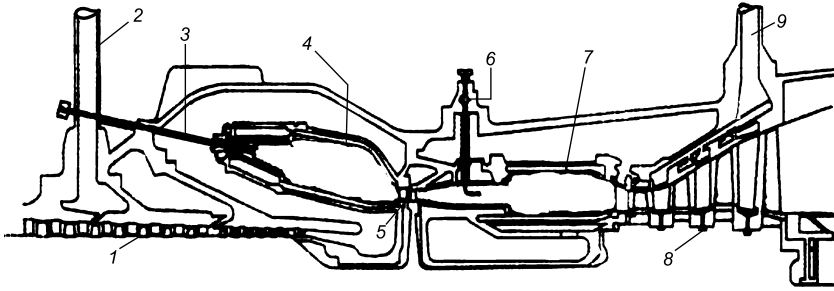


Рис. 1.9. Продольный разрез GT 26 по камерам сгорания:

1 – компрессор; 2 – отбор воздуха на охлаждение турбины; 3 – EV-горелка; 4 – основная камера сгорания; 5 – первая ступень ГТ; 6 – SEV горелка; 7 – дополнительная камера сгорания; 8 – 2–5 ступени ГТ; 9 – подвод охлаждающего воздуха.

К сложным циклам ГТУ в определенной степени можно отнести цикл Брайтона, в котором в газовой турбине происходит расширение бинарной газопаровой смеси, получаемой в камере сгорания путем впрыска в газовый поток насыщенного или перегретого водяного пара. За рубежом такие установки получили название STIG (Steam Injection Gas). Впрыскиваемый пар может подаваться либо от стандартных паровых котлов, либо от котла-утилизатора, установленного на выхлопе ГТУ. В установках STIG, благодаря совмещению газового и парового контуров (в отличие от традиционных ПГУ), потенциал утилизированной теплоты повышается практически до уровня начальной температуры цикла. В установках STIG в камеру сгорания ГТУ впрыскивается 10–25 % пара от расхода воздуха через компрессор двигателя, что обеспечивает рост КПД на 25–60 % и мощности на 50–90 %. Пар впрыскивается в камеру сгорания непосредственно через форсунки и/или подмешивается к вторичному воздуху. Поскольку пар вводится в зону активного горения топлива, резко снижается выделение оксидов азота.

Установки с циклом STIG начали эксплуатировать с 1980 г. в США и Японии (LM1600, LM2500, LM5000, LM6000). При современном уровне начальных температур газов в камере сгорания установки, работающие по циклу STIG, могут обеспечить эффективный КПД 41–45 %.

Недостатком ГТУ с впрыском пара, работающих по циклу STIG, является значительная потеря питательной воды с выхлопными газами. Для обеспечения 1 МВт установленной мощности выбросы пара в атмосферу составляют 1,0–1,5 т/ч. Для сравнения на современных паросиловых ТЭС с мокрыми градирнями удельные потери технической воды примерно в 2 раза выше. Для компенсации потерь конденсата ГТУ с циклом STIG оборудуются установками для обессоливания подпиточной воды. Технически возможно дальнейшее совершенствование цикла с целью полного улавливания паров воды из выхлопных газов установки за счет их охлаждения до температуры конденсации водяных паров в специальном теплообменнике-конденсаторе водяного или воздушного типа. В Украине впервые реализован проект контактной парогазовой установки «Водолей» с регенерацией воды из парогазового потока

на выходе из котла-утилизатора и возвращением ее в цикл (описание установки приведено в гл. 6).

В последнее время исследуется эффективность и других сложных циклов ГТУ:

– ГТУ с использованием процесса частичного окисления топлива. Из газогенератора ГТУ продукты сгорания подаются в камеру конверсии, куда подается в избытке по отношению к стехиометрии природный газ. Последний при температуре 1100 °С и в присутствии катализатора подвергается частичному окислению до водорода и окиси углерода. Полученные продукты расширяются в ССТ и сбрасываются в горелки парового котла (ПГУ сбросной схемы);

– цикл А. Калины, где в утилизационном контуре рабочим телом является смесь водяного пара с аммиаком;

– циклы с топливными элементами, в которых при течении кислорода (воздуха) у катода и водорода у анода в электролите возникает электрический ток. Ожидается, что КПД этого цикла может достигнуть 70 %. Пока такие сложные циклы не нашли практического применения.

## 2. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ГТУ

Под конструктивной схемой ГТУ обычно понимают схему взаимного расположения ее основных элементов и принципиальное конструктивное решение, с помощью которого это взаимное расположение реализуется. В соответствии с международным стандартом ISO выделяют пять типовых конструктивных схем ГТУ [2].

Схема 1. Одновальная ГТУ простого цикла с возможной разбивкой компрессорной группы на два-три отсека сжатия, и включением соответственно одного-двух промежуточных охладителей (рис. 1.1).

Схема 2. Одновальная ГТУ с регенерацией тепла уходящих газов (рис. 1.7, *a*).

Схема 3 (3*a*–3*в*). ГТУ с разрезным валом, включающая турбокомпрессор (газогенератор), и свободную силовую турбину.

Газогенератор состоит из одного или нескольких компрессоров для сжатия воздуха, камеры сгорания и одной или нескольких турбин, используемых для привода компрессоров. Поэтому в зависимости от конструктивного выполнения газогенератора рассматриваемая схема ГТУ может иметь такие разновидности (рис. 1.10):

– в схеме (*a*) газогенератор выполняется по простейшей конструктивной схеме, включающей компрессор, камеру сгорания и газовую турбину, приводящую во вращение компрессор;

– в схеме (*б*) газогенератор кроме перечисленных элементов включает регенератор, в котором избыточная теплота уходящих из силовой турбины газов используется для подогрева циклового воздуха, выходящего из компрессора;

– в схеме (*в*) газогенератор выполняется в виде двухвального турбокомпрессорного блока, в котором каждый из компрессоров приводится во вращение самостоятельной турбиной.

Схема 4. Двухвальная ГТУ с блокированной силовой турбиной и свободным турбокомпрессорным валом (рис. 1.11, *a*). В этой схеме применены воздухо-

охладитель (ВО) между КНД и КВД, а также подогреватель газа (КСНД) между ТВД и ТНД. Разновидностью ее является схема, в которой компрессор (КВД или КНД) разбивается на два отсека сжатия с включением промежуточного охладителя и регенератора.

Схема 5. Одновальный газотурбокомпрессор с использованием энергетического потенциала отбираемого рабочего тела (воздуха или горячего газа) для промышленных или бытовых нужд (рис. 1.11, б).

Основой для выбора конструктивной схемы ГТУ являются следующие требования технического задания, выдаваемого заказчиком на изготовление установки: назначение установки; режимы эксплуатации; массогабаритные ограничения; маневренность; используемое топливо.

Для ГТУ, используемых в качестве энергетических агрегатов для покрытия пиковых нагрузок, основополагающими требованиями являются хорошие маневренные свойства, низкая стоимость установленной мощности при обеспечении высокой эксплуатационной надежности. Поэтому для них наиболее предпочтительными являются схемы 1 или 3а. Для ГТУ, используемых в качестве аварийного резерва, т. е. когда число часов использования мало, но требуется весьма высокая степень надежности при малых удельных затратах на изготовление, монтаж и эксплуатацию, наиболее целесообразными следует считать типовые конструктивные схемы 3а и 3в, которые допускают использование в качестве газогенератора авиационного ГТД. Для стационарных ГТУ, работающих в базовом режиме, близком к номинальному, экономически оправданным является использование схем 2, 3б, 4. Типовая

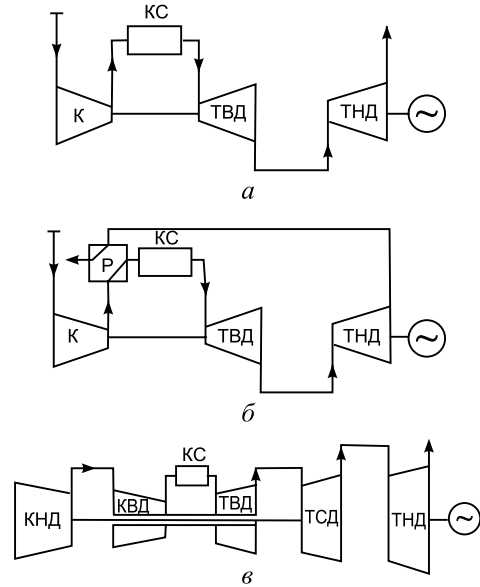


Рис. 1.10. Типовые конструктивные схемы двухвальных ГТУ.

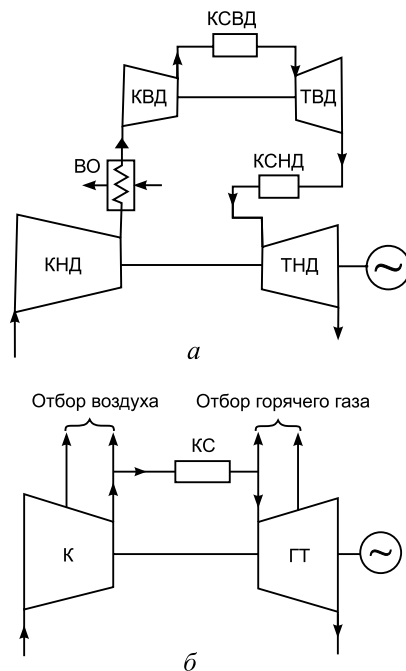


Рис. 1.11. Типовые конструктивные схемы ГТУ 4 и 5.

схема 5 находит широкое применение в энерготехнологических ГТУ, используемых в химической, нефтеперерабатывающей и металлургической отраслях промышленности. Транспортные ГТУ выполняются обычно по конструктивным схемам 3б и 3в, обеспечивающим хорошую приспособляемость газотурбинного агрегата к условиям внешней нагрузки и высокие маневренные качества.

В развитии конструкций газотурбинных установок достаточно четко обозначаются два направления. К первому из них могут быть отнесены конструкции стационарных газовых турбин, формировавшихся в значительной мере под непосредственным влиянием уже освоенных конструкций стационарных паровых турбин, поскольку эти газовые турбины вначале проектировались для аналогичных областей применения, т. е. базовой или всережимной нагрузки, и изготавливались на тех же заводах, что и паровые турбины. Эти стационарные машины описаны практически во всех учебных и справочных пособиях. Для конструкции этих ГТУ были характерны следующие основные признаки: исполнение основных блоков турбоагрегата в отдельных корпусах и на отдельных опорах, наличие самостоятельных корпусов подшипников; применение так называемой подвальной компоновки элементов ГТУ с расположением турбоагрегатов на «втором этаже» на массивном фундаменте; установка ГТУ в специальном здании стационарного типа.

Под влиянием успехов в создании авиационных ГТД происходил пересмотр принципов проектирования стационарных ГТУ со все более широким использованием принципов блочного проектирования. В частности, характерным является использование блочно-агрегатного принципа проектирования, а также применение ряда прогрессивных технологических процессов, характерных для крупносерийного производства.

Ко второму направлению развития конструкций ГТУ относятся промышленные ГТУ малой и средней мощности на основе конвертированных авиационных ГТД для привода электрогенераторов, нагнетателей природного газа, насосов и т. п. Конвертирование авиадвигателей – это процесс адаптации их к надежной и длительной работе в наземных условиях, при этом силовая схема газогенератора сохраняется неизменной, а свободная силовая турбина проектируется заново для обеспечения требуемых нагрузок и максимального КПД установки. Параметры цикла ГТД при конвертации также могут изменяться. Описанию этих машин и посвящены первые две главы настоящей книги.

Причинами широкого применения этих авиапроизводных (гибридных) ГТУ являются: а) недостаточный объем производства эффективных приводных ГТУ; б) более быстрый прогресс в авиадвигателестроении, чем в стационарном газотурбостроении, в отношении повышения надежности и параметров цикла; в) высокий уровень качества изготовления авиадвигателей и возможность организации их централизованного ремонта; г) возможность использования авиадвигателей, отработавших летный ресурс, но пригодных для эксплуатации на земле. Промышленные (авиапроизводные) ГТУ обычно реализуют типовую конструктивную схему 3. Компрессор газогенератора может быть одно или двухкаскадным, приводится в действие 2- или 3-ступенчатыми газовыми турбинами.

В настоящее время к реализации этого принципа в той или иной степени перешли все зарубежные фирмы, выпускающие стационарные газовые турби-

ны, включая российские, выпускающие промышленные ГТУ малой и средней мощности. В качестве примера конструкции современной гибридной ГТУ промышленного типа ниже дается описание ГТУ FT8, разработанной фирмой Turbo Power & Marine Systems (TPM, США) и использованной фирмой MAN GHH в качестве основы для создания версии ГТУ FT8A для привода высокооборотных компрессоров. В основу конструкции положен один из самых удачных авиационных реактивных двигателей JT8D производства Pratt & Whitney, который эксплуатируется с 1964 г. Технические данные моделей серии FT8 приведены в гл. 2. В ГТУ применен газогенератор GG8 фирмы Pratt & Whitney, за которым установлена ССТ (рис. 1.12).

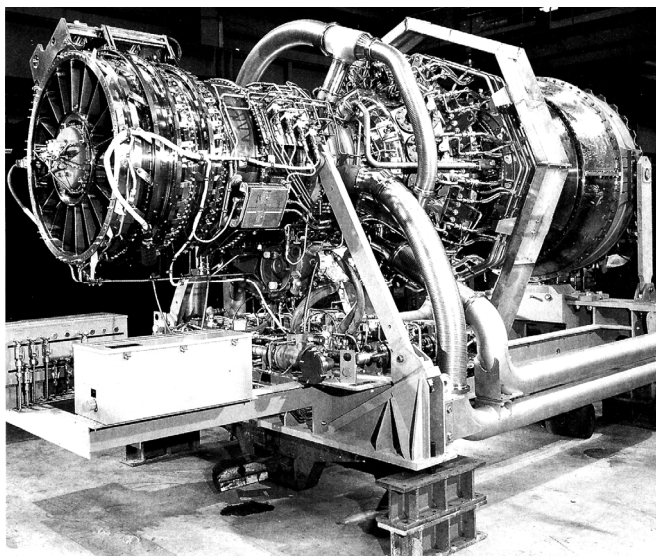
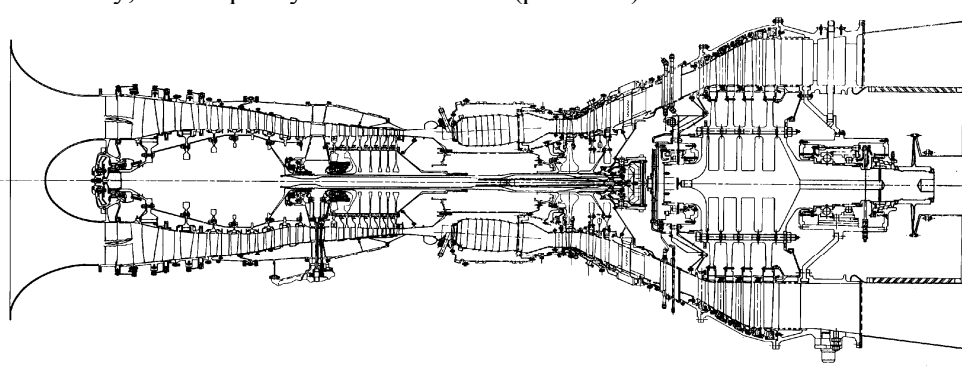


Рис. 1.12. Продольный разрез и общий вид приводной промышленной ГТУ FT8 мощностью 25 МВт [6].

Газогенератор – осевой, двухвальный (по типовой схеме 3в); основными его компонентами являются: а) компрессор низкого давления (КНД) – 8-ступенчатый, барабанного типа. ВНА и направляющие аппараты двух первых

ступеней выполнены поворотными; б) компрессор высокого давления (КВД) – 7-ступенчатый, барабанно-дискового типа; в) камера сгорания (КС) – трубчато-кольцевая, имеет девять жаровых труб с пламеперебрасывающими патрубками; г) турбина высокого давления (ТВД) – одноступенчатая, имеет охлаждаемый сопловой аппарат; д) турбина низкого давления (ТНД) – 2-ступенчатая.

В системе автоматического управления радиальными зазорами (САУРЗ) турбины низкого давления применяется модулированная всережимная подача охлаждающего воздуха. Это позволяет поддерживать оптимальные зазоры на всех режимах работы ГТУ. Система включает в себя расположенные на газогенераторе клапаны охлаждающего воздуха. Они управляются сигналами электронной системы регулирования двигателя. Двигатель защищен от помпажа системой клапанов перепуска воздуха и поворотными направляющими аппаратами КНД.

Фирма MAN совместно с фирмой TRM в начале 90-х годов разработала несколько модификаций ССТ полустационарного типа на 3000, 3600, 5500 об/мин мощностью около 25 МВт. В модификации FT8A с частотой вращения 5500 об/мин принята 3-ступенчатая конструкция ССТ с двухопорным безконсольным ротором на подшипниках качения, имеющих единую систему смазки с подшипниками газогенератора. Подшипники выбраны с ресурсом не менее 50 тыс. ч. Передний подшипник снабжен демпферной гидравлической опорой. Лопаточный аппарат турбины (с постоянным втулочным диаметром) имеет периферийный меридиональный угол раскрытия проточной части  $15^\circ$ . Развитый выходной диффузор со степенью расширения около 3,5 имеет малый угол раскрытия и три промежуточные торообразные перегородки, что снижает потери при повороте потока. Сопловой аппарат первой ступени без горизонтального разъема размещен в переходном корпусе. Сопловые аппараты второй и третьей ступеней – в коническом корпусе с горизонтальным разъемом. Вертикальными фланцами разъемная часть корпуса присоединена к двум неразъемным, что должно обеспечивать отсутствие коробления разъемной части, закрытой специальной обечайкой. Повышение КПД турбины достигнуто применением меньшего числа широкохордных лопаток.

Ротор турбины состоит из трех рабочих колес и двух цапф, соединенных с помощью периферийных стяжных болтов. Корпус рассчитан на непробиваемость сломавшейся рабочей лопаткой. Диски по несущей способности могут выдерживать почти двукратное превышение расчетных оборотов. Задняя опора ротора объединена с жесткой стоечной частью выходного диффузора. Наличие горизонтального разъема статора снижает трудоемкость ремонта.

Корпус силовой турбины опирается на две шарнирные опоры и имеет общую раму с газогенератором, но вся ССТ представляет собой законченный модуль, значительная часть работ по обслуживанию которого может производиться на месте установки. В целом конструкция ССТ газотурбинного привода FT8A сочетает качества как авиационного ГТД (подшипники качения, синтетическое масло), так и стационарной ГТУ (разъемный корпус турбины, увеличенная масса лопаток и ротора). Расчетный ресурс ССТ 100 тыс. ч.

Внешний вид этой, как и других промышленных ГТУ (рис. 1.12), показывает сложную систему «обвязки» двигателя трубопроводами (масляными, топливными, воздушными – гибкими и жесткими); сбросными каналами ан-



типомпажных клапанов; импульсными трубками для передачи давления; сигнальными проводами многочисленных датчиков и т. п. Это обусловлено сложностью внутреннего устройства двигателя, в котором, в отличие от одно-вальных ГТУ, устанавливается в 4–6 раз большее число опор подшипников, каждый из которых требует подвода и отвода масла, измерения температуры масла, а также подвода воздуха для уплотнения масляных полостей. Наружные поверхности корпусов стационарных энергетических ГТУ в этом отношении значительно проще.

Технология обслуживания и ремонтнопригодность авиационных ГТД перенесена в авиапроизводные ГТУ: модули КС, компрессора и турбины (рис. 1.13) доступны для снятия и замены без снятия двигателя с рамы. Трудоемкость снятия компрессора и турбины примерно одинаковы. В стационарных ГТУ трудоемкость снятия и замены значительно возрастают, начиная с КС и заканчивая компрессором. Поставка промышленных ГТУ зачастую осуществляется в виде пэкеджа (контейнера) заводской сборки, облегчающего и удешевляющего монтаж ГТУ на площадке заказчика. Массогабаритные характеристики таких ГТУ существенно меньше (в 5–7 раз), чем стационарных. Например, масса ГТУ НК-16СТ мощностью 16 МВт не превышает 6 т, что обеспечивает ее транспортировку в состоянии полной заводской готовности.

Для сравнения – масса стационарной энергетической ГТУ ГТЭ-30 мощностью 30 МВт составляет около 180 т.

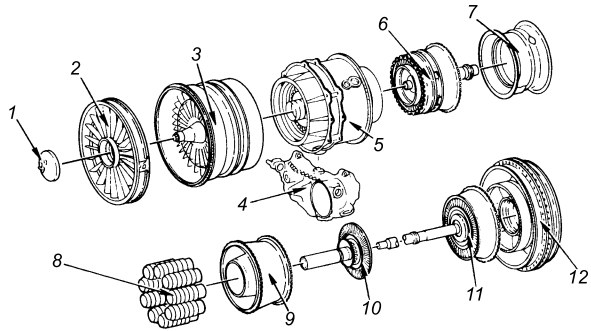


Рис. 1.13. Модульная структура авиапроизводной ГТУ FT8:

1 – муфта привода; 2 – вход компрессора; 3 – КНД; 4 – коробка приводов; 5 – корпус опор компрессора; 6 – КВД; 7 – диффузор; 8 – жаровые трубы КС; 9 – сопло турбины; 10 – ротор ТВД; 11 – ТНД; 12 – корпус выхлопа.

### 3. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И КОНСТРУКЦИЯ ТУРБОМАШИН

Из трех основных элементов газотурбинного двигателя (компрессора, камеры сгорания и газовой турбины), в которых происходит преобразование энергии, компрессоры и газовые турбины относятся к классу лопаточных машин, называемых также турбомашинами. Они имеют сходные принципы работы, которые рассматриваются в теории турбомашин.

Назначением турбины является преобразование потенциальной энергии газа в механическую энергию вращения вала ГТУ. Назначение компрессора – преобразование механической энергии вращения вала, которая подводится извне (в частности от турбины), в потенциальную энергию сжатого воздуха. Турбомашинны представляют собой агрегаты, в которых совершаются отдельные

незамкнутые стадии газотурбинного цикла (сжатие или расширение). Их совершенство характеризуется внутренними относительными КПД, с помощью которых действительные процессы сравниваются с идеальными (без потерь).

Первые газотурбинные установки, применявшиеся для наддува двигателей внутреннего сгорания, строились с центробежным компрессором. Сравнительно низкий КПД компрессора этого типа побудил выполнить широкие теоретические и экспериментальные исследования в области осевых компрессоров, благодаря чему их КПД достиг более высоких значений, чем для центробежных компрессоров. В настоящее время в стационарных и значительной части транспортных ГТУ применяются главным образом осевые компрессоры. Кроме более высокого КПД, это объясняется еще и тем, что осевые компрессоры обеспечивают существенно больший массовый расход воздуха по сравнению с компрессорами других типов при достаточно высокой степени повышения давления воздуха. К осевым компрессорам при этом предъявляются требования, чтобы они имели высокую экономичность и обеспечивали требуемый напор в широком диапазоне физических частот вращения и расходов воздуха, технологичную конструкцию, умеренные габариты и массу при высокой надежности.

Продольные разрезы установок с осевым компрессором показаны на рис. 1.4 и 1.12, а общий вид компоновки турбомашины приведен на рис. 1.14. В некоторых транспортных ГТУ и в производных от них промышленных ГТУ применяется центробежный компрессор с целью уменьшения габаритов и веса. ГТУ малой мощности с центробежными ступенями компрессора показан на рис. 1.59. КПД современных турбин и компрессоров достигают 94 и 85 % соответственно.

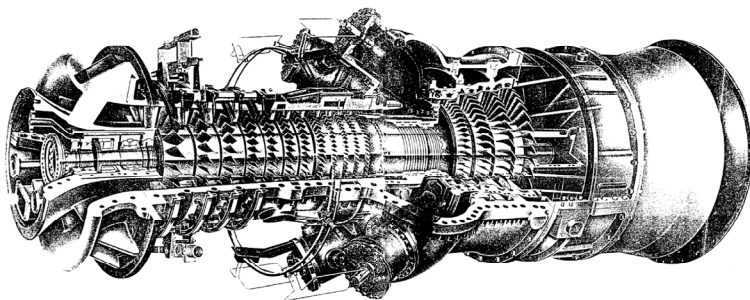


Рис. 1.14. Общий вид на основные элементы ГТУ М7А-01 фирмы Kawasaki мощностью 5,95 МВт.

### 3.1. Течение газа в проточной части осевых турбомашин [1, 3]

Преобразование энергии в осевых турбомашинах осуществляется с помощью последовательно расположенных вращающихся и неподвижных лопаточных решеток (венцов), образующих ступени. Лопатки располагаются по кольцу и образуют вместе с ограничивающими их торцевыми поверхностями проточную часть. Турбинной ступенью принято называть ряд неподвижных (сопловых) лопаток и следующий за ним по ходу газа ряд вращающихся (рабочих) лопаток; компрессорной ступенью – ряд рабочих и следующий за ним по ходу воздуха ряд направляющих лопаток. Схемы турбинной и компрессорной ступеней с указанием основных геометрических характеристик в меридиональном сечении показаны на рис. 1.15.

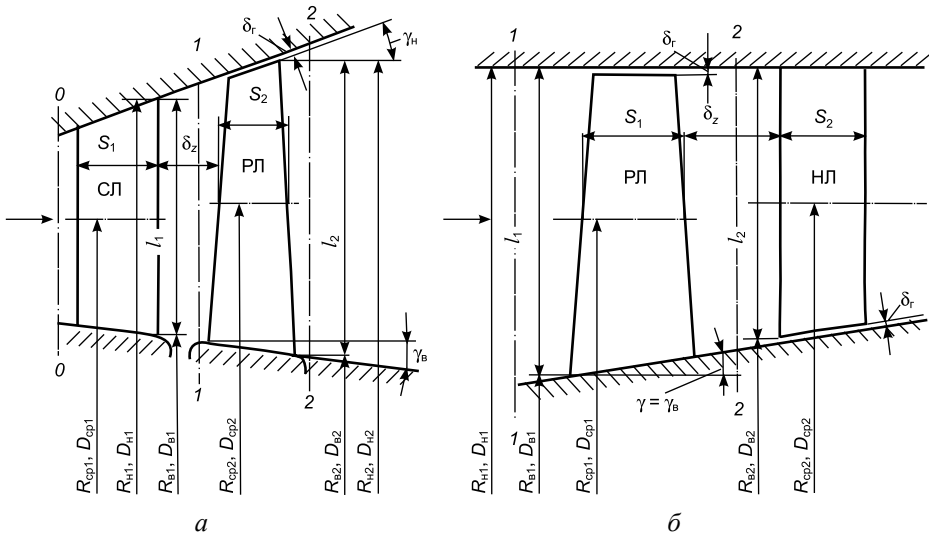


Рис. 1.15. Схемы ступеней турбомашины:

*a* – ступень турбины; *б* – ступень компрессора; СЛ, НЛ, РЛ – сопловые, направляющие и рабочие лопатки; 0, 1, 2 – характерные сечения на входе и выходе из решеток;  $\gamma = \gamma_n + \gamma_b$  угол раскрытия проточной части.

Цилиндрическое сечение одного ряда лопаток (например, на среднем радиусе), развернутое на плоскость, характеризует решетку профилей и форму межлопаточных каналов; аналогичное сечение двух рядов, образующих ступень, – элементарную ступень турбомашины. Эти сечения показаны на рис. 1.16 и 1.17.  $\beta_{1л}, \beta_{2л}$  и аналогично  $\alpha_{1л}, \alpha_{2л}$  (на рисунках не показаны) – входные и выходные углы профилей, соответственно рабочих и направляющих (сопловых) лопаток, образованные касательными к их средней линии в передней (входной) и задней (выходной) кромках и фронтом решеток (0, 1 или 2);  $b'$  – длина средней линии профиля (длина канала). Углы, характеризующие направления скоростей потока ( $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1$  и  $\beta_2$ ), чаще всего не совпадают с геометрическими углами профилей. Их различие характеризуется углами атаки  $i = \alpha_{1л} - \alpha_1$  ( $i = \beta_{1л} - \beta_1$ ) на входе и отставания  $\delta = \beta_2 - \beta_{2л}$  на выходе. Для представления кинематики течения в ступени используются треугольники скоростей, изображающие в масштабе векторы средней скорости потока на входе и выходе из направляющих (сопловых) и рабочих лопаток в абсолютном (*c*) и относительном (*w*) движении. Типичные треугольники скоростей компрессорной и турбинной ступеней также показаны на рис. 1.16 и 1.17.

Для расчета течения в ступенях турбомашин и определения их характеристик используются следующие основные уравнения:

– состояния

$$pv = RT; \tag{1.10}$$

– сохранения массы (уравнение неразрывности) для установившегося потока

$$G_1 = G_2 = \text{const}; c_1 \rho_1 F_1 = c_2 \rho_2 F_2 = \text{const}, \tag{1.11}$$

где  $F$  – площадь проходного сечения, перпендикулярного скорости  $c$ ; 1 и 2 – сечения канала по ходу среды;  
 – сохранения энергии

$$(i_2 + c_2^2/2) - (i_1 + c_1^2/2) + L = 0, \quad (1.12)$$

где  $i$  – энтальпия,  $L$  – работа, совершаемая потоком газа на участке 1–2;  
 – количества движения (уравнение Эйлера), устанавливающее связь действующих на лопатки сил и скоростей потока. В соответствии с ним для элементарной ступени, через которую проходит масса  $G$  рабочей среды, окружная сила, действующая на лопатку,

$$P_u = G(w_{1u} - w_{2u}) = G(c_{1u} - c_{2u}); \quad (1.13)$$

– МОМЕНТ СИЛЫ

$$M = P_u r = G(r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}) \approx Gr(c_{1u} - c_{2u}); \quad (1.14)$$

– МОЩНОСТЬ

$$N = M\omega = G(u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) \approx Gu(c_{1u} - c_{2u}), \quad (1.15)$$

где  $\omega$  – частота вращения,  $c^{-1}$ ;  
 – удельная (на единицу массы) работа

$$L = N/G = (u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) \approx u(c_{1u} - c_{2u}). \quad (1.16)$$

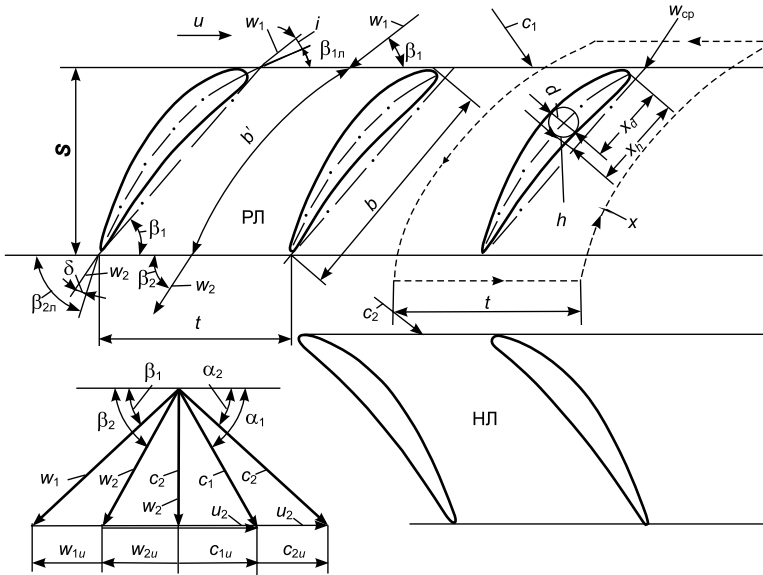


Рис. 1.16. Сечение ступени компрессора.

Вычитание проекций скоростей производится алгебраически, т. е. их знак определяется относительно одного и того же направления окружной скорости (рис. 1.16 и 1.17). В турбинной ступени сила  $P_u$  действует в направлении вра-

щения, а работа, совершаемая ею, положительна. В компрессорной ступени сила  $P_u$  действует против вращения, а работа, затраченная на вращение колеса, по смыслу уравнения отрицательна. Обычно, однако, работу компрессора также считают положительной и определяют из выражения

$$L_K = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \approx u(c_{2u} - c_{1u}). \quad (1.17)$$

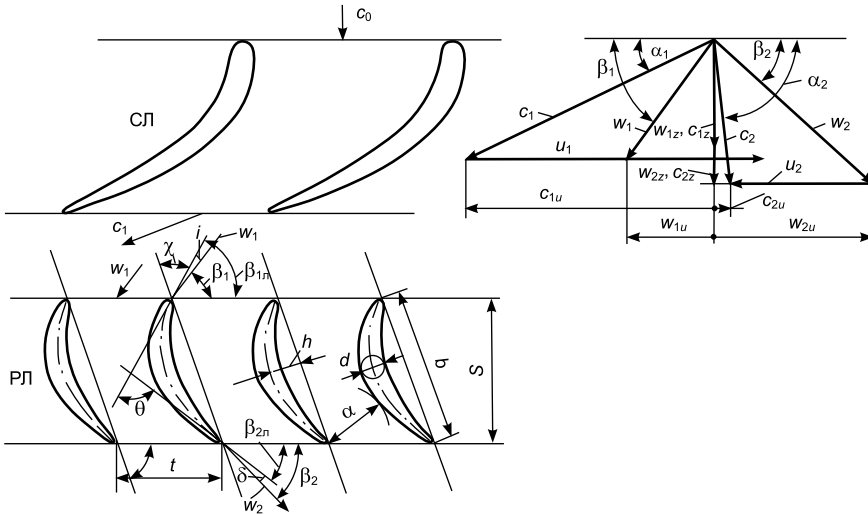


Рис. 1.17. Сечение ступени турбины.

Используя обычные тригонометрические соотношения в треугольниках скоростей ( $2u_1 c_{1u} = c_1^2 + u_1^2 - w_1^2$ ;  $2u_2 c_{2u} = c_2^2 + u_2^2 - w_2^2$ ), получаем

$$L_T = (c_1^2 - c_2^2)/2 + (w_2^2 - w_1^2)/2 + (u_1^2 - u_2^2)/2; \quad (1.18)$$

$$L_K = (c_2^2 - c_1^2)/2 + (w_1^2 - w_2^2)/2 + (u_2^2 - u_1^2)/2. \quad (1.19)$$

Сила, действующая на лопатку в осевом направлении, зависит также от разности давлений на входе и выходе из решетки. В частности, для рабочей лопатки

$$P_z = G(w_{1z} - w_{2z}) + (p_1 - p_2)t,$$

где  $t$  – шаг лопаток.

Действующие на лопатку силы можно найти также с помощью уравнения Н. Е. Жуковского, в соответствии с которым теоретическая подъемная сила

$$P_{y,T} = C_{y,T} \rho \frac{w_{cp}^2}{2} b = 2 \frac{w_{1u} - w_{2u}}{w_{cp}} \cdot \frac{t}{b} \rho \frac{w_{cp}^2}{2} b, \quad (1.20)$$

где  $b$  – хорда лопатки,  $C_{y,T}$  – теоретический коэффициент подъемной силы.

В дозвуковых потоках при числе Маха, выражающем отношение скорости потока к скорости звука в потоке,  $M < 1$  плотность изменяется медленнее, чем скорость:  $dp/\rho < dc/c$ , вследствие чего сопла, в которых газ ускоряется со

снижением давления, должны быть сужающимися в направлении движения, а диффузоры, в которых газ замедляется с повышением давления, – расширяющимися. При сверхзвуковых скоростях  $dp/\rho > dc/c$  сопла должны быть расширяющимися, а диффузоры сужающимися. Сопла и диффузоры в проточной части турбомашин, образуются криволинейными поверхностями лопаток, а

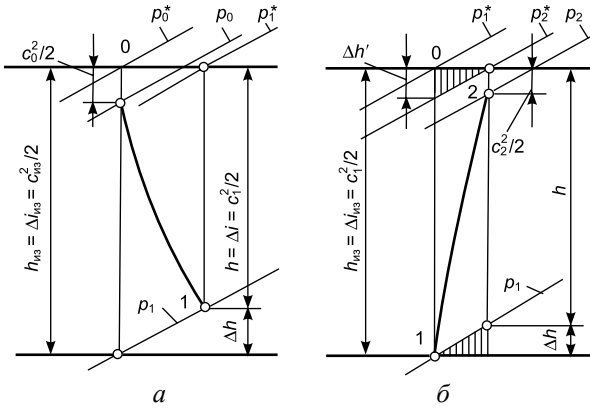


Рис. 1.18. Изображение процессов в сопле (а) и диффузоре (б) в  $i,s$ -диаграмме.

плавное изменение скорости обеспечивается соответствующим профилированием лопаток, выбором угла их установки, хорды и шага.

Процессы расширения и сжатия с потерями изображены в  $i,s$ -диаграмме на рис. 1.18. Точка 0 соответствует полным параметрам в начале процесса, точка 1 – окончанию процесса расширения (рис. 1.18, а) или началу процесса сжатия (рис. 1.18, б), точка 2 – окончанию процесса сжатия. Параметры адиабатно заторможенного потока

связаны со статическими параметрами  $p$  и  $T$  известными из газодинамики формулами:

$$p^* = p + \rho c^2/2 = p \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{-\frac{k}{k-1}}; \quad (1.21)$$

$$T^* = T + c^2/2c_p = T \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right), \quad (1.22)$$

где приведенная скорость  $\lambda = \frac{c}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT^*}}$ . Соответственно  $\pi^* = p_2^*/p_1^*$ . За-

торможенные или полные параметры упрощают проведение газодинамических расчетов турбомашин с использованием специальных таблиц газодинамических функций.

Потери  $\Delta h$  характеризуются коэффициентом потерь энергии  $\zeta = (h_{из} - h)h_{из} = \Delta h/h_{из}$ , а КПД  $\eta = h/h_{из} = 1 - \zeta$ . Здесь  $h_{из}$  – располагаемый (при течении без потерь),  $h$  – использованный теплоперепад. В компрессорных решетках коэффициент потерь обычно определяют как  $\zeta' = \Delta p^*/(\rho c_1^2/2)$ , где  $\Delta p^* = p_1^* - p_2^*$ . Потери  $\Delta p^*/\rho = v \Delta p^*$  измеряются в единицах работы и эквивалентны на рис. 1.18, б отрезку  $\Delta h' \approx \Delta h$ , поэтому  $\zeta' \approx \zeta$ .

В турбинных решетках для характеристики потерь используют коэффициенты скорости:

– в каналах направляющих лопаток

$$\varphi = c_1/c_{1из}; \quad (1.23)$$

– в каналах рабочих лопаток

$$\psi = w_2/w_{2из}. \quad (1.24)$$

Здесь  $c_1$  и  $w_2$  – действительные скорости;  $c_{1из}$  и  $w_{2из}$  – теоретические;  $c_{1из}$  определяется по уравнению

$$c_{1из} = \sqrt{2c_p T_0 \left[ 1 - (p_1/p_0)^{\frac{k-1}{k}} \right] + c_0^2}; \quad (1.25)$$

скорость  $w_{2из}$  определяется по аналогичной формуле, в которой заменяются индексы 0 на 1, 1 на 2, т. е. процесс расширения (рис. 1.18, а) строится для рабочей решетки.

Коэффициенты скорости связаны с коэффициентом потерь выражением  $\varphi(\psi) = \sqrt{1-\zeta}$ ; КПД турбинной решетки  $\eta \approx \varphi^2(\psi^2)$ . Коэффициенты скорости любых решеток определяются экспериментально. Потери в компрессорных решетках традиционно характеризуются обратным качеством профиля  $\mu_0 = C_x/C_y$ , где  $C_x$  – коэффициент лобового сопротивления,  $C_y$  – коэффициент подъемной силы; КПД компрессорной решетки  $\eta = (1 + \mu_0 \text{tg } \beta)/(1 - \mu_0 \text{ctg } \beta)$ , где  $\beta = (\beta_1 + \beta_2)/2$  – угол средневекторной скорости  $\bar{w} = (\bar{w}_1 + \bar{w}_2)/2$ .

Профильные потери при обтекании лопаток вызваны явлениями происходящими в пристенном пограничном слое и вблизи выходных кромок. Их разделяют на потери трения и кромочные потери:  $\zeta_{пр} = \zeta_{тр} + \zeta_{кр}$ . Возникающие вследствие трения о поверхность лопаток потери примерно пропорциональны квадрату скорости и зависят от режима течения в пограничном слое. Местное повышение давлений вблизи выходной кромки со стороны спинки профиля наблюдается в большинстве турбинных и во всех компрессорных решетках. На этих участках движение газа, теряющего кинетическую энергию в пограничном слое, осуществляется за счет энергии соседних слоев, скорость которых вследствие этого снижается, а пограничный слой утолщается. Действующие навстречу силы давления могут привести к изменению направления потока, его отрыву от поверхности профиля и образованию вихрей (рис. 1.19), что сопровождается значительным ростом потерь.

Стекающий с выходных кромок с разными скоростями поток испытывает внезапное расширение. В нем образуются вихри, создающие кромочный

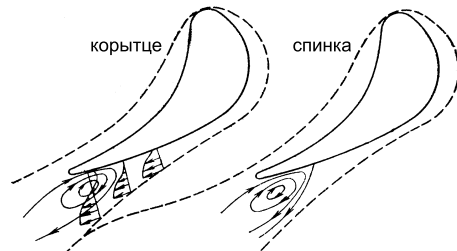


Рис. 1.19. Образование и срыв пограничного слоя на турбинных лопатках.

след с пониженной средней скоростью в направлении движения и несколько отличающимися углами течения. Размывание кромочных следов и выравнивание потока происходит за счет снижения средней скорости и связано с потерями.

Разность давлений на вогнутой и выпуклой стенках канала является причиной перетеканий среды, направленных поперек оси канала и возникающих у

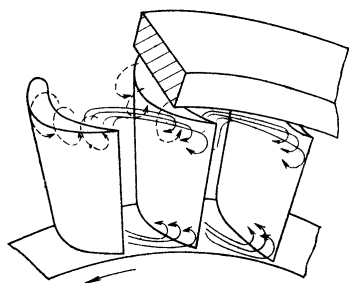


Рис. 1.20. Образование вихрей у торцевых поверхностей в турбинной ступени.

концов лопаток, где поток тормозится в пограничном слое у торцевых стенок. Отток газов от вогнутой поверхности компенсируется подсосом из ядра потока (рис. 1.20), а вблизи обеих торцевых стенок образуются вращающиеся в противоположных направлениях парные вихри. Вторичные течения у концов лопаток, а также трение о торцевые стенки являются причинами концевых (вторичных) потерь энергии и местных изменений углов выхода потока из решеток. В каналах с относительно длинными лопатками ( $l/b > 1,5$ ) структура потока вне зоны концевых явлений не изменяется. Доля газа, не испытывающего их влияния, и, следовательно, коэффициент концевых потерь (их отношение к располагаемой работе) зависят от высоты лопатки. При малых относительных высотах ( $l/b < 1$ ,  $l < 40-50$  мм) вторичные течения распространяются на всю высоту канала, а коэффициент концевых потерь резко возрастает.

При наличии открытого радиального зазора у конца лопатки перетекания в нем вызывают дополнительные потери энергии. Движущаяся через зазор часть газа фактически не работает в ступени. Вследствие разных давлений на сторонах профиля возникают поперечные течения в зазоре и образуются вихри на спинке лопатки (рис. 1.20). Перетекания уменьшают также разницу давлений у конца лопатки и действующие на нее аэродинамические силы.

В теории турбомашин и при расчетах широко применяются величины:

– отношение осевой составляющей скорости к окружной, называемое коэффициентом расхода

$$\varphi_0 = c_z/u; \quad (1.26)$$

– отношение разности окружных проекций скоростей потока к окружной скорости (коэффициент нагрузки или циркуляции)

$$\mu = (c_{1u} - c_{2u})/u = \Delta c_u/u = L_u/u^2, \quad (1.27)$$

которое представляет собой также в соответствии с уравнением Эйлера отношение работы на окружности колеса к квадрату окружной скорости потока и называется коэффициентом нагрузки в турбинных и коэффициентом теоретического напора в компрессорных ступенях;

– степень реактивности, характеризующая часть работы, которая совершается в ступени за счет преобразования энергии в рабочем колесе,

$$\rho = L_p/L = h_{из,p}/h_{из,ст}. \quad (1.28)$$

Степень реактивности можно определить также через скорости потока:



$$\rho = (w_{1u} + w_{2u})/2u = w_{u,ср}/u = 1 - c_{u,ср}/u. \quad (1.29)$$

При  $\rho = 0$   $w_{u,ср} = 0$ ,  $w_1 = w_2$  (активная турбинная ступень); при  $\rho = 0,5$   $w_{u,ср} = c_{u,ср} = 0,5$ , треугольники скоростей симметричны, т. е.  $c_1 = w_2$  и  $c_2 = w_1$ ; при  $\rho = 1$ , как в некоторых компрессорных ступенях,  $c_{u,ср} = 0$ ,  $c_1 = c_2$ .

Для того чтобы параметры, скорости и углы потока в каждом сечении канала были близкими к оптимальным, они должны закономерно изменяться по высоте лопаток. Это достигается соответствующим профилированием, т. е. изменением углов и формы профилей по высоте лопаток. Во многих случаях согласование углов потока и лопаток в различных по высоте сечениях достигается с учетом конструктивных и технологических соображений путем профилирования их так, чтобы  $c_{u,r}^m = \text{const}$ , где в общем случае  $-1 < m < 1$ .

### 3.2. Особенности работы осевых турбомашин

#### 3.2.1. Осевой компрессор

**Характеристики ступени.** В компрессорных решетках значения допустимого угла поворота зависят от густоты  $b/t$  и угла установки профилей  $\beta_2$ . Повышение густоты позволяет увеличить угол поворота и степень повышения давления в решетке, но приводит в то же время к росту потерь трения из-за увеличения площади обтекаемых потоком поверхностей. Вследствие этого существуют оптимальные значения густоты, равные в периферийных сечениях решеток  $b/t = 0,9 \div 1,1$ , в средних  $b/t \leq 1,4 \div 1,6$  и в корневых  $b/t \leq 2 \div 2,5$ .

При повышении скорости набегающего на решетку потока до уровня, приближающегося к скорости звука, потери в решетке резко возрастают из-за появления на спинке профилей местных сверхзвуковых зон и скачков уплотнений. При дальнейшем увеличении скорости потока в узком сечении канала устанавливается скорость звука; происходит заклинивание решетки. Соответствующее этому режиму число  $M$  называется максимальным. В зависимости от угла атаки  $M_{\text{max}} = 0,85 \div 0,95$ .

Снижение скорости потока в рабочем колесе и в каналах неподвижного направляющего аппарата сопровождается повышением давления, т. е. часть процесса сжатия, характеризующаяся величиной  $(w_1^2 - w_2^2)/2$ , осуществляется в рабочем колесе, а часть процесса, характеризующаяся величиной  $(c_2^2 - c_1^2)/2$ , – в направляющем аппарате. Работа (теоретический напор) ступени

$$h_t = L_u = (c_2^2 - c_1^2)/2 + (w_1^2 - w_2^2)/2, \quad (1.30)$$

а степень реактивности

$$\rho = \frac{L_p}{L_u} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2h_t} = 1 - \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2h_t}. \quad (1.31)$$

На рис. 1.21, а показаны треугольники скоростей для ступени с 50 %-ной реактивностью ( $\rho = 0,5$ ), для которой характерны симметричные профили рабочих и направляющих лопаток, равенство скоростей  $w_1 \approx c_2$  и  $w_2 \approx c_1$  и соответствующих углов потока. Для ступени с  $\rho = 1$  все повышение давления создается в каналах рабочего колеса. В направляющем аппарате происходит только поворот потока без изменения абсолютного значения скоростей:  $|c_1| \approx |c_2|$ .

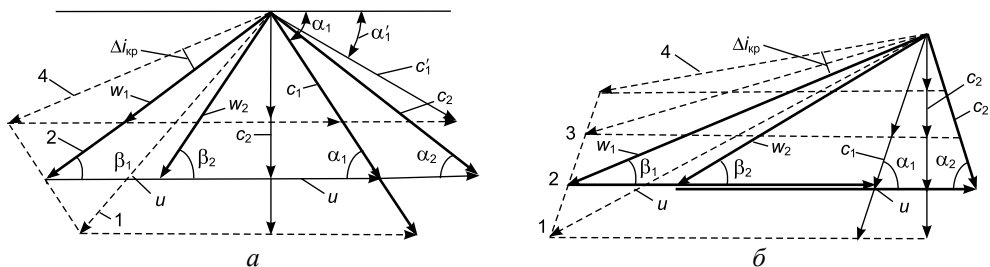


Рис. 1.21. Треугольники скоростей в компрессорной ступени с  $\rho = 0,5$  (а) и  $\rho = 1,0$  (б).

Рабочий диапазон изменения расходов при постоянной частоте вращения в ступенях с  $\rho = 1$  (рис. 1.21, б) в 2–4 раза шире, а изменение КПД – меньше, чем в ступенях с  $\rho = 0,5$  (точки 1–4 на рис. 1.21, б; пунктиром изображены треугольники скоростей для уменьшающихся расходов воздуха). Однако в компрессорах мощных ГТУ применяются в основном ступени с  $\rho = 0,5$ , обеспечивающие большее повышение давления при более высоких окружных скоростях.

В последние годы стремление повысить степень сжатия и уменьшить габариты установки привело к практическому применению в компрессорах стационарных ГТУ одной или нескольких первых трансзвуковых ступеней. В таких ступенях окружные скорости периферийных сечений рабочих лопаток велики и поток натекает на их входные кромки со сверхзвуковой скоростью ( $M_{w1} \leq 1,6$ ). Переход к дозвуковым скоростям в каналах рабочего колеса осуществляется в системе скачков уплотнений. Направляющий аппарат обтекается с дозвуковыми скоростями. От периферии к корню лопаток окружные скорости снижаются и поток, начиная с какого-то сечения, становится дозвуковым. В компрессорах с удачно спроектированными трансзвуковыми ступенями достигнута высокая экономичность. Так, например, в 10-ступенчатом компрессоре двухвальной ГТУ GT10С первые две ступени – трансзвуковые; суммарная степень повышения давления в компрессоре – 14 при расходе воздуха 78 кг/с.

В компрессорах авиационных ГТД используются высоконагруженные дозвуковые ступени, работа которых достигает  $h_{из} = 35 \div 40$  кДж/кг при окружных скоростях около 350 м/с (т. е. коэффициент напора  $\psi_{из} = 2h_{из}/u^2 = 0,8 \div 0,9$ ), а степени сжатия 1,35–1,4. КПД таких ступеней составляет 89–90 %.

Концевые потери в решетке возрастают при уменьшении удлинения (отношения длины к хорде  $l/b$ ) лопаток и увеличении радиального зазора. По прочностным соображениям удлинения лопаток первых дозвуковых ступеней составляют  $l/b \leq 3,5 \div 4,5$ . Лопатки последних ступеней выполняются с удлинениями  $l/b \leq 2 \div 2,5$ , для того чтобы уменьшить угол раскрытия эквивалентного диффузора, повысить числа Рейнольдса и уменьшить число лопаток.

В компрессорных ступенях при постоянных частоте вращения и условиях на входе зависимости работы (степени сжатия) и КПД от расхода определяются формой треугольников скоростей и условиями обтекания профилей. При больших осевых скоростях (расходах) лопатки обтекаются с отрицательными углами атаки, углы поворота потока малы, а работа ступени может быть небольшой, нулевой или даже отрицательной. Потери при таких режимах обтекания решеток велики (отношение  $C_x/C_y$  растет с уменьшением угла атаки). След-

ствии этого, хотя давление в ступени остается постоянным или снижается, температура воздуха растет, так как вся сообщенная ему энергия переходит в теплоту.

При уменьшении расхода (осевых скоростей), как это видно на рис. 1.21, направление потока, натекающего на входные кромки лопаток, изменяется, углы  $\beta_1(\alpha_2)$  уменьшаются, а углы атаки  $i = \beta_{1л} - \beta_1$  и углы поворота потока в лопаточных каналах возрастают. На режимах, соответствующих оптимальному углу атаки лопаток достигается максимальный КПД, а на режиме, соответствующем критическому углу атаки, – граница устойчивой работы. На режимах с углами атаки, превышающими критические, на спинке лопаток происходит отрыв пограничного слоя и устойчивая работа решетки нарушается (рис. 1.22, а, б). Изложенное иллюстрируется экспериментальными данными (рис. 1.22, в), полученными на компрессорной решетке с густотой равной 1,33 и углом поворота потока в решетке  $\Delta\beta_{л} = 25^\circ$  при  $\beta_2 = 60^\circ$ .

Рабочим является диапазон от некоторого отрицательного угла атаки  $i$ , при котором потери начинают заметно увеличиваться (1 на рис. 1.22, в). Угол поворота потока  $\Delta\beta_{л}$  и коэффициент подъемной силы  $C_y$  возрастают при увеличении угла атаки  $i$  до некоторого критического значения  $i_{кр}$  (4 на рис. 1.22, в). Если числа  $M$  невелики ( $M \leq 0,3$ ), коэффициенты потерь  $\zeta$  и лобового сопротивления  $C_x$  мало меняются в широком диапазоне изменения угла атаки. Лишь при приближении его к критическому значению потери начинают возрастать: при  $i = i_{кр}$   $C_x = 2C_{x\min}$ , а при  $i > i_{кр}$  на спинке профиля возникают срывы, резко ухудшающие

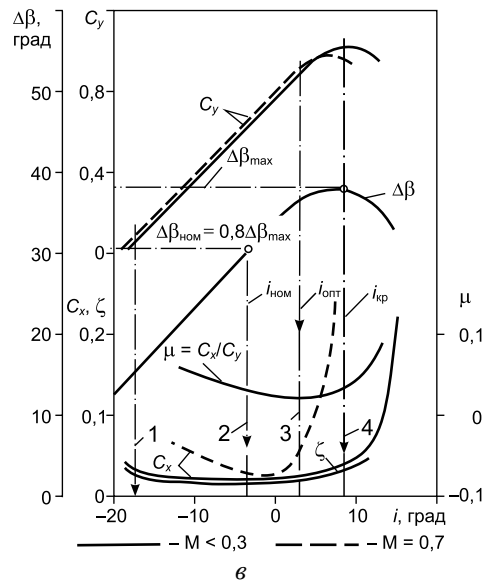
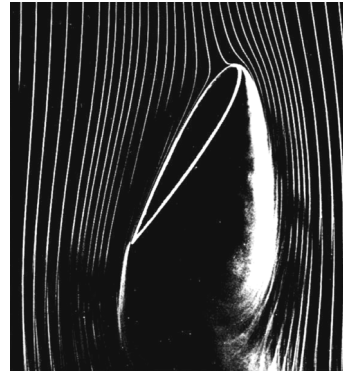
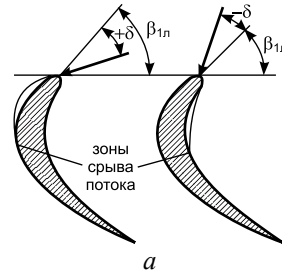


Рис. 1.22. К определению знака угла атаки (а), визуализация срыва потока при обтекании крылового профиля с положительным углом атаки (б) и зависимости аэродинамических параметров компрессорной решетки от угла атаки (в).

работу решетки. В качестве расчетного режима решетки принимают либо режим с углом поворота  $\Delta\beta_{\text{ном}} = 0,8\Delta\beta_{\text{max}}$  (номинальный, 2 на рис. 1.22, в), либо режим максимального качества  $C_y/C_x$ , на котором коэффициент потерь  $\mu_0 = C_x/C_y$  минимальный (3 на рис. 1.22, в). Соответствующий ему угол атаки  $i_{\text{опт}} = 0,5(i_{\text{ном}} + i_{\text{кр}})$ .

Вследствие меньших скоростей в срывной зоне натекающий на нее невозмущенный поток тормозится и растекается по фронту решетки, огибая зону. Та его часть, которая движется в направлении, противоположном вращению, вызывает увеличение углов атаки лопаток и переводит в срывной режим каналы, расположенные с этой стороны на границе зоны. С противоположной стороны зоны углы натекания увеличиваются, а углы атаки уменьшаются и восстанавливается нормальное течение в каналах. В результате зона срыва непрерывно смещается в сторону, противоположную вращению, со скоростью  $u_{з.с.}$ , составляющей 30–80 % скорости вращения колеса. Это явление называется вращающимся срывом.

В рассмотренных случаях, несмотря на срывные явления в проточной части, степень сжатия и расход компрессора сохранялись стабильными во времени, а нормальная работа ГТУ не нарушалась. При определенных условиях при пониженной частоте вращения и практически всегда вблизи номинальной частоты возникновение срыва в проточной части приводит к помпажу – автоколебаниям всей массы рабочей среды в системе компрессор–сеть (подробнее см. zoom-страницу № 1).

Вращающийся срыв оказывает на лопатки компрессора силовое воздействие на порядок более сильное, чем, например, аэродинамические следы впереди расположенной решетки, и возбуждает колебания, которые могут привести к поломке лопаток. Вследствие этого даже кратковременная работа с вращающимся срывом нежелательна, а длительная недопустима. Помпаж, при котором нагрузки еще более велики и могут вызвать образование трещин или силовое разрушение деталей, является аварийным состоянием ГТУ. Диапазон устойчивой работы ступени компрессора зависит от ее расчетных параметров. Он расширяется с увеличением степени реактивности, толщины профилей и расстояния от входной кромки до точки максимального прогиба и сужается при повышении чисел  $M$ . Однако как бы ни проектировались ступени и выбирались расчетные точки при эксплуатации компрессоров с высокой степенью сжатия, неизбежны нерасчетные режимы, когда необходимы специальные меры, чтобы предупредить работу отдельных ступеней с недопустимо низкими коэффициентами расхода и срывами. Основные способы устранения помпажа в осевых компрессорах при эксплуатации ГТУ описаны ниже.

**Тепловой процесс в многоступенчатом компрессоре.** В одной дозвуковой ступени степень повышения давления не превышает 1,2–1,3, что во много раз ниже общей степени повышения давления в газотурбинных установках. В связи с этим для получения требуемой степени повышения давления используются многоступенчатые осевые компрессоры, состоящий из 5–20 и более последовательно расположенных ступеней, обеспечивая соответствующую форму проточной части (рис. 1.4 и 1.12).

Степень повышения давления многоступенчатого компрессора выражается: по статическим давлениям  $\pi_k = p_k/p_n$ ; по полным давлениям  $\pi_k^* = p_k^*/p_n^*$

(индексы «н» и «к» обозначают начало и конец процесса сжатия). Во входном патрубке, конфузоре и входном направляющем аппарате (ВНА) поток воздуха ускоряется за счет понижения давления и температуры. Кроме того, в ВНА поток воздуха предварительно закручивается, для обеспечения безударных углов входа потока по радиусу в рабочую решетку первой ступени. В некоторых компрессорах ВНА может отсутствовать. Процесс сжатия в многоступенчатом компрессоре условно показан на рис. 1.23, а.

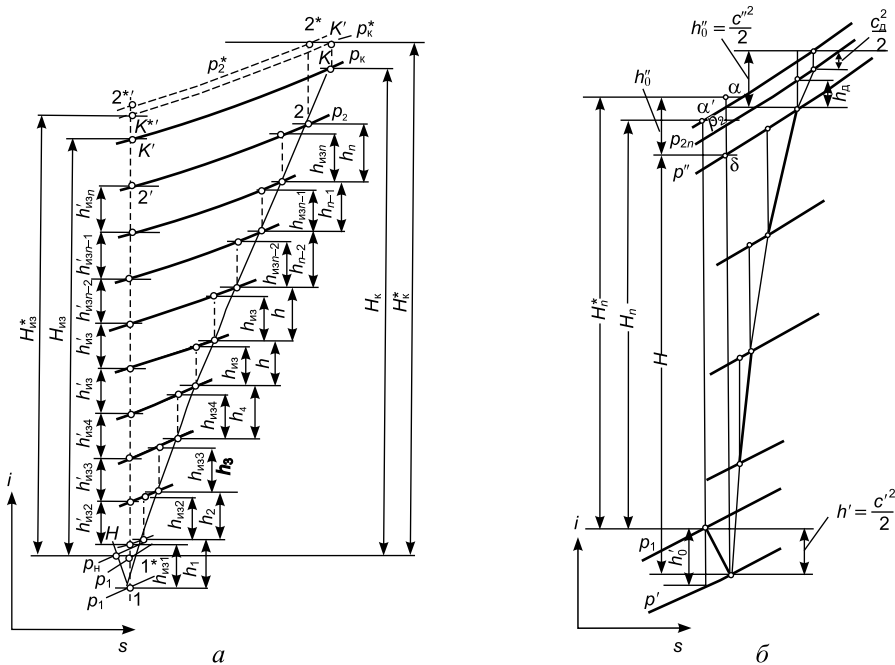


Рис. 1.23. Процесс сжатия в многоступенчатом компрессоре (а) и тепловые напоры с учетом ВНА и выходного диффузора (б).

Как следует из рис. 1.23, а во всех последующих ступенях, начиная со второй,  $h_{из i} > h'_{из i}$ . В связи с этим изоэнтروпийный напор в проточной части  $\sum h_{из i} > H_{из}$ . Физически это объясняется тем, что вследствие подвода к воздуху теплоты трения, образующейся в процессе сжатия реального газа в предшествующих ступенях, происходит повышение начальной температуры газа на входе в данную ступень по сравнению с температурой, соответствующей изоэнтропийному сжатию. Отношение  $\sum h_{из i} / H_{из} = \alpha$  называется коэффициентом затраты энергии; в общем случае этот коэффициент повышается с ростом  $\pi_k$  и числа ступеней, и уменьшении КПД ступени. Значения коэффициента  $\alpha$  находится в пределах 1,02–1,04. При степенях сжатия  $\pi_k > 5$  и числе ступеней  $z > 10$  значение его приближенно равно отношению политропного и изоэнтропного КПД компрессора. Меньший изоэнтропийный напор в проточной части по сравнению с суммой изоэнтропийных напоров отдельных ступеней приводит к соответствующему снижению изоэнтропийного КПД компрессора.

Кроме учета этого коэффициента распределение теплового напора между ступенями следует выполнять учитывая также перепад тепла  $h'_0$ , который требуется для создания необходимого поля скоростей за первым направляющим аппаратом (обычно его называют входным направляющим аппаратом – ВНА). При этом давление  $p'$  перед первым рабочим колесом становится существенно ниже давления  $p_1$  перед компрессором (см. рис. 1.23, б). Если рассмотреть часть компрессора, начиная с первого рабочего колеса, то в ней степень повышения давления должна быть больше, чем для компрессора в целом.

ВНА представляет собою конфузур, резко отличающийся от других направляющих аппаратов компрессора. Поэтому удобно распределять напор между всеми ступенями компрессора, за исключением ВНА. Во многих случаях все эти ступени являются однотипными, и обычно они создают напоры, сравнительно мало различающиеся между собой.

После компрессора помещаются спрямляющий аппарат и диффузор, в которых поток за последней ступенью получает осевое направление и его кинетическая энергия преобразуется в потенциальную. Повышение давления в этих аппаратах также учитывается при распределении напоров между ступенями. Обозначив скорость газа за первым и последним направляющими аппаратами соответственно через  $c'$  и  $c''$ , изоэнтروпийный тепловой напор в рассматриваемых ступенях компрессора выразится как

$$H_{\text{п}}^* = H - (c'^2 - c''^2)/2, \quad (1.32)$$

где  $H$  – изоэнтропийный тепловой напор от давления за ВНА  $p'$  до давления за последним направляющим аппаратом  $p''$ ;  $H_{\text{п}}^*$  – то же для полных параметров. На рис. 1.23, б отрезок  $ab$ , равный  $h'_0$ , больше отрезка  $a'b$  на величину  $aa'$ , что объясняется потерями энергии в диффузоре.

Для вычисления давления  $p'$  надо предварительно найти изоэнтропийный перепад тепла в ВНА  $h'_0 = h'/(1 - \zeta)$ , где  $h' = c'^2/2$ ;  $\zeta \approx 0,04$  – коэффициент потерь энергии в этом аппарате. Температура газа за направляющим аппаратом при изоэнтропийном расширении  $T' = T_1 - h'_0/c_p$ , где  $T_1$  – температура воздуха на входе в компрессор. Давление  $p'$  определится из формулы  $p'/p_1 = (T'/T_1)^{k/(k-1)}$ , где  $p_1$  – давление перед ВНА.

Давление за последним направляющим аппаратом  $p''$  найдем, предварительно оценив скорость  $c''$  и вычислив соответствующий ей тепловой напор  $h''_0 = c''^2/2$ . Часть этого напора  $h_{\text{д}}$  преобразуется в потенциальную энергию в спрямляющем аппарате и в диффузоре  $h_{\text{д}} = \eta_{\text{д}}(h''_0 - c_{\text{д}}^2/2)$ , где индекс «д» относит параметр к диффузору.

Если ориентировочно задать температуру газа за диффузором  $T_2$ , то, предварительно вычислив температуру газа перед спрямляющим аппаратом  $T''$ , можно найти давление  $p''$  из соотношения  $p_2/p'' = (T_2/T'')^{k/(k-1)}$ , где  $p_2$  – давление за диффузором.

После определения давлений  $p'$  и  $p''$  по уравнению (1.32) вычисляется тепловой изоэнтропийный напор  $H_{\text{п}}^*$ . Именно этот тепловой напор распределяется между ступенями в зависимости от выбранного метода проектирования проточной части.

Число ступеней компрессора выбирается исходя из максимально возможного напора в одной ступени при сохранении достаточно высоким ее КПД.

Для сокращения числа ступеней выбирается предельно допустимая окружная скорость. В ГТУ легкого типа окружные скорости в компрессоре достигают высоких значений, иногда за счет существенного понижения его КПД. В стационарных ГТУ, наоборот, с целью сохранения высоких КПД окружные скорости выбирают сравнительно малыми, что вызывает необходимость применять большое число ступеней. Если производительность компрессора мала, то с целью увеличения длины его последних лопаток осевую скорость приходится снижать, а следовательно и окружная скорость не должна быть большой. Если же производительность и скорость вращения компрессора велики, то, наоборот, применяются меры для уменьшения высот первых лопаток компрессора. С этой целью выбираются высокие осевые и окружные скорости.

Типичное изменение параметров воздуха в проточной части компрессора показано на рис. 1.24. Сжатие воздуха сопровождается повышением его температуры и плотности в соответствии с равенствами

$$T/T_1 = \pi_k^{(k-1)/(k\eta_{\text{ком}})} \approx \pi_k^{0,315} \approx \sqrt[3]{\pi_k};$$

$$\rho/\rho_1 = \pi_k(T_1/T) \approx \pi_k^{0,685}.$$

Высоты лопаток также зависят от формы проточной части. На рис. 1.24 они приведены для двух крайних случаев. В первом из них (при наружном диаметре  $D_n = \text{const}$ ) средние окружные скорости и работа ступеней вдоль проточной части возрастают, но высоты лопаток последних ступеней оказываются минимальными. Во втором (при диаметре втулки  $D_b = \text{const}$ ) средние окружные скорости и работа ступеней ниже и при той же степени сжатия требуется большее число ступеней, но высоты последних лопаток увеличиваются.

При сжатии газа его параметры на протяжении проточной части изменяются, чем объясняются неодинаковые условия работы каждой ступени. Первая ступень находится в наиболее тяжелых условиях, так как в ней скорость звука  $a$  имеет наименьшее значение, а объемный расход наибольший. Это приводит к повышенному числу  $M$  и наибольшей длине лопаток. Ввиду этого первую ступень нагружают меньше остальных ступеней. Последние ступени работают при пониженных объемной производительности и числе  $M$ . При умеренных расходах газа длина лопаток последней ступени может

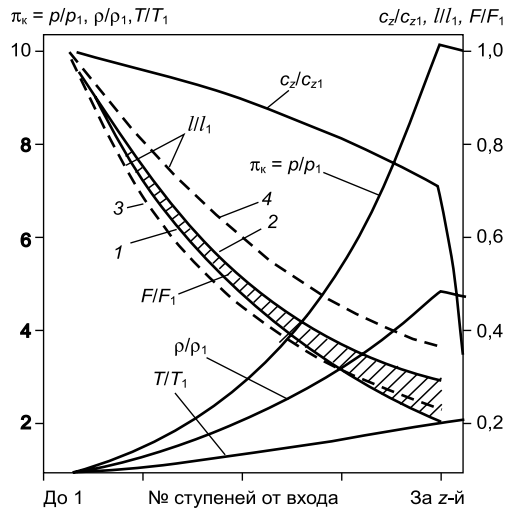


Рис. 1.24. Изменение параметров воздуха и площадей проходных сечений в проточной части многоступенчатого компрессора [3]:

1 – изменение площадей при  $c_z = \text{const}$ ; 2 – то же при снижении  $c_z/c_{z1}$  по приведенной на графике кривой; 3 – изменение высот лопаток при  $D_n = \text{const}$ ; 4 – то же при  $D_b = \text{const}$ .

получиться нежелательно малой. Как первые, так и последние ступени работают в широком диапазоне изменения коэффициентов расхода. Средние ступени находятся в наиболее благоприятных условиях по сравнению с первыми и последними, что позволяет назначать в них повышенные напоры.

Эффективность работы компрессора, как и других турбомашин, можно оценивать рядом КПД – адиабатным (изоэнтропным), политропным, а также изотермным (для охлаждаемых компрессоров). Первые два наиболее распространены и представляют отношение работы сжатия для адиабатного или политропного процессов к затраченной механической работе. Напомним, что в термодинамике эти процессы протекают по законам  $pv^k = \text{const}$  и  $pv^m = \text{const}$ , где  $k$  и  $m$  – показатели адиабаты и политропы;  $k = c_p/c_v$ , где  $c_p$  и  $c_v$  – удельные теплоемкости воздуха при постоянных давлении и объеме. Величины этих КПД определяют степень приближения реального процесса сжатия к одному из теоретических. В выражении для адиабатного КПД  $\eta_{\text{ад}} = H_{\text{ад}}/H$ , работа сжатия определяется как

$$H_{\text{ад}} = c_p(T_{2\text{ад}} - T_1) = \frac{k}{k-1} RT_1(\pi_k^{(k-1)/k} - 1), \quad (1.33)$$

а подведенная к компрессору работа  $H = (N_k - N_{\text{мп}})/G_k$ , где  $N_{\text{мп}}$  – механические потери,  $R = c_p - c_v$ , – универсальная газовая постоянная сжимаемого газа.

Если рассматривать воздух как реальный газ и считать, что в процессе сжатия выделяется внутренняя теплота трения воздуха, а также трения его о поверхности, то процесс сжатия можно считать политропным и работа сжатия находится из выражения

$$H_{\text{пол}} = \frac{m}{m-1} R(T_2 - T_1) = RT_1 y_m, \quad (1.34)$$

где  $y_m = \frac{m}{m-1} (\pi_k^{(m-1)/m} - 1)$  – находится по диаграммам приведенными в [7].

Считается, что наиболее универсальным является понятие о внутреннем КПД  $\eta_{oi}$ , который учитывает внутренние потери  $H_r$ , обусловленные несовершенством рабочего процесса в проточной части компрессора

$$\eta_{oi} = (H - H_r)/H = \left( H_{\text{пол}} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right) / H. \quad (1.35)$$

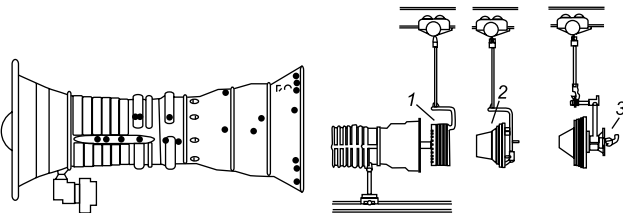
Внутренний КПД является интегральной характеристикой потерь, связанных с созданием внутреннего напора и справедлив для любого типа компрессора (осевого, центробежного и т. д.) при любой напорности охлаждаемых и неохлаждаемых машин. Этот КПД учитывает все внутренние потери, кроме механических и незначительных потерь с концевыми протечками. В случае, когда влиянием  $(c_2^2 - c_1^2)$  и потерями теплоты можно пренебречь, имеем

$$\eta_{oi} = \eta_{\text{пол}} = H_{\text{пол}}/H = \frac{\lg \frac{p_2}{p_1}}{\frac{k}{k-1} \lg \frac{T_2}{T_1}}. \quad (1.36)$$



## БОРОСКОП ОБСЛУЖИВАЕТ ГТУ

Бороскоп, как инструмент для обследования состояния проточной части ГТУ, был впервые применен 30 лет назад. С того самого момента производители бороскопов достигли значительного прогресса в виде оптических систем высокого разрешения, технологии качающихся призм, тонковолоконной оптики и очень мощных приборов освещения. Внедрение видеотехники открыло новые возможности для оценки, отчетности, мониторинга и передачи полученных с помощью бороскопа данных с линии сборки ГТУ или с площадки ее эксплуатации. Соединяя стандартное компьютерное оборудование с устройством по оцифровке изображения, а также с соответствующим программным обеспечением, можно изображения, снятые с помощью бороскопа, представить в цифровом формате для последующей их оценки и передачи по линиям связи, при этом толкование изображения остается самой важной задачей. Когда повреждения деталей двигателя зафиксированы, остается определить размеры повреждения, учитывая, что увеличение изображения, производимого бороскопом, изменяется очень сильно в зависимости от расстояния до объекта. Во избежание этих сложностей было разработано много схем работы бороскопа, включая оптическую триангуляцию, цифровую фокусировку и некоторые изоэрированные компьютерные методы. В ранние годы применения бороскопов пользовались простым приемом: внутрь корпуса двигателя вместе с бороскопом помещался некий предмет, например, контрольная проволока заранее известного диаметра, для того, чтобы на месте «откалибровать» изображение на бороскопе. Современная миниатюрная механика бороскопа усовершенствовала этот принцип прямой калибровки. Такие бороскопы называются «оптические приборы контактного измерения» и они сочетаются с вращающимися направляющими трубками. При наблюдении в такую трубку видна масштабная справочная пластинка, направленная в область исследуемого объекта. Размер объекта, например, трещина в турбинной лопатке, или коррозионное пятно, определяется простым чтением шкалы, как на линейке. Этот метод особенно удобен при ремонтах.



Работа с бороскопом (слева), схемы расположения портов (лючков) и установки бороскопов для визуального осмотра деталей проточной части ГТУ LM2500:

1 – камеры сгорания; 2 – 1-й ступени ТВД; 3 – 2-й ступени ТВД.

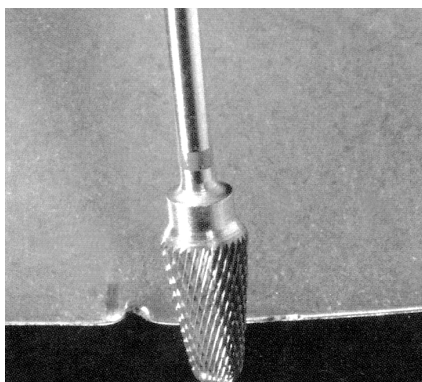
Компрессорные лопатки часто подвержены ударам посторонних предметов, которые оставляют на них следы в виде задигов, выбоин, засечек и т. д. Эти повреждения не только нарушают ламинарный характер обтекания, но также инициируют рост усталостных трещин. Когда повреждения компрессорных лопаток превышают определенный предел, двигатель должен быть разобран;

сами лопатки или удаляются и заменяются на новые, или же кромки лопаток доводятся до плавной кривизны. Обработка лопаток производится стандартными приемами шлифования и полировки. После разборки двигатель может быть в нерабочем состоянии на протяжении нескольких дней. Первые опыты по использованию медицинского гастроскопа с гибким валом для привода шлифовальной машинки потерпели неудачу. Очень точные перемещения рабочего инструмента невозможно было осуществлять с помощью гибкого вала.

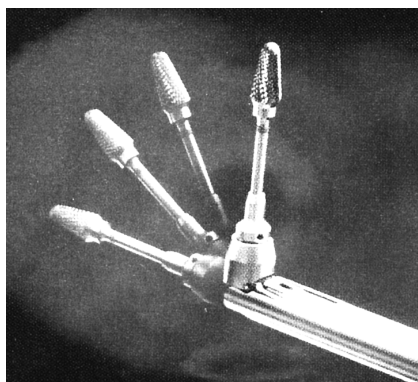
Второе поколение бороскопов выглядело как комбинация жесткого приводного вала, на который был насажен закругленный наконечник вместе с тонковолоконным оптическим прибором. Недостаток этих бороскопов состоял в ограниченном доступе к лопаткам, которые находились достаточно далеко от смотровых лючков корпуса. Этот недостаток был преодолен путем применения жесткого вала с перемещающимся рабочим наконечником, на который можно было насаживать различные рабочие инструменты (карбидные отрезные диски, алмазные шлифовальные диски, полировочные шары). Наконечник удлиняется для возможности его ввода в смотровой лючок корпуса и затем поворачивается в рабочее положение под углом  $\approx 90^\circ$ . Вал окружен также жестким бороскопом бокового вида для возможности обследования объекта.

Еще до начала процесса обработки лопаток необходимо убедиться, что размер повреждения находится в допустимых пределах, для успешного применения указанной выше технологии. С этой целью применяют линейку с малыми делениями шкалы, которая прикрепляется к рабочему наконечнику прибора вместо сменного инструмента. В некоторых случаях более удобно использовать оптический прибор для контактного измерения повреждений, как это указывалось выше.

Опыт показывает, что «внутритурбинная» обработка лопаток дает те же результаты, что и при обработке этих же лопаток в мастерских после разборки двигателя. Устранение дефекта на лопатке занимает 30 минут, что радикальным способом снижает время простоя ГТУ. Такая обработка лопаток рассматривается как превентивная мера для продолжения жизни деталей и узлов газотурбинного двигателя.



Вид наконечника бороскопа со шлифовальными кругами, введенный внутрь корпуса для устранения зазубрины на периферии компрессорной лопатки.



Вид типовой насадки бороскопа с отклоненными на  $90^\circ$  рабочими наконечниками, несущими шлифовальные и полировочные инструменты.

Это выражение позволяет определить КПД без измерений мощности и расхода, опираясь только на замеренные начальные и конечные статические давления и соответствующие температуры. Это равнозначно тому, что с использованием диаграмм процессов сжатия (адиабатного и политропного), построенных в  $i,s$ -координатах для начального и конечного давлений воздуха определяются значения напоров  $H_{ад}$  и  $H_{пол}$ , как полезная и затраченная энергии, позволяя найти внутренний КПД компрессора  $\eta_{oi} = H_{ад}/H_{пол}$  [1].

**Диагностика радиальных зазоров в проточной части.** Опытным путем установлено, что на снижение КПД влияют в основном радиальные зазоры над рабочими лопатками: увеличение относительного зазора на 1 % снижает КПД группы ступеней на 2 %. Наибольший ущерб от увеличенных радиальных зазоров в многоступенчатом компрессоре получают последние ступени, где высота лопаток наименьшая. Важно также, чтобы цилиндрическая или коническая поверхность статора соответствовала точной форме окружности, что не всегда соблюдается в компрессорах с технологическими продольными разрезами. Одним из методов диагностики радиальных зазоров является использование отверстий, выполненных в корпусе компрессора и обоямах для осмотров с помощью бороскопов при кратковременных остановках ГТУ (см. zoom-страницу № 2). Для оптимизации величины радиальных зазоров необходимо учитывать как теплонпряженное состояние корпуса и обоям, так и тепловую инерционность ротора компрессора. Это обеспечивается различными конструктивными решениями, схематично представленными на рис. 1.25.

На двигателе НК-16СТ статор КВД выполнен с вертикальными разрезами (рис. 1.25, *a*), а к направляющим аппаратам крепятся кольцевые диафрагмы. Над рабочими лопатками на корпусе нанесен специальный слой, который при эксплуатации

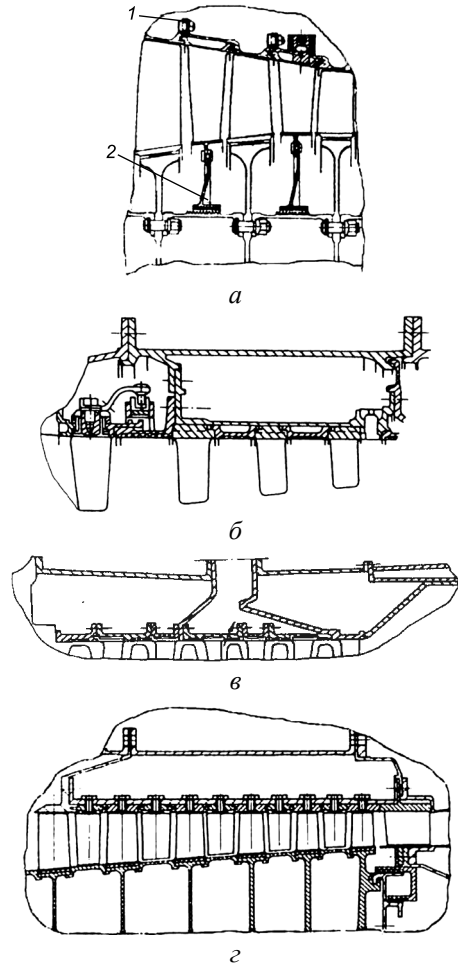


Рис. 1.25. Конструктивные решения статорной части КВД для обеспечения неизменности радиальных зазоров в проточной части:

*a* – статор НК-16СТ с вертикальным разрезом (1) и кольцевой диафрагмой (2); *б* – трехстенный статор компрессора; *в* – двухстенный статор КВД RB211; *з* – элемент КВД ГТУ-12П с обдуваемым статором.

срабатывается, предохраняя верхнюю часть пера лопаток. В авиационных двигателях более поздней разработки статор КВД выполняется двух- или трехстенным – более термоинерционным и жестким. Применяются конструкции статоров как с отдельно стоящими безбандажными направляющими лопатками, так и направляющими аппаратами в виде диафрагм (рис. 1.25, б, в). Разделение нагрузок на температурные и силовые позволяет добиться минимальных радиальных зазоров в проточной части КВД.

Элементы доведенной конструкции проточной части компрессора высокого давления ГТУ-12П представлены на рис. 1.25, г. Основной корпус компрессора продольного разреза не имеет. Снаружи расположен перфорированный корпус регулируемого обдува статора КВД.

В КВД, представленных на рис. 1.25, прослеживается общая тенденция в проектировании: приближение термоинерционности двух- и трехстенного статора к ротору, разделение температурных и силовых нагрузок, увеличение жесткости корпуса. Такие конструкции позволяют исключить необходимость активного воздействия на радиальные зазоры в проточной части КВД за счет саморегулирования. В новых судовых ГТД, например ДН80, также применяются двух- и трехстенные корпуса КВД, в которых разделены температурные и силовые нагрузки.

**Методы проектирования и характеристики компрессора.** Проектирование компрессора и определение его КПД, расхода воздуха, степени повышения давления выполняют для расчетного (номинального) режима по нормам ISO 2314 при параметрах воздуха  $t_{\text{нв}} = 15^\circ\text{C}$  и  $p_{\text{нв}} = 101,3$  кПа. Применительно к этому режиму в результате газодинамического расчета компрессора выбираются меридиональные обводы его проточной части, определяются число и геометрическая форма лопаток, обеспечивающих заданные параметры рабочего тела: массовый расход, давление на выходе, КПД, запас устойчивой работы на расчетном режиме. Остальные режимы работы компрессора являются переменными (нерасчетными) вследствие изменения параметров наружного воздуха и нагрузки установки.

Зависимости основных параметров компрессора от режима его работы принято называть характеристиками компрессора. На основании этих характеристик судят о влиянии различных эксплуатационных факторов (атмосферных условий, расхода воздуха и частоты вращения) на основные параметры компрессора и газотурбинной установки в целом, определяют наилучшие условия совместной работы компрессора и турбины в системе ГТУ, назначают рациональную программу регулирования и т. д.

Все применяемые в настоящее время методы газодинамического расчета осевых компрессоров основаны на широком использовании экспериментальных данных [2]. Метод полного моделирования основан на использовании в качестве прототипов для вновь проектируемых ГТУ существующих и успешно эксплуатируемых компрессоров, имеющих высокие показатели. Метод частичного моделирования (метод изолированной ступени) основан на результатах испытаний модельных ступеней и на данных исследований по влиянию различных отклонений от точного моделирования на характеристики ступеней. Для упрощения технологии и повышения надежности проектных решений проточную часть компрессора можно формировать путем под-

резки (для обеспечения требуемых площадей) одной отработанной и детально исследованной исходной ступени. Такой метод обеспечивает высокую экономичность компрессора, но возможность увеличения работы в средних ступенях не используется, вследствие чего общее число ступеней увеличивается. Третий метод расчета основан на использовании экспериментальных данных по исследованию плоских решеток профилей с введением ряда поправок для учета основных физических явлений в потоке реального газа.

Каждый из этих методов имеет специфическую область применения. В последнее время часто применяется метод, базирующийся на использовании в качестве основы проточной части существующего компрессора с введением дополнительных предвключенных и концевых ступеней. При этом добавляемые предвключенные ступени должны не только позволить увеличить расход через компрессор, но и сохранить ранее выбранный режим моделирования несмотря на изменение абсолютных параметров воздуха на входе в основной отсек [3]. В качестве примера реализации такого подхода может служить компрессор ГТУ MS9001F (см. zoom-страницу № 3). Компрессор состоит из 18 ступеней и имеет степень сжатия 13,5. Он смоделирован аэродинамически с компрессора модификации Е этой же ГТУ, к которому добавлена нулевая и заменена первая ступень. Обе они спроектированы для работы с трансзвуковыми скоростями и взяты из авиационного двигателя. Их показатели приняты достаточно консервативными, а аэродинамические нагрузки остальных ступеней сохранены небольшими.

Характеристики многоступенчатого компрессора получают при использовании для их расчета отработанных модельных ступеней, а самые достоверные характеристики – экспериментальным путем на специально оборудованных установках. Зависимости степени повышения давления и КПД от расхода воздуха, соответствующие постоянным значениям частоты вращения ротора, называются расходными характеристиками. Характеристику можно построить для абсолютных значений параметров (рис. 1.26, а, б), используя  $G_k$  или  $V_k$  для ряда значений частоты вращения ротора компрессора  $n_k$ . Для осевого компрессора энергетической ГТУ при ее работе в энергосети  $n_k = \text{const}$  и рабочей будет одна частота вращения. В режимах пуска и останова эта частота переменна:  $n < n_k$ . На линии  $n_k = \text{const}$  будут располагаться точки режимов работы ГТУ в зависимости от нагрузки и начальной температуры воздуха. Каждому режиму соответствуют свои значения степени повышения давления  $\pi_k^*$  и объемного расхода воздуха  $V_k$  при соответствующем значении КПД. Эти характеристики изменяются при различных параметрах наружного воздуха и, прежде всего, при изменении его температуры, поэтому их приводят к стандартным условиям применяя так называемые *универсальные характеристики* компрессора (рис. 1.26, в). Обычно эти характеристики представляют в безразмерном виде (приведенное текущее значение параметра в каждой точке характеристики делят на соответствующее значение параметра в расчетной точке):

$$\bar{G}_{\text{пр}} = G p_{\text{нв0}}^* \frac{\sqrt{T_{\text{нв}}^*}}{(G_p p_{\text{нв}}^* \sqrt{T_{\text{нв0}}^*})} \quad \text{и} \quad \bar{n}_{\text{пр}} = (n/n_p) \sqrt{T_{\text{нв0}}^*/T_{\text{нв}}^*},$$

где  $T_{\text{нв}}^*$ ,  $p_{\text{нв}}^*$  – текущие температура и давление наружного воздуха в рассматриваемом режиме работы компрессора. Кривые  $\bar{n}_{\text{пр}} = \text{const}$  называются изодромами.

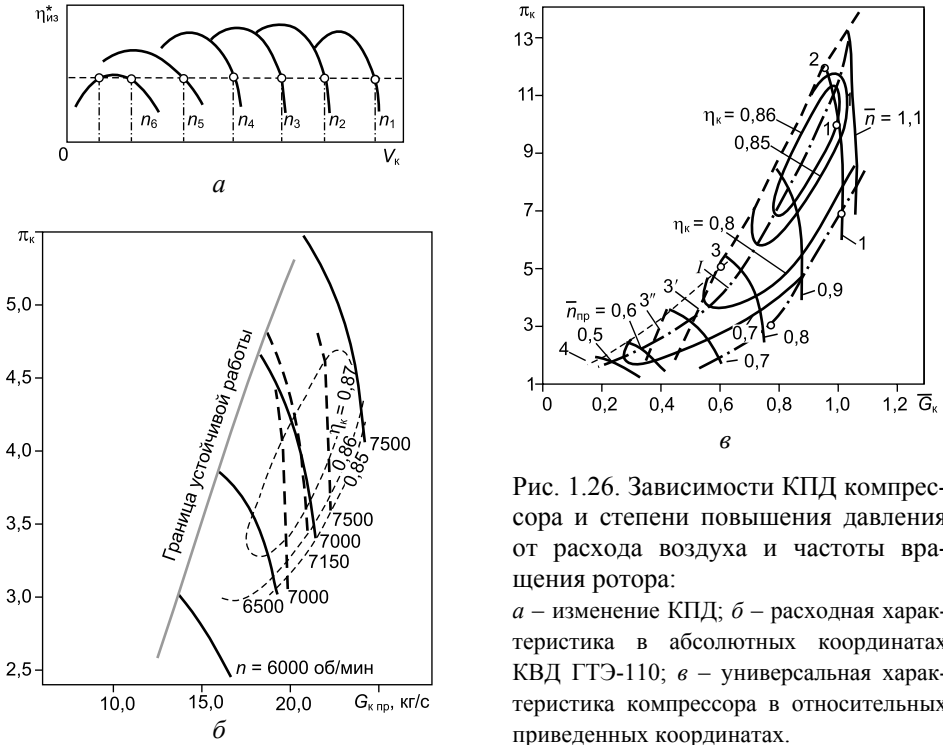


Рис. 1.26. Зависимости КПД компрессора и степени повышения давления от расхода воздуха и частоты вращения ротора:  
 а – изменение КПД; б – расходная характеристика в абсолютных координатах КВД ГТЭ-110; в – универсальная характеристика компрессора в относительных приведенных координатах.

Вблизи расчетной точки 1 обтекание лопаток всех ступеней происходит при оптимальных углах атаки, и в этой области получают высокие значения КПД компрессора. Линия, соединяющая точки с максимальным КПД при различных приведенных частотах вращения (1 на рис. 1.26, в), называется основной линией. Снижение КПД компрессора на нерасчетных режимах происходит главным образом вследствие возникновения положительных или отрицательных углов атаки, особенно в последних ступенях, а также из-за изменения характера течения, в основном определяемого числами  $M$  (Маха) и  $Re$  (Рейнольдса). Кривые изменения  $\eta_k$  при заданных приведенных частотах вращения строятся при пологих изодромах в зависимости от расхода (например, как показано на рис. 1.26, а), при крутых – от степени сжатия. Такое построение является промежуточным, и на универсальную характеристику наносят линии постоянных КПД.

Отклонение от точки расчетного режима на универсальной характеристике влево по линии  $\bar{n}_{\text{пр}} = 1$  вводит в область положительных углов атаки, а смещение вправо от этой точки – в область отрицательных углов атаки. В том и другом случае происходит уменьшение КПД компрессора. Переход к повышенной скорости вращения связан с возникновением в последних ступенях

больших углов атаки, чем в первых. При пониженной скорости вращения наблюдается обратная картина. Чем сильнее отклоняется от расчетной скорости вращения, тем большие изменения возникают в углах атаки, что также понижает КПД компрессора. Увеличение степени повышения давления связано с возрастанием коэффициента затраты энергии, т. е. с повышением разности между политропным и внутренним КПД компрессора. В результате всех указанных причин, снижающих КПД компрессора при отклонениях от расчетного режима, линии постоянных КПД на универсальной диаграмме образуют замкнутые кривые с большой густотой в областях, где потери энергии быстро нарастают при удалении от расчетного режима.

Особенностью характеристик компрессора является их значительная *крутизна*, которая увеличивается с повышением приведенной частоты вращения (рис. 1.26, в) и с изменением плотности воздуха. Чем больше ступеней в компрессоре и чем выше степень повышения давления в каждой ступени, тем круче изодромы, а соответствующий им диапазон изменения расхода уменьшается. Это объясняется более сильным изменением осевых скоростей, коэффициентов расхода и степеней сжатия в последних ступенях по сравнению с первыми и увеличением потерь при изменении углов атаки с повышением чисел  $M$ .

Важной характеристикой осевого компрессора является граница устойчивой работы за которой наступает помпаж (линия 2–3 на рис. 1.26, в), являющийся следствием срыва потока под влиянием больших положительных углов атаки. В системе компрессор – газовая турбина появляются вращающиеся срывы потока, нарушающие устойчивость течения и приводящие к его пульсациям. Одновременно резко падает КПД компрессора, появляются гул в компрессоре, хлопки в заборном устройстве, вибрации лопаточных аппаратов. Даже кратковременная работа с явлениями помпажа недопустима. Во избежание этого при изменениях внешних условий и нагрузки ГТУ точка номинального режима на характеристике компрессора выбирается с доста-

точным запасом устойчивости  $z = \left( \frac{G_p}{G_n} \cdot \frac{\pi_{к,п}}{\pi_{к,р}} - 1 \right) \times 100 \geq 20 \%$ ; индексы «р» и

«п» обозначают соответственно рабочую точку и точку на границе устойчивой работы компрессора.

Механизм срывов потока изменяется по мере уменьшения приведенных оборотов компрессора. Положение границы срывов (линия 3–3') полностью определяется условиями течения внутри компрессора: вдоль этой линии существует однозонный, частичный (у верха лопаток) вращающийся срыв, дуга зоны которого уменьшается от 3 к 3'. При дальнейшем снижении частот вращения могут возникать вторая (линия 3'') и т. д. зоны срывов, которые распространяются и на другие ступени, не вызывая помпажа. Таким образом, в области между границами помпажа и срыва при пониженных частотах вращения (4–3–3') отдельные ступени работают с вращающимся срывом, но общая устойчивость работы компрессора не нарушается [3].

## 3.2.2. Газовая турбина

**Тепловой процесс в газовой турбине.** Сравнительные схемы активной и реактивной ступени газовой турбины вместе с диаграммами изменения скоростей потока в решетках и типичными формами профилей лопаток показаны на рис. 1.27.

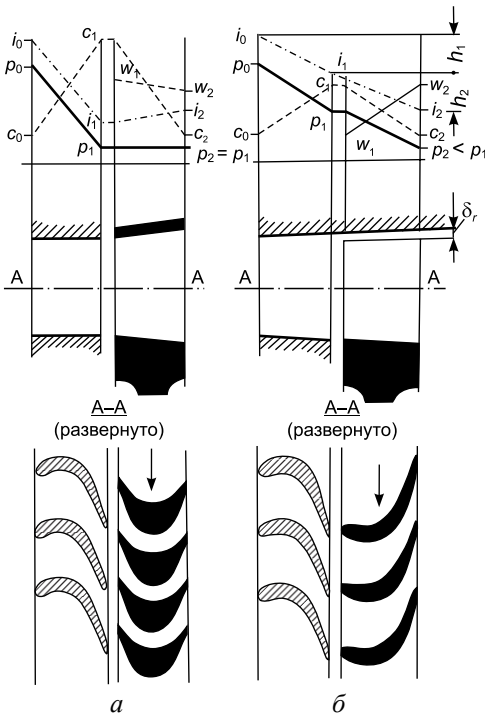


Рис. 1.27. Схемы активной (а) и реактивной (б) ступеней осевой турбины [8].

В активной ступени выражение  $(c_1^2 - c_2^2)/2$  представляет собой кинетическую энергию 1 кг газа, превращенную в механическую работу на лопатках. Чем больше  $c_2$ , тем меньше количество кинетической энергии отдано газом турбине, тем больше выходная потеря турбины  $c_2^2/2$ . Наименьшая скорость  $c_2$  при заданных  $c_1$  и угле  $\alpha_1$  получается в случае  $\alpha_2 = 90^\circ$ . Из треугольника скоростей для этого случая  $2u = c_1 \cos \alpha_1$ , откуда  $u/c_1 = \cos \alpha_1/2$ ; этот параметр характеризует газодинамическую нагрузку ступени. Так как угол выхода из сопла  $\alpha_1$  в активных ступенях обычно мал ( $16-20^\circ$ ), то отношение окружной скорости к скорости газа должно равняться  $\approx 0,5$ . Соблюдение этого отношения скоростей обуславливает быстроходность газовых турбин. При отступлении от условия  $u/c_1 = \cos \alpha_1/2$  выходная потеря увеличивается, а скорость  $c_2$  отклоняется от оси.

В реактивных ступенях турбин также имеется определенная величина отношения  $u/c_1$ , при которой скорость  $c_2$  минимальна и направлена по оси. Ниже показано, что  $u/c_1$  тем больше величины  $\cos \alpha_1/2$ , чем выше степень реактивности. При  $\rho = 0,5$  минимальная выходная потеря соответствует приблизительно величине  $u/c_1$  вдвое большей, чем в активной турбине. Отсюда следует, что реактивные турбины должны быть еще более быстроходными, чем активные. Так, при одном и том же тепловперепаде в ступени, для достижения минимальных выходных потерь окружная скорость в ступени с  $\rho = 0,5$  должна быть в  $\sqrt{2}$  раза больше, чем в ступени с  $\rho = 0$ . На графиках изменения скоростей при обтекании решеток с трением (рис. 1.27, а) в активной ступени скорость потока в рабочей решетке несколько снижается ( $w_2 < w_1$ ). В связи с этим проходное сечение этой решетки должно увеличиваться к выходу, что и показано на меридиональном (продольном) разрезе активной ступени (обычно  $\beta_2 \leq \beta_1$ ). Такие формы профиля характерны для корневых сечений рабочих лопаток газовых турбин.



Расширение газа в рабочей решетке реактивной ступени и соответствующее возрастание скорости  $w$  возможны лишь при условии выполнения межлопаточных каналов сужающимися, как это показано в нижней правой части рис. 1.27, б. Через  $h_1$  и  $h_2$  обозначены действительные тепловые перепады в сопловой и рабочей решетках. Отличительная особенность реактивных турбин состоит в том, что на рабочих лопатках создается перепад давлений, что вызывает, в частности, утечку газа через радиальный зазор  $\delta_r$ , показанный на рис. 1.27. Относительная величина этой утечки тем больше, чем короче лопатка. При лопатках значительной длины ступень с реактивным облопачиванием, как правило, имеет более высокий КПД вследствие благоприятного профиля лопатки.

До сих пор при рассмотрении кинематики потока (рис. 1.16, 1.17) предполагалось, что линии тока в меридиональном разрезе турбины представляют собой прямые линии, параллельные оси турбины, и являются образующими цилиндрических поверхностей тока. Развертка каждой из таких поверхностей представляла собой плоскость, в которой лежали векторы абсолютной и относительной скорости частицы газа. Другими словами, рассматривался двухмерный поток на том или ином радиусе проточной части. В действительности поток в ступени турбины является трехмерным, обусловленным следующими факторами: изменением окружной скорости по высоте решетки; возникновением инерционных радиальных сил частиц газа, направленных к периферии ступени; непараллельностью меридиональных линий тока оси турбины, вызывающей появление радиальной составляющей скорости потока.

Изменение окружной скорости по высоте лопатки даже в предположении постоянства вектора абсолютной скорости  $c_1$  выхода из сопловой решетки вызывает переменность относительной скорости  $w_1$  и угла входа  $\beta_1$  на рабочие лопатки. Это требует изменения по высоте решетки и входного угла  $\beta_{1л}$  лопатки, т. е. необходимость закручивать входную кромку лопатки в сторону увеличения угла  $\beta_{1л}$  от основания к вершине. Но на угол  $\beta_1$  влияет и такой фактор, как центробежные силы, приложенные к частицам газа вследствие закрутки потока и создающие переменное по высоте канала давление газа, повышающееся от основания к вершине лопаток. В соответствии с этим и реактивность возрастает в том же направлении. В связи с изменением реактивности по высоте решетки меняются и скорости газа, в частности,  $c_1$  уменьшается, что вызывает еще более резкий рост угла  $\beta_1$  и изменение скорости  $w_1$ , по сравнению с тем случаем, когда учитывается только изменение окружной скорости.

На рис. 1.28, а показано изменение параметров по высоте лопатки для ступени газовой турбины со средним диаметром 0,918 м,  $l_p = 0,16$  м,  $p_0^* = 0,375$  МПа,  $T_0^* = 800$  °С. В данном примере реактивность растет по высоте лопатки от 0,186 до 0,556. Высокая степень реактивности на внешнем диаметре влечет за собой повышенную утечку газа через радиальный зазор лопаток. Минимальную реактивность на среднем диаметре можно было бы ограничить на уровне 0,28 для того, чтобы реактивность у корня оказалась равной нулю. На рис. 1.28, б показана конструкция «закрученной» рабочей лопатки, где на виде сверху можно наглядно оценить изменение формы профиля от корневого до внешнего сечения.

В решетках с относительно короткими лопатками описанными явлениями пренебрегают, ведут расчет турбины по среднему диаметру и выполняют лопатки с постоянным по высоте профилем. При отношении  $D_{cp}/l_p < 8 \div 10$  пренебрежение влиянием инерционных сил и переменностью окружной скорости часто ведет к заметному снижению КПД ступени.

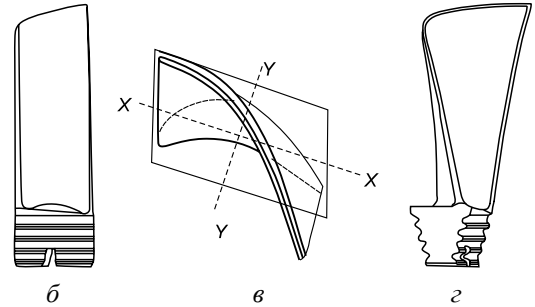
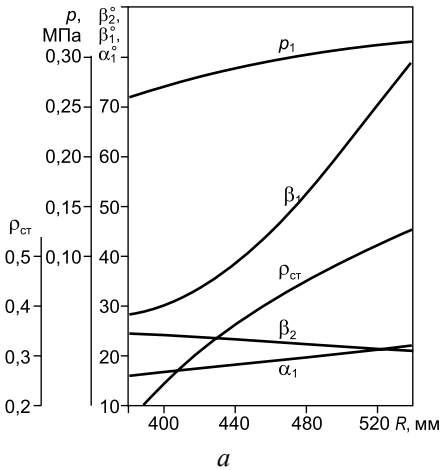


Рис. 1.28. Изменение параметров по высоте лопатки (а) и типичная конструкция рабочей лопатки переменного профиля (б–з): б – вид на лопатку в меридиональной плоскости; в – вид сверху; з – вид со стороны соплового аппарата.

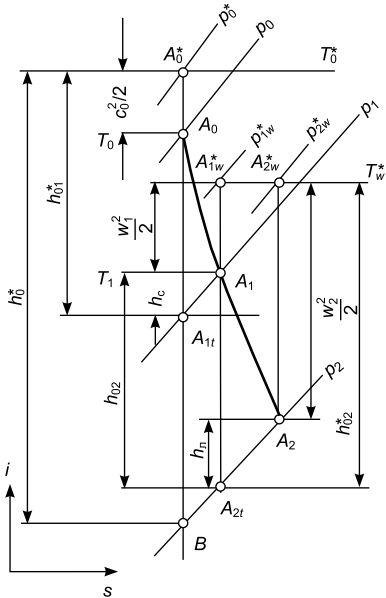


Рис. 1.29. Процесс расширения газа в реактивной ступени турбины.

рабочими лопатками больше, чем при адиабатном расширении. Работу адиабатного расширения газа в лопатках определяют по формуле  $L_{02} = \rho L_0$  или точнее

На рис. 1.29 изображен в  $i,s$ -координатах процесс расширения газа в реактивной ступени турбины, тепловой расчет которого выполняется в следующем порядке.

В сопловой решетке газ расширяется от давления  $p_0$  до  $p_1$  по политропе – линии  $A_0A_1$ . Выражая начальные параметры газа через параметры торможения, найдем адиабатный перепад тепла  $h_{01}^*$ , потери в сопловой решетке  $h_c = \zeta h_{01}^*$  и скорость при выходе из сопел  $c_1 = \varphi \sqrt{2h_{01}^*}$ . Состояние газа при входе в рабочую решетку определяется точкой  $A_1$ . При расширении газа на рабочих лопатках до давления  $p_2$ , адиабатный перепад тепла в рабочей решетке с учетом степени реактивности  $\rho$  составит  $h_{02} = \rho h_{01}^*$ . Поскольку в  $i,s$ -диаграмме с увеличением энтропии изобары расходятся, то  $h_{02} + h_{01}^* > h_0^*$  (отрезок  $A_1A_{2t} > A_{1t}B$ ). Физически это объясняется тем, что вследствие потерь в соплах энтальпия газа перед рабочими лопатками больше, чем при адиабатном расширении. Работу адиабатного расширения газа в лопатках определяют по формуле  $L_{02} = \rho L_0$  или точнее

$$L_{02} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (1.37)$$

где  $T_1$  – температура газа перед рабочей решеткой.

Выражая состояние газа перед рабочей решеткой в параметрах торможения, найдем на  $i, s$ -диаграмме (рис. 1.29) точку  $A_{1w}^*$ , характеризующую это состояние, и адиабатный перепад  $h_{02}^*$ . Поскольку  $h_{02}^* = h_{02} + w_2^2/2$ , то действительная скорость  $w_2$  выхода газа из рабочей решетки определяется как  $w_2 = \psi \sqrt{2h_{02}^*}$ . Потери энергии на лопатках  $h_{л} = \xi h_{02}^* = \xi (i_{1w}^* - i_{2l})$ , где коэффициент потерь энергии  $\xi = 1 - \psi^2$ . В общем случае величина теплового перепада в сопловых и рабочих решетках переменна по высоте. Поэтому приведенные выше соотношения надо рассматривать как средние по высоте лопаток.

Наилучшие сочетания аэродинамических, прочностных и технико-экономических показателей обеспечиваются в ступенях, спроектированных на окружные скорости  $u_{ср} = 300 \div 350$  м/с, теплоперепады  $h_{ст} = 120 \div 200$  кДж/кг, со степенью реактивности  $\rho = 0,2 \div 0,5$  (последняя цифра относится к относительно длинным лопаткам) и коэффициентами нагрузки на среднем радиусе  $\mu = 1,3 \div 1,5$ . Предельный тепловой перепад для рациональной конструкции 1-ступенчатой турбины  $h_0 \approx 300$  кДж/кг. В одновальных ГТУ, если они выполняются на ту же частоту вращения, что и электрический генератор (3000 об/мин), для получения оптимальных размеров проточной части при умеренных (менее 200 кг/с) расходах газов окружные скорости выбираются в пределах 250–280 м/с, а теплоперепады на ступень – 80–120 кДж/кг.

Потерями в турбине (ступени) называют разность работы идеальной турбины, работающей без потерь с адиабатным расширением газа, и работы на валу действительной турбины. Потери сводятся к следующим видам: потери в сопловой и рабочей решетках (определенные в разделе 3.1); выходные потери; потери от утечки газа; потери, вызванные охлаждением горячих частей турбины; потери вентиляционные и от трения диска о газ; механические потери. Первые два вида потерь относятся к так называемым потерям на венте турбины. По сравнению с другими потерями они являются основными и более всего влияют на КПД турбины; так, например, выходные потери могут составлять до 10 % от адиабатного перепада в ступени. За исключением механических потерь, все остальные относятся к внутренним потерям, происходящим внутри корпуса турбины и непосредственно влияющим на состояние или расход газа. Механические потери (турбины и компрессора вместе) в большинстве случаев относятся к числу потерь ГТД в целом и учитываются при определении КПД двигателя.

Искажение размеров и формы профилей или межлопаточных каналов, повышение шероховатости поверхности лопаток, обтекание их потоком с большими углами атаки могут привести к значительному снижению КПД. Значения вторичных потерь  $\zeta_{вт}$  в зависимости от  $l/a$ , где  $a = t \sin \beta_2$  или  $t \sin \alpha_1$  – размер «горла» межлопаточного канала, приближительно равны:

$l/a$ .....	1	6	10
$\zeta_{вт}$ .....	0,035–0,07	0,01–0,02	0,005–0,01
$\zeta_{вт}/\zeta_{пр}$ .....	2–5,5	0,35–0,55	0,2–0,3.

Обычно они близки к меньшим из приведенных цифр и становятся соизмеримыми с профильными потерями  $\zeta_{пр}$  при  $l/a < 3 \div 4$ .

При отсутствии бандажных полок у концов лопаток увеличение радиального зазора  $\delta_r/l$  на 1 % в сопловых или рабочих решетках приводит к снижению КПД ступени на 1,5–2,5 %, а при одновременном изменении зазоров в обеих решетках – на 3–5 %. Еще большее влияние возможно в ступенях с небольшими углами выхода потока и значительным изменением реактивности от корня к периферии. Устройство гладких, без уплотнительных ребер бандажей не влияет на потери.

При наличии на бандаже  $z$  уплотнительных ребер (рис. 1.39, *в*) зазор определяется по их вершинам, а потери снижаются пропорционально  $\sqrt{z}$  с учетом коэффициента расхода, зависящего от конструкции уплотнения. Если направляющий аппарат выполнен с диафрагмой и уплотняется на малом радиусе, потери от перетеканий в зазоре могут быть сведены до пренебрежимо малого значения. КПД турбинных ступеней зависит также от осевого зазора между венцами, перекрыш, углов раскрытия проточной части в меридиональном сечении.

В настоящее время в газовых турбинах достигнуты начальные температуры газов 1100–1270 °С, при которых надежная длительная работа конструкционных материалов невозможна без охлаждения. Охлаждение рабочих лопаток связано с существенно большими трудностями, чем направляющих. Чтобы разместить внутри лопатки каналы для охлаждающего воздуха, приходится увеличивать толщину входных и выходных кромок, а также относительную толщину профиля. Стремление сработать в первой ступени максимальный теплоперепад и уменьшить таким образом количество охлаждаемых венцов заставляет повышать коэффициент нагрузки и снижать отношение  $u/c_0$ , допускать сверхзвуковые скорости в каналах сопловых и трансзвуковые в каналах рабочих лопаток, применять сильно изогнутые профили.

При повышении окружных скоростей устройство бандажных полок на рабочих лопатках для уплотнения радиального зазора оказывается не всегда возможным по условиям прочности. Без демпфирования, которое создается такими полками, для обеспечения вибрационной надежности иногда приходится дополнительно увеличивать толщину профилей. Все эти изменения особенно сильно влияют на КПД лопаток с небольшими удлинениями  $l/b$  и абсолютными значениями высоты, характерными для первой ступени. Неупорядоченные протечки каждого процента воздуха через зазоры между охлаждаемыми деталями, а также в осевой зазор у корня рабочей лопатки снижают КПД ступени примерно на 1–3 %. Наконец, прокачка воздуха в каналах системы охлаждения ротора и рабочих лопаток требует затрат энергии.

Балансы потерь в турбинной ступени приведены в табл. 1.1: в столбце 1 – для высокоэкономичной неохлаждаемой ступени с  $\bar{D} = D_v/D_n = 0,5 \div 0,8$ ,  $D_{ср}/l = 3 \div 7$ , в столбце 2 – для средненагруженной обандаженной ступени,

которая считается оптимальной, в столбце 3 – для высоконагруженной ступени без бандажа при  $\bar{D} > 0,85$  и  $D_{cp}/l > 12$ .

Таблица 1.1

**Потери в турбинных ступенях**

Показатель	Тип ступени		
	1	2	3
<i>Характеристики ступени</i>			
Полная температура газов, К	–	1550	1700
Степень расширения	–	2,2	4,0
$M_{c1}$	0,85	0,92	1,23
$M_{w1}$	0,85	1,09	1,10
Угол поворота потока, град	80	106	121
Окружная скорость, м/с	–	435	460
Коэффициент нагрузки $\mu$	1,3	1,7	2,1
Расход воздуха на охлаждение, %	0	3,8	3,5
<i>Баланс потерь, %</i>			
Потери трения	2,0	3,2	4,0
Кромочные потери	2,0	3,0	2,6
Вторичные потери	1,7	3,0	4,0
Потери:			
– из-за протечек в радиальном зазоре	1,0	2,0	2,8
– из-за неупорядоченных протечек	0	1,0	1,0
– прочие	0,3	0,4	0,5
КПД $\eta' = N'_T / (N_{ад} + \sum N_{ад}^{охл})$ , %	93,0	87,4	85,1
Потери из-за охлаждения, %	0	3,0	4,1
КПД $\eta_T = N_T / (N_{ад} + \sum N_{ад}^{охл})$ , %	93,0	84,4	81,0

Указанная в табл. 1.1 температура газов определена, как это часто делается, для турбин с интенсивным воздушным охлаждением, как температура торможения потока в осевом зазоре между сопловыми и рабочими лопатками. В общем случае она ниже полной температуры на входе в турбину вследствие подмешивания воздуха, охлаждающего сопла, однако в этих расчетах указанное снижение не учитывается. В таблице указаны расходы на охлаждение только ротора и рабочих лопаток; мощности  $N_{ад}$  и  $\sum N_{ад}^{охл}$  рассчитаны по адиабатическим тепловым напорам газового потока и вытекающего охлаждающего воздуха соответственно.  $N_T = N'_T - \sum N_{охл}$ , где  $N'_T$  – мощность расширения газов.

**Многоступенчатые турбины.** При значительном располагаемом перепаде тепла оптимальная окружная скорость может получиться настолько большой, что окажется невозможным осуществить 1-ступенчатую турбину.

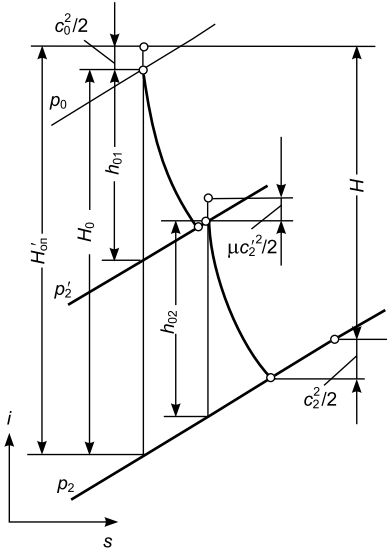


Рис. 1.30. Процесс расширения газа в  $i, s$ -диаграмме в 2-ступенчатой турбине.

Различают два основных характерных случая изоэнтропийного расширения: до состояния, соответствующего нулевой скорости выхода (заторможенный поток), и до некоторого заданного значения выходной скорости. КПД многоступенчатой турбины по заторможенным параметрам

$$\eta_t^* = (i_0^* - i_2^*) / (i_0^* - i_{2из}^*) \quad (1.38)$$

и по статическим параметрам потока на выходе из турбины

$$\eta_t = (i_0^* - i_2^*) / (i_0^* - i_{2из}). \quad (1.39)$$

КПД  $\eta_t$  называют иногда мощностным, поскольку он характеризует в первом приближении степень использования располагаемой тепловой энергии для получения полезной мощности на валу неохлаждаемой реальной турбины, т. е. при наличии гидравлических потерь в лопаточном аппарате и потерь с выходной скоростью. Дополнительные внутренние потери на протечки через зазоры при этом не учитываются.

Для оценки аэродинамического совершенства лопаточного аппарата турбины используют понятие изоэнтропийного КПД  $\eta_{т.из}$ , подсчитываемого по параметрам незаторможенного потока на выходе как идеальной, так и реальной турбины, т. е.

$$\eta_{т.из} = (i_0^* - i_2) / (i_0^* - i_{2из}). \quad (1.40)$$

Зависимость между КПД  $\eta_t^*$ ,  $\eta_t$  и  $\eta_{т.из}$  выражается в виде

$$\eta_t^* = \eta_t / [\eta_t + (1 - \eta_{т.из})]. \quad (1.41)$$

В таких случаях применяют многоступенчатые турбины, в которых общий тепловой перепад разбивается на несколько ступеней давления (рис. 1.30). Проточная часть современных газовых турбин (ГТ) с осевым подводом газов традиционно имеет несколько ступеней (до пяти), состоящих из сопловых и рабочих лопаток. Совокупность отдельных ступеней образует лопаточный аппарат турбины, а вместе с входным, выходным и промежуточным аэродинамическими устройствами – ее проточную часть. На входе в сопловой аппарат турбинной ступени поток газов обладает запасом тепловой энергии, определяемым начальным давлением  $p_0$ , температурой  $T_0$  и энтальпией  $i_0$ .

При построении процесса расширения газов в ГТ используются начальные и конечные значения статических давлений  $p_0$  и  $p_2$  и температур  $T_0$  и  $T_2$ , а также значения полных давлений  $p_0^*$  и  $p_2^*$  и температур торможения  $T_0^*$  и  $T_2^*$ .

КПД осевых ГТ  $\eta_t^*$  зависит от размеров и контура сечения проточной части, от скорости газов за ГТ и равен 0,9–0,94.

При реальном процессе течения газа через лопаточный аппарат турбины часть располагаемой работы, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений и протечки через зазоры, необратимо преобразуется в тепловую энергию. В многоступенчатой турбине с несколькими последовательно расположенными ступенями эта дополнительно подведенная к газу теплота при прохождении через данную ступень частично преобразуется в полезную работу, развиваемую последующей ступенью, т. е. как бы возвращается этими ступенями. Отмеченное явление приводит к тому, что из-за зависимости теплоемкости газа  $c_p$  от  $T$ , обуславливающей «расхождение» изобар в  $i,s$ -диаграмме, сумма распо-

лагаемых тепловых перепадов в отдельных ступенях  $\sum_1^n (i_{0\text{ст}} - i_{2\text{ст.из}})$  больше располагаемого теплоперепада на турбину в целом  $(i_0 - i_{2\text{из}})$ . Отношение указанных величин равно  $(1 + \alpha')$ , где  $\alpha'$  называют коэффициентом возврата теплоты; его значение учитывают при распределении общего теплоперепада турбины по ступеням. КПД турбины в целом, подсчитанный по изоэнтропному теплоперепаду от начальных параметров, оказывается на несколько процентов выше, чем средний КПД отдельных ступеней.

Кроме того, добавку к теплоперепаду турбины вносит выходной диффузор, который устанавливается на выходе из последней ступени газовой турбины [2]. Скорость потока на выходе из диффузора уменьшается, а статическое давление увеличивается. Поскольку давление на выходе из турбины определяется из расчета цикла ГТУ или задается внешними условиями, установка выходного диффузора приводит к увеличению располагаемого теплоперепада в самой турбине на величину (рис. 1.31)  $\Delta H_{\text{т.из}} \approx h_{\text{д.из}} = (c_2^2 - c_{2\text{д}}^2)/2$  с соответствующим увеличением степени расширения в турбине  $\pi'_t = p_0^*/p'_2 = \pi_t \pi_{\text{д}}$ , где  $\pi_t = p_0^*/p_2$ , а  $\pi_{\text{д}} = p_2/p'_2$  – степень повышения давления (статического) в диффузоре.

Поскольку реальный процесс течения газа в проточной части турбины с диффузором сопровождается дополнительными потерями как в лопаточном аппарате, так и в самом диффузоре, внутренняя работа, развиваемая турбиной, в рассматриваемом случае будет равна

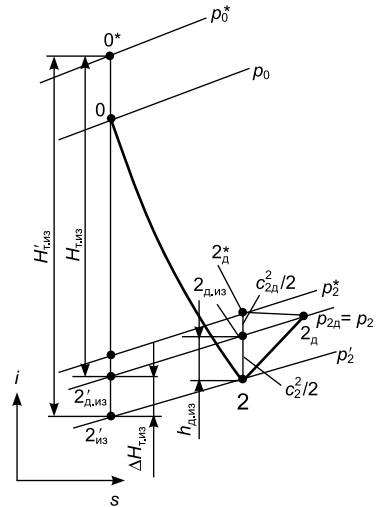


Рис. 1.31. Рабочий процесс многоступенчатой турбины с выходным диффузором в  $i,s$ -диаграмме [2].

$$H_{\text{т.в}} = [H_{\text{т.из}} - H'_{\text{т.из}}(1 - \eta_t \eta_{\text{д}})] \eta_{\text{д}}. \quad (1.42)$$

Скорость на выходе из диффузора в стационарных ГТУ принимается обычно равной 80–100 м/с, в связи с чем потери в выпускном тракте турбины при умеренных поперечных габаритных его размерах относительно малы. Для хорошо спрофилированных турбин, когда направление потока на выходе из последней ступени турбины близко к осевому,  $\eta_d = 0,6 \div 0,7$ . Если на выходе из турбины угол  $\alpha_2$  отличается от  $90^\circ$  более чем на  $\pm(10-15)^\circ$ , между рабочим колесом последней ступени и диффузором устанавливают спрямляющую кольцевую решетку лопаток, обеспечивающую малую закрутку потока на входе в диффузор в широком диапазоне режимов работы ГТУ. Как правило, КПД турбины с диффузором выше КПД турбины без диффузора.

**Форма проточной части.** Число ступеней определяют с учетом газодинамических, прочностных, технико-экономических факторов. В частности коэффициент нагрузки ступени  $\mu$  в корневых сечениях ступени, где реактивность близка к 0 ( $\beta_1 = \beta_2$ ,  $\mu = 2c_2 \text{ctg} \beta/u$ ) не должен превышать 2–2,2; соответственно на среднем диаметре, где реактивность близка к 0,5 ( $c_1 \approx w_1$ ,  $\mu = 2c_2 \text{ctg} \alpha_1/u - 1$ )  $\mu_{\text{ср}} = 1,3 \div 1,6$ , поскольку при более высоких его значениях заметно снижается КПД ступени, а окружная скорость становится выше допустимой по условиям прочности лопаток и дисков [2]. Исходя из практики проектирования и уровня механических свойств применяемых в газотурбостроении материалов, наиболее приемлемыми значениями окружной скорости являются  $u_{\text{ср}} \leq 330 \div 350$  м/с, что соответствует перепаду для единичной ступени  $h_{\text{ст.из}} = 150 \div 220$  кДж/кг. Для охлаждаемых ступеней высокотемпературных газовых турбин принимают более высокие значения  $u_{\text{ср}} = 380 \div 400$  м/с, соответственно  $h_{\text{ст.из}} = 350 \div 450$  кДж/кг, а  $\mu_{\text{ср}} = 2 \div 2,2$ .

В первом приближении минимальное число ступеней турбины

$$z = H_{\text{т.из}} / (2\mu_{\text{ср}} k_p) = \eta_{\text{т}}^* / (2x_{\text{ср}}^2 \mu_{\text{ср}} k_p), \quad (1.43)$$

где  $k_p$  – коэффициент, учитывающий потери энергии от утечки рабочего газа через радиальные зазоры рабочей решетки;  $x_{\text{ср}} = u_{\text{ср}}/c_{\text{из}}$  и предполагается, что  $u_{\text{ср}} \approx \text{const}$  для всех ступеней (т. е.  $D_{\text{ср}i} = \text{const}$ ). Обычно в современных газовых турбинах число ступеней  $z \leq 4 \div 5$ .

Для первой ступени многоступенчатой турбины или ТВД двухвального ГТД, работающей при наиболее высоких начальных температурах, обычно задают относительно высокий теплоперепад  $h_{\text{ср}}$  при реактивности  $\rho_{\text{ср}} \leq 0,1 \div 0,2$ , что позволяет обеспечить благоприятные температурные условия для рабочих лопаток как первой, так и последующих ступеней. Как и в последующих ступенях допустимы закрутка потока на выходе до  $20-25^\circ$  ( $\alpha_2 = 65 \div 70^\circ$ ) и коэффициенты нагрузки на среднем радиусе  $\mu_{\text{ср}} \leq 1,6 \div 1,8$  ( $u/c_{\text{ад}} \geq 0,5$ ). Выходная скорость первой и промежуточных ступеней практически полностью используется даже при значительных углах закрутки. Коэффициент нагрузки последней ступени принимают на уровне  $\mu_{\text{ср}} \leq 1,3 \div 1,4$ , а закрутку потока – не более  $8-10^\circ$  ( $\alpha_2 \geq 80^\circ$ ). В некоторых случаях относительно больший теплоперепад  $h_{\text{ст.из}}$  задают также для последней ступени  $[(1,1 \div 1,2)h_{\text{из.ср}i}]$  в целях повышения ее КПД, поскольку, особенно при больших значениях  $G_{\text{т}}$ , осевые составляющие скорости выхода потока приходится вынужденно принимать весьма высокими ( $c_{2z} \leq 280 \div 300$  м/с). При этом стремятся удовлетворять условию  $\alpha_2 \geq 80 \div 85^\circ$ . Оставшуюся часть суммарной работы (теплоперепада)  $H_{\text{т.из}}$



обычно распределяют либо поровну между промежуточными ступенями, либо пропорционально коэффициентам нагрузки отдельных ступеней.

При проектировании проточной части газовой турбины для принятой конструктивной схемы ГТУ исходными являются следующие параметры:  $G_r$ ,  $H_{т.из}$ ,  $p_0^*$ ,  $T_0^*$ ,  $n$ . Частота вращения ротора  $n$  в зависимости от конструктивной схемы ГТУ задается условиями работы привода (полезной нагрузки) у потребителя или рассчитывается исходя из необходимости обеспечения совместной работы турбины и приводимого ею компрессора. Механическая работа (мощность) на валу турбины в зависимости от конструктивной схемы ГТУ определяется полезной нагрузкой из соответствующего уравнения баланса мощностей, когда  $N_e = 0$ . Так, для схем ГТУ со свободной силовой турбиной мощность компрессорной турбины

$$N_{тк} = N_k + N_{мп}, \quad (1.44)$$

где  $N_{мп}$  – мощность, соответствующая механическим потерям.

Отсюда

$$H_{тк,из} = (N_k + N_{мп}) / (G_r \eta_r^*). \quad (1.45)$$

Упрощенные схемы профилей проточной части многоступенчатых турбин показаны на рис. 1.32. Поскольку приращение удельного объема газа по длине турбины оказывается больше соответственного приращения осевой скорости  $c_z$  газа, площадь проходного сечения должна увеличиваться по ходу газа, что и является общим условием для всех форм проточной части. В высокотемпературных охлаждаемых ГТД уширение проточной части турбины оказывается меньшим, чем при прочих равных условиях в низкотемпературных ГТД из-за того, что при одинаковом теплоперепаде степень расширения газа в турбине с высокой температурой меньше.

Если считать, что максимальный диаметр и окружные скорости на периферии (в точке  $A$  на рис. 1.32) в последней ступени во всех схемах одинаковы, то проточная часть с  $D_n = \text{const}$  позволяет получить наибольшие окружные скорости во всех ступенях. Кроме того, она обуславливает цилиндрическую форму корпуса и радиальные зазоры остаются неизменными при осевых смещениях ротора. Формы проточной части  $a$  и  $b$  в основном характерны для авиационных ГТД с реактивным соплом. Форма  $b$  применяется также в судовых ГТД и стационарных ГТУ, например ГТЭ-110, при установке за последней ступенью турбины осевого выхлопного диффузора, при этом все углы раскрытия  $\gamma$  составляют не более 12–15°.

Схема  $b$  широко применяется как в стационарных энергетических ГТУ, так и в промышленных, например, рис. 1.4 и 1.12. Схема  $b$  обладает некоторыми технологическими преимуществами, так как позволяет выполнять диски и замки нескольких ступеней одинаковыми. Для схем  $a$  и  $b$  характерны большие углы раскрытия проточной части при которых могут появиться дополнительные потери из-за перестройки потока, не успевающего приспособиться к сильному изменению геометрии. Вероятность отрыва потока от внутренней конической поверхности особенно велика в схеме  $a$ , так как в корневых сечениях обычно мала степень реактивности, а крутизна наклона поверхности здесь наибольшая. В то же время для схем  $b$  и  $z$  благодаря современным достижениям в

аэродинамике лопаток угол раскрытия проточной части может достигать  $20^\circ$ , например в ГТУ GT13E2 фирмы Alstom. В схеме *в* лопатки первых ступеней получаются наиболее длинными, что важно для ГТУ небольшой мощности. Возможен вариант конструкции, в которой наряду с возрастанием периферийного диаметра  $D_n$  увеличивается и внутренний диаметр  $D_b$  проточной части, при этом выдерживается условие  $\gamma_b < \gamma_n$ .

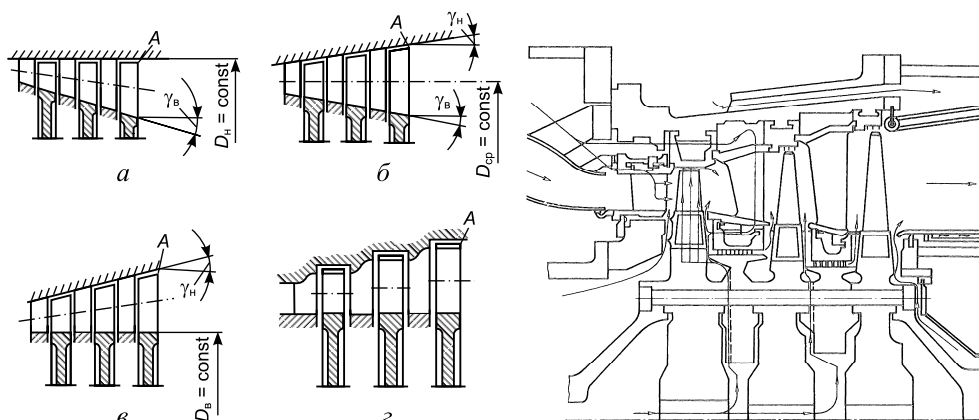


Рис. 1.32. Принципиальные (*a–г*) и конструктивная (*д*) схемы проточной части многоступенчатых газовых турбин [8]:

*a* – с постоянным наружным диаметром; *б* – с постоянным средним диаметром; *в* – с постоянным внутренним диаметром; *г, д* – со ступенчатым наружным диаметром.

Плавность очертания проточной части, как видно из схемы *г, д* не обязательно достигается цилиндрическими или коническими очертаниями концевых поверхностей – возможно их комбинированное применение. Так, например, в энергетической ГТУ M7001B фирмы GE (рис. 1.32, *д*) проточная часть имеет три ступени, при этом первая ступень имеет цилиндрические очертания. Углы конусности  $\gamma_n$  и  $\gamma_b$  у второй и третьей ступеней составляют  $20\text{--}25^\circ$ , однако конусность в них захватывает лишь  $0,6\text{--}0,7$  осевой ширины сопла, остальная часть периферийной поверхности цилиндрическая.

**Работа турбины на нерасчетных режимах [8].** Во время эксплуатации ГТУ возможно изменение следующих параметров турбины: давления газа перед турбиной  $p_0^*$ ; температуры газа перед турбиной  $T_0^*$ ; расхода газа  $G_T$ ; давления газа за турбиной  $p_2$ ; числа оборотов турбины  $n$ ; мощности турбины  $N_i$ ; КПД турбины  $\eta_i$ . Из перечисленных основных параметров турбины независимыми являются только четыре, которые целиком определяют оставшиеся три параметра.

За независимые параметры турбины примем начальное давление  $p_0^*$  и температуру  $T_0^*$  газа, давление на выходе из турбины  $p_2$  и обороты ротора  $n$ . Покажем влияние их на количество протекающего через турбину газа  $G_T$ , на момент  $M$ , развиваемый турбиной, на мощность ее  $N_i$  и КПД  $\eta_i$ .

**Изменение начального давления  $p_0^*$ .** С повышением  $p_0^*$  увеличивается плотность газа, поступающего в турбину, что вызывает пропорциональное увеличение расхода газа  $G_T$ . Прямолинейная зависимость расхода газа от начального

давления имеет место во всем диапазоне регулирования, если скорость газа в каком-либо месте проточной части турбины равна или больше критической.

Располагаемая работа 1 кг газа

$$L_0 = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (1.45)$$

также увеличивается с повышением  $p_0^*$ , что при докритическом течении в турбине вызывает дополнительное увеличение расхода газа.<sup>1</sup>

Характер изменения  $G_T$  от  $p_0^*$  в докритической области аналогичен известному из газодинамики «закону эллипса» и связан с дальнейшим ростом реактивности и уменьшением скоростного коэффициента  $\psi$  рабочих лопаток. Рост реактивности с увеличением  $p_0^*$  вызван тем, что повышается плотность газа за сопловым аппаратом  $\rho_1$ , в то время как за рабочим колесом плотность  $\rho_2$  практически не изменяется, так как конечное давление остается неизменным, а изменением температуры газа  $T_2$  можно пренебречь. Из-за возросшей скорости  $c_1$  появляется положительный угол атаки и, следовательно, уменьшается скоростной коэффициент  $\psi$ , что в свою очередь приводит к дополнительному увеличению реактивности (рис. 1.33).

Так как на расчетном режиме отношение  $(u/c_{ад})_p$  выбирается близким к оптимальному, когда  $\alpha_{2p} = 82 \div 84^\circ$ , то с увеличением  $p_0^*$  отношение  $u/c_{ад}$  становится меньше расчетного, в то время как  $(u/c_{ад})_{опт}$  увеличивается, из-за возросшей реактивности угол  $\alpha_2$  падает, и выходные потери увеличиваются, что приводит к понижению КПД  $\eta_i^*$ . Мощность турбины несмотря на уменьшение  $\eta_i^*$  с увеличением  $p_0^*$  резко возрастает. Уменьшение  $p_0^*$  оказывает обратное влияние на расход, мощность и реактивность ступени. КПД  $\eta_i^*$  в заторможенных параметрах, наиболее характерный для ГТД, зависит главным образом от атакоустойчивости профилей рабочих лопаток и в значительном диапазоне отклонений  $p_0^*$  от расчетного меняется слабо.

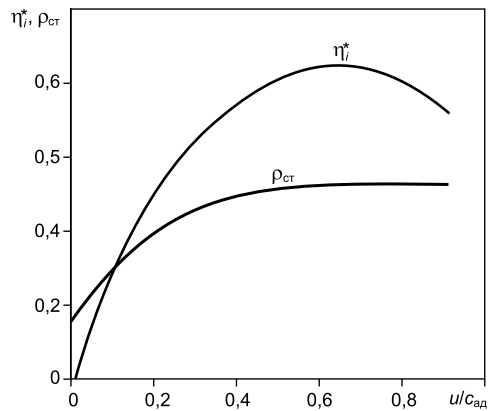


Рис. 1.33. Изменение КПД и реактивности ступени ( $\rho_p = 0,5$ ) при изменении  $u/c_{ад}$ .

<sup>1</sup> В сужающемся сопле критический режим течения наступает в минимальном сечении при достижении скорости  $c_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_0^*}$ , при этом сопло «запирается», т. е. с увеличением начального давления газа его расход остается неизменным. Дальнейшее увеличение скорости можно получить присоединив к выходному сечению расширяющееся сопло. Такая конструкция называется соплом Лавала.

В многоступенчатых турбинах изменение начального давления и связанного с ним расхода газа вызывает перераспределение теплового перепада между ступенями, при этом существенно меняется лишь перепад в последней ступени – он уменьшается с понижением начального давления и возрастает с его увеличением.

*Изменение начальной температуры  $T_0^*$ .* Изменение начальной температуры газа влечет за собой пропорциональное изменение располагаемой работы (уравнение 1.45)  $L_0$  и обратно пропорциональное – плотности  $\rho_0^*$ . Если в первом приближении пренебречь зависимостью реактивности и КПД от  $T_0^*$ , то расход газа обратно пропорционален, а мощность пропорциональна  $\sqrt{T_0^*}$ , так как  $N_i = GL_0\eta_i$ . В действительности с увеличением температуры  $T_0^*$  реактивность падает.

Отклонение  $T_0^*$  от  $T_{0p}^*$  вызывает снижение КПД  $\eta_i$ , из-за увеличения выходных потерь и понижения  $\psi$ . С ростом  $T_0^*$  появляется положительный угол атаки, с уменьшением  $T_0^*$  – отрицательный; изменение  $\eta_i^*$  от  $T_0^*$  выражается сравнительно пологой кривой. В многоступенчатых турбинах, как и при изменении начального давления, колебания температуры сказываются в первую очередь на тепловом перепаде последней ступени.

*Изменение конечного давления  $p_2$ .* Изменение противодействия (конечного давления), как и при истечении из сопел, сказывается на расходе газа через турбину лишь в том случае, если скорость газа в проточной части турбины меньше критической. При докритическом протекании газа через турбину зависимость расхода газа от противодействия близка к закону эллипса и отклоняется от него из-за меняющейся реактивности. Если же скорости газа не слишком отличаются от критической, то расход газа при небольших изменениях противодействия остается практически постоянным.

В многоступенчатой турбине изменение  $p_2$  влияет в первую очередь на тепловой перепад последней ступени. На практике увеличение противодействия имеет место в основном при эксплуатации ГТУ с установленным на выхлопе котлом-утилизатором.

*Изменение числа оборотов  $n$ .* При постоянных параметрах газа увеличение числа оборотов турбины вызывает некоторое уменьшение расхода газа. Объясняется это перераспределением теплоперепада между сопловым аппаратом и рабочим колесом, т. е. увеличением степени реактивности с ростом числа оборотов. Изменение числа оборотов влечет за собой появление углов атаки: положительных – при уменьшении  $n$  и отрицательных – при увеличении, что приводит к уменьшению  $\psi$  и, как следствие, к увеличению реактивности и уменьшению расхода. При сравнительно небольших изменениях чисел оборотов расход газа меняется незначительно и может быть принят величиной постоянной.

Коэффициент полезного действия  $\eta_i$ , как 1-ступенчатой, так и многоступенчатой турбины падает с уменьшением числа оборотов вследствие увеличения потери с выходной скоростью на рабочих лопатках. Так как расчетное отношение  $(u/c_{ад})_p$  несколько ниже оптимального, то при некотором увеличении числа оборотов возможно незначительное повышение  $\eta_i$  с последующим уменьшением. Зависимость  $\eta_i^*$  от  $n$  выражается сравнительно пологой кривой (рис. 1.33).

Мощность турбины при неизменных параметрах газа меняется почти пропорционально КПД турбины.

В практике эксплуатации турбин большое значение имеет момент, развиваемый на валу турбины  $M = N/\omega = 93,7N/n$ , Н·м (где  $n$  имеет размерность об/мин) и зависимость момента, мощности и КПД от числа оборотов.

На рис. 1.34 изображены треугольники скоростей ступени при номинальной ( $u_p$ ) и отличной от номинальной ( $u$ ) окружных скоростях. В первом приближении можно считать  $c_1 = c_{1p} = \text{const}$ ;  $w_2 = w_{2p} = \text{const}$ , следовательно  $c_{1u} = c_{1up} = \text{const}$ . Из рис. 1.34 видно, что  $c_{2u} = c_{2up} + u_p - u$ . При направлении скорости  $c_2$  по рис. 1.34 окружное усилие на лопатках

$$P_u = G_r(c_{1u} + c_{2u}) \quad (1.46)$$

и крутящий момент

$$M = G_r(c_{1u} + c_{2u}) \frac{d}{2} = G_r(c_{1up} + c_{2up} + u_p - u) \frac{d}{2}, \quad (1.47)$$

где  $d$  – диаметр облопачивания.

Так как в формуле (1.47) все величины, кроме  $u$ , постоянны, то зависимость  $M$  от  $u$  или  $n$  изображается прямой линией (рис. 1.35).

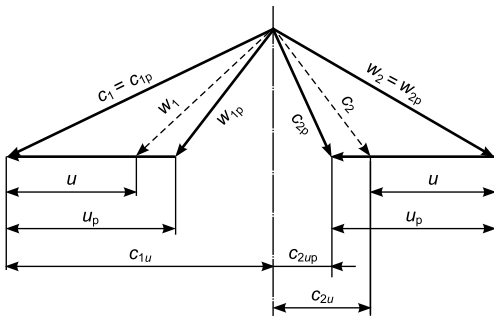


Рис. 1.34. Приближенные треугольники скоростей при изменении числа оборотов.

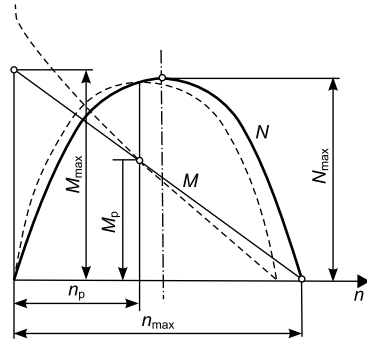


Рис. 1.35. Зависимость мощности ступени и крутящего момента от числа оборотов.

Максимальный вращающий момент соответствует пусковому моменту, когда  $u = 0$  (ротор неподвижный),

$$M_{\max} = G_r(c_{1up} + c_{2up} + u_p) \frac{d}{2}. \quad (1.48)$$

На основании линейной зависимости  $M$  от  $n$  можно написать (рис. 1.35)

$$M = M_{\max} - (M_{\max} - M_p) \frac{n}{n_p} = M_p \left[ \bar{M} - (\bar{M} - 1) \frac{n}{n_p} \right], \quad (1.49)$$

где  $\bar{M} = M_{\max}/M_p$ .

Полагая в последней формуле  $M = 0$ , находим максимальное число оборотов, которое не может быть превзойдено при разбеге ротора  $n_{\max} = n_p \bar{M} / (\bar{M} - 1)$ .

Заменяя в уравнении (1.49)

$$M = N/\omega = 93,7N/n; M_p = N/\omega = 93,7N_p/n_p,$$

получим

$$N = N_p \frac{n}{n_p} \left[ \bar{M} - (\bar{M} - 1) \frac{n}{n_p} \right]. \quad (1.50)$$

Зависимость мощности от числа оборотов по этому уравнению изображается параболой (рис. 1.35). Приравнявая нулю первую производную уравнения (1.50), находим число оборотов, соответствующее максимальной мощности:

$$n_{N_{\max}} = \frac{n_p}{2} \frac{\bar{M}}{\bar{M} - 1} = 0,5n_{\max}.$$

При этом

$$N_{\max} = N_p \frac{\bar{M}^2}{4(\bar{M} - 1)}.$$

Из последних двух формул ясно, что максимальная мощность имеет место не при расчетном числе оборотов.

КПД ступени в функции числа оборотов при неизменных тепловом перепаде и расходе газа изображается зависимостью, аналогичной (1.50):

$$\eta = \eta_p \frac{N}{N_p} = \eta_p \frac{n}{n_p} \left[ \bar{M} - (\bar{M} - 1) \frac{n}{n_p} \right]. \quad (1.51)$$

В действительности, как указывалось выше, соотношения между отдельными величинами при переменном числе оборотов являются гораздо более сложными; меняется расход газа и реактивность ступени. В связи с этим линия моментов на рис. 1.35 не является точно прямой линией, и характер изменения мощности несколько отклоняется от приведенной выше параболы (пунктирные линии).

### 3.3. Конструкция элементов осевых турбомашин

Проектирование ГТУ при непрерывном росте начальной температуры газов обычно производится на основе постепенного совершенствования конструкции; масштабного изменения геометрических размеров; внедрения новейших технологий; тщательной обработки элементов и узлов ГТУ до ее запуска в производство.

Конструкции стационарных ГТУ средней и большой мощности в определенном смысле являются сравнительно консервативными (традиционными), и основные их черты достаточно подробно представлены в учебной и справочной литературе [2, 3, 15]. В настоящей книге, особенно в первых двух ее главах, большее внимание уделяется устройству, особенностям конструкций и техническим характеристикам промышленных и гибридных ГТУ малой и средней мощности, конструктивные схемы которых ранее описывались весьма скудно. Рассматриваются также специализированные ГТУ, разработанные как судовые двигатели, и послужившие прототипами наземных приводных ГТУ серии UGT ГП НКПГ «Зоря»-«Машпроект» [9]. Достаточно сложная конструкция этих

ГТУ, выполненных с одно- или двухвальными газогенераторами, имеют общие черты с авиационными ТРД, а их свободная силовая турбина (ССТ) естественно вписывается в проточную часть всего двигателя, что не всегда можно отметить в гибридных ГТУ многих фирм (например, LM1600, LM2500, Coberra).

Наиболее технологически сложной и механически напряженной частью ГТУ является ротор. Его конструкция определяется конструктивной схемой ГТУ. Он состоит из вала, опирающегося на подшипники скольжения или качения, дисков, связанных тем или иным способом с валом ротора, и лопаток, укрепленных в дисках. Частота вращения ротора совпадает с частотой энергосистемы, если он через муфту непосредственно присоединен к электрогенератору. Она может быть значительно выше для некоторых конструктивных схем ГТУ; в таких случаях ротор одновальной ГТУ или ССТ двух-, трехвальной ГТУ соединяется с нагрузочным устройством через понижающий редуктор.

Ротор газовой турбины может быть сконструирован по разному. Достаточно широко применяется конструкция ротора, в котором диски соединяются между собой при помощи так называемого хиртового зацепления, располагаемого в периферийной части дисков, стянутых в один сборочный узел, что обеспечивает прочность и жесткость конструкции. Критическая частота вращения такой конструкции намного превышает рабочую. Для передачи крутящего момента возможно также применение шпонок, если диски насажены на вал, радиальных штифтов, расположенных по окружности фланцевого соединения дисков, осевых призонных болтов или шпилек, наконец, просто сил трения по торцевой поверхности прижатых дисков. Индивидуальные диски ротора ГТ выполняются из кованных заготовок на базе никелевых сплавов. Изготовленные из заготовки диски при сборке центрируются по хиртам, посадочным фланцам или валу. При этом пояс соединения дисков изолирован от проточной части поясом лабиринтных уплотнений. В мощных ГТУ (обычно одновальных) ротор выполняется цельнокованным или сварным (рис. 1.4).

Конструктивная схема ротора одновальной энергетической ГТУ ГТЭ-35 АО «Турбоатом» мощностью 35 МВт показана на рис. 1.36, а. Ротор двухопорный, несет на себе рабочие лопатки 13-ступенчатого осевого компрессора и 5-ступенчатой газовой турбины. Ротор состоит из двух частей – компрессорной и турбинной, соединенных 12 призонными болтами. Опорно-упорный подшипник ротора расположен со стороны всасывающего патрубка компрессора, опорный подшипник – в выхлопном патрубке турбины. Длина ротора составляет 7,5 м. Компрессорная часть ротора выполнена из барабана диаметром 1300/800 мм из легированной стали, а турбинная часть – из пяти сплошных дисков диаметром 1300 мм и концевой части, стянутых 12 стяжными болтами. Диски выполнены из легированной стали. В проточную часть турбины входит выхлопной диффузор для использования кинетической энергии уходящих газов. Газотурбинная установка имеет один общий для компрессора и турбины корпус; крышка корпуса также представляет одну деталь. В цилиндрическом участке корпуса размещаются: две обоймы направляющих аппаратов и радиальный диффузор компрессора, газовпускная улитка двух выносных КС и обойма направляющих аппаратов турбины. В нижней половине компрессорной части корпуса агрегата имеется два отверстия для сброса воздуха после шестой ступени компрессора через два противопомпажных клапана.

На рис. 1.36, б представлена конструктивная схема проекта одновального энергетического ГТД-60 мощностью 60 МВт ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» с параметрами: начальная температура газа 1210–1240 °С,  $\pi_k = 18$ , расход воздуха 174,5 кг/с, температура выхлопных газов 517–547 °С, КПД 36,3 %. Барабанно-дисковый двухпорный ротор несет пятнадцать ступеней компрессора и четыре ступени газовой турбины. Диски компрессорных ступеней выполнены с широкой полкой на периферии, которые соединяются электронно-лучевой сваркой друг с другом, образуя легкий и жесткий барабан. Отбор мощности производится со стороны компрессора. При разработке проекта ГТД-60 в максимальной степени использован опыт работ по ГТД-110 (глава 2). Из сопоставления рисунков *а* и *б* отчетливо видны конструктивные и технологические решения, которые привнесены в стационарное газотурбостроение из практики проектирования судовых ГТД.

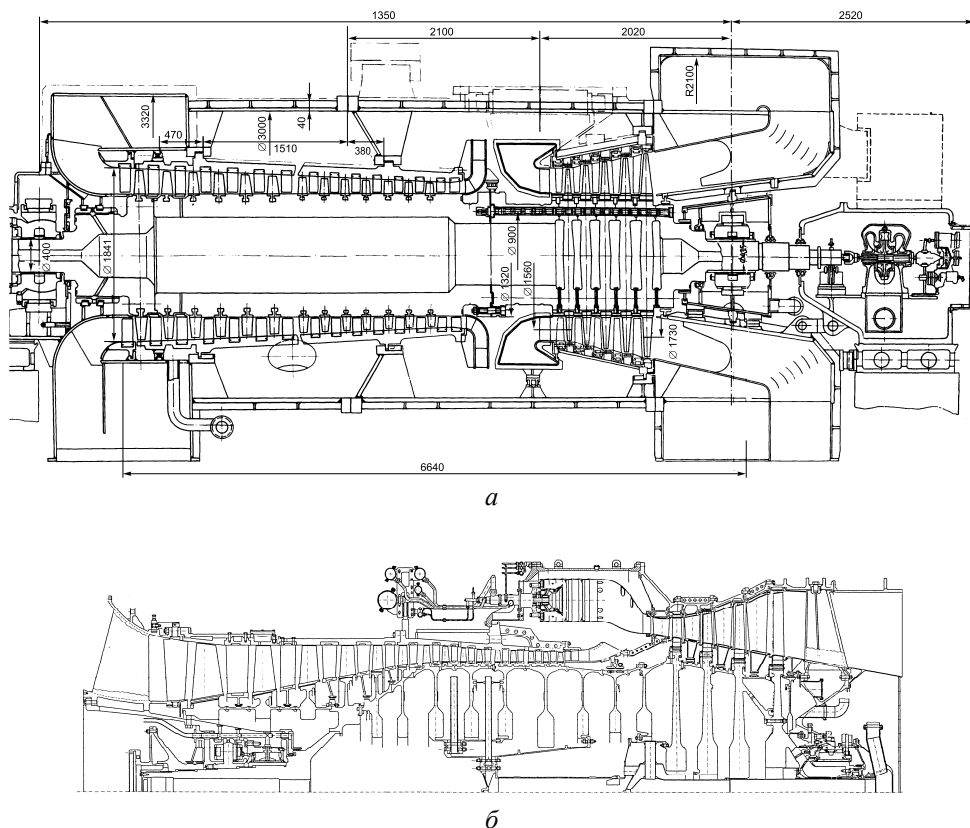


Рис. 1.36. Конструктивные схемы двухпорных роторов стационарных энергетических ГТУ ГТЭ-35 с выносными камерами сгорания (*а*) и ГТД-60 (проект)\* (*б*).

\* Газотурбинные и парогазовые установки НПП «Машпроект» для современной энергетики / В. И. Романов, О. Г. Жирицкий, А. В. Коваленко, В. В. Романов. – Препринт НПП «Машпроект». – Николаев, 2000. – 18 с.



**Двухвальные промышленные ГТУ.**

На магистральных газопроводах для привода нагнетателей природного газа используются двухвальные ГТУ стационарного типа (например, MS3002, MS5002, ГТК-10, ГТ-6-750 и др.). На рис. 1.37 показаны роторы газогенератора и свободной силовой турбины установки MS5002 мощностью 25 МВт фирмы Alstom. 16-ступенчатый компрессор имеет  $\pi_k = 9$ . Сборка дисков компрессоров осуществляется вертикально. Диски соединяются при помощи параллельных оси предварительно напряженных стяжных болтов. Подшипники роторов № 1 и 4 – опорно-упорные, № 2 и 3 – опорные (нумерация от входной части компрессора). Особенностью конструкции роторов является применение 1-ступенчатых турбин как для привода компрессора, так и ССТ. Рабочие лопатки первой ступени имеют демпфирование по корневой полке, рабочие лопатки второй ступени – бандажированные по периферии. Лопатки соплового аппарата компрессорной турбины, отлитые по три штуки в сегменте, имеют конвективно-пленочное охлаждение. Эти сегменты аналогичны показанным на рис. 1.38. Сопловые лопатки свободной турбины выполнены поворотными с целью регулирования ГТУ при переменных нагрузках.

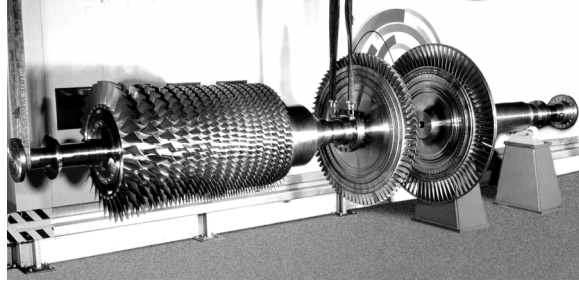


Рис. 1.37. Внешний вид ротора газогенератора и свободной силовой турбины двухвальной ГТУ MS5002.

Лопатки газовой турбины под действием газового потока создают вращающий момент, передаваемый на ротор. Необходимо исключить вероятность резонанса частот периодически изменяющегося усилия, создаваемого газовым потоком, и собственных частот колебаний лопаток на всех скоростях вращения ротора, особенно при пуске и останове. Для надежности турбинной конструкции необходимо также эффективное подавление вибраций.

На рис. 1.39 приведен пример конструкций современных рабочих лопаток компрессора и газовых турбин необандаженных (рис. 1.39, а, б) и с бандажной полкой (рис. 1.39, в, г). В компрессорах, сравнительно легкие лопатки которых устанавливают со значительным шагом, наиболее распространено простое соединение типа «ласточкин хвост» (рис. 1.39, а). Чтобы установить лопатки под заданным углом, пазы в диске выполняют косыми. Лопатка газовой турбины состоит из профилейной части и ножки с хвостовиком, с помощью которого она

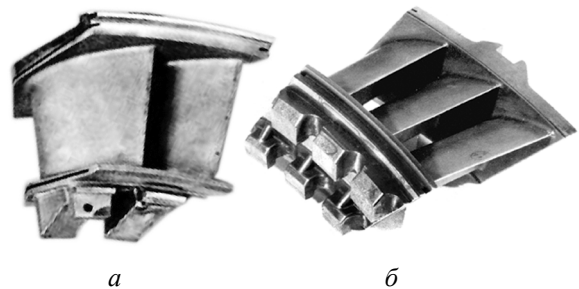


Рис. 1.38. Двухлопаточный литой сегмент соплового аппарата турбин ГТУ Н-25 (а), трехлопаточный – PGT 25 (б).

на рис. 1.39 приведен пример конструкций современных рабочих лопаток компрессора и газовых турбин необандаженных (рис. 1.39, а, б) и с бандажной полкой (рис. 1.39, в, г). В компрессорах, сравнительно легкие лопатки которых устанавливают со значительным шагом, наиболее распространено простое соединение типа «ласточкин хвост» (рис. 1.39, а). Чтобы установить лопатки под заданным углом, пазы в диске выполняют косыми. Лопатка газовой турбины состоит из профилейной части и ножки с хвостовиком, с помощью которого она

крепится к диску. При повышенных температурах газов между полкой и хвостовиком лопатки выполняется переходный участок простой формы («удлиненная ножка», рис. 1.39, в). Между профильной частью лопатки и ножкой имеется полка. После сборки венца полки соседних лопаток соприкасаются и образуют меридиональные поверхности проточной части в зоне межлопаточных каналов, защищая детали ротора от прямого контакта с горячими газами. Соединение рабочих лопаток с дисками производится с помощью хвостовиков различного типа.

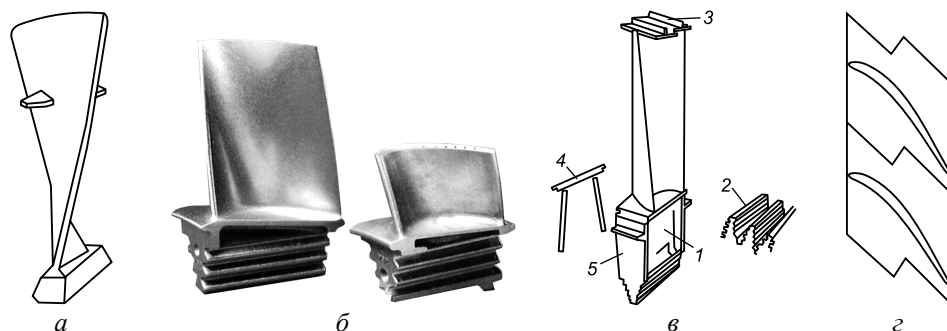


Рис. 1.39. Рабочая лопатка осевого компрессора с демпферной связью (а), необандаженные рабочие лопатки турбины ГТУ PGT 2 (б), рабочая лопатка турбины с бандажной полкой и удлиненной ножкой (в) и вид сверху на z-образный стык бандажных полок (г): 1 – ножка лопатки; 2 – крепление хвостовика; 3 – бандажная полка; 4 – штифты уплотнения; 5 – уплотнение междискового пространства.

Конец лопатки может иметь бандажную полку, которая служит также важнейшим средством подавления вибраций; зачастую на ней выполняются гребни лабиринтового уплотнения. Такими антивибрационными полками снабжают лопатки второй и последующих ступеней турбины. После облопачивания диска z-образные торцы бандажных полок образуют непрерывный обод. Изгиб лопаток под действием центробежных сил и вибрации способствует сжатию соседних лопаток по бандажу и обеспечивает необходимое демпфирование. В некоторых конструкциях ГТ над рабочими лопатками в обоймах статора закреплены вставки с литыми сотами, допускающие частичное касание, не приводящее к износу лопаток. Материалом для изготовления лопаток проточной части ГТ служат жаропрочные сплавы на никелевой или кобальтовой основе с присадками хрома, молибдена, вольфрама, титана и алюминия.

В настоящее время единственным эффективным методом изготовления охлаждаемых рабочих и направляющих лопаток современных высокотемпературных газовых турбин является точное литье по выплавляемым моделям. Этот метод позволяет:

- применить литейные сплавы, обладающие значительной жаропрочностью, что обеспечивает более высокий рабочий ресурс лопаток;
- получить заготовки лопаток со сложными конфигурациями поверхности и внутренней структуры;
- обеспечить заданную точность и шероховатость поверхностей, определяющих аэродинамические свойства горячего тракта турбины.

Структура лопаток может быть равноосной или направленной кристаллической. Для оформления внутренних полостей в пустотелых и охлаждаемых лопатках используются керамические стержни со сложной конфигурацией. Прототипы отливаемых лопаток и модели литниковых систем изготавливаются методом шприцевания в пресс-формы. Керамические оболочковые формы изготавливаются методом послойного нанесения керамического покрытия на выплавляемые модели. Огнеупорное покрытие наносится с помощью роботизированного комплекса, используются кремнезольные водорастворимые связующие материалы.

Для уменьшения и предотвращения дефектов материала на границах зерен применяются лопатки с направленной кристаллизацией и монокристаллические лопатки. Получаемые при этом преимущества по прочности обеспечивают возможность повышения допустимой температуры поверхности лопаток на 25 °С при направленной кристаллизации и на 50 °С – в монокристаллических лопатках. Благодаря этому рабочие лопатки высокотемпературных ГТУ могут работать при температуре металла порядка 950 °С.

Пятикоординатные обрабатывающие центры с автоматической сменой инструмента для комплексной высокоскоростной обработки турбинных и компрессорных лопаток позволяют получить шероховатость поверхности в пределах 0,4–0,8 мкм. Для упрочнения поверхности лопаток используется метод ударного воздействия микрошариками с ультразвуковой частотой. Компрессорные лопатки и хвостовики рабочих турбинных лопаток обрабатываются методом поверхностного пластического деформирования.

Для обеспечения высокой надежности при эксплуатации лопаток, особенно первой турбинной ступени, применяют теплозащитные (термобарьерные) слои и антикоррозийные покрытия (обычно двухслойные: керамика + металл). Формирование металлических и керамических защитных покрытий на лопатках турбин осуществляется методами конденсации паров материалов в вакууме, плазменного напыления и газоциркуляционного нанесения. Защитные покрытия состоят из стойкого к окислению связующего подслоя из  $MCrAlY$  (где  $M$  – никель и/или кобальт,  $Cr$  – хром,  $Al$  – алюминий,  $Y$  – иттрий) и верхнего теплоизолирующего слоя. Низкая теплопроводность позволяет этим покрытиям выступать в роли тепловых барьеров, снижая температуру поверхности металла. Одновременно повышается коррозионная стойкость и ресурс деталей. Так, эти покрытия позволяют удлинить срок работы лопаток при температуре газов свыше 1200 °С до 15 тыс. ч.

Для газовых турбин с умеренной начальной температурой газов лопаточные аппараты выполняются штамповкой из жаропрочных сталей. Например, в приводной ГТУ ГТК-10 Невского завода таким методом изготовлены рабочие лопатки первой и второй ступеней и сопловые лопатки второй ступени турбины компрессора, а лопатки первого соплового аппарата – методом точного литья по выплавляемым моделям.

Конструкция проточной части некоторых ГТУ позволяет заменить любую лопатку без извлечения ротора и дополнительной его балансировки. Расчетные сроки службы лопаток составляют обычно 20–200 тыс. ч при 5–30 тыс. пусков.

Форма профильной части сопловых лопаток турбин обычно проще, чем рабочих. Во многих случаях высокой экономичности ступени можно достичь

при постоянном по высоте сопловых лопаток угле выхода потока. Радиальные зазоры по сопловым лопаткам, не испытывающим нагрузки от центробежных сил, легче уплотнить с помощью сегментных или полукольцевых бандажей или диафрагм, которые заходят в выточки ротора и несут лабиринтное уплотнение. В ранних конструкциях турбин некоторых отечественных и зарубежных ГТУ применялись сопловые аппараты из отдельных лопаток, сваренных с внутренними и внешними полукольцевыми ободами. В компрессорах такие конструкции используются до сих пор. В современных турбинах применяют либо индивидуальные сопловые лопатки с полками или без них, либо цельнолитые сегменты с внутренним и наружным ободами, содержащими от двух до пяти сопловых лопаток (рис. 1.38). Каждый сегмент опирается индивидуально и не связан жестко с соседними сегментами.

Увеличение начальной температуры газов перед турбиной заставляет применять охлаждение основных элементов турбин – лопаточных аппаратов и дисков. Для этой цели применяют цикловой воздух, отбираемый за отдельными ступенями компрессора. В дисках градиенты температуры и термические напряжения могут существенно увеличиваться на нестационарных режимах. Сохранение их в допустимых пределах обеспечивается с помощью рационального охлаждения дисков и всего ротора.

Внутренние напряженные зоны ротора турбины надежно защищают от контакта с горячими газами и охлаждают. Воздух на охлаждение ротора отбирается за компрессором или из его промежуточных ступеней. В большинстве ГТУ система охлаждения ротора обеспечивает снижение температуры наиболее нагретых его элементов (лопаток) на 250–350 °С по отношению к температуре газа на входе в турбину. Частично снижение температуры профильной части рабочих лопаток происходит за счет отвода теплоты в менее нагретые детали ротора. В результате заметно повышается предел усталости и длительной прочности рабочих лопаток, так как именно в корневом сечении действуют максимальные суммарные напряжения от центробежных сил и изгиба, вызываемого аэродинамическими силами.

Наибольшее распространение получило охлаждение роторов газовых турбин продувкой воздуха через хвостовики лопаток совместно с радиальным обдувом и струйно-радиальным обдувом дисков (рис. 1.40, *а*, *б*). Оба эти способа охлаждения ротора часто сочетаются с заградительным охлаждением, которое создается вдувом относительно холодного воздуха в корневое сечение проточной части рабочего колеса (рис. 1.40, *б*). Сочетание продувки через хвостовики рабочих лопаток с радиальным обдувом и заградительным охлаждением часто применяется в системах охлаждения роторов ГТД большого ресурса. Типичным примером таких охлаждаемых систем является система воздушного охлаждения ГТД АИ-20К производства АО «Мотор Сич», который является основой транспортабельной газотурбинной электростанции ПАЭС-2500 мощностью 2,5 МВт. 3-ступенчатая турбина двигателя (рис. 1.41), имеющая две охлаждаемые воздухом ступени рассчитана для длительной (несколько тысяч часов) работы при температуре газа 850 °С [10].

Диски охлаждаются воздухом (начальная температура 295 °С, давление 0,5–1 МПа), отбираемым после компрессора и через систему сверлений подаваемым в камеру 2, где основной поток разделяется на две части. Одна через 12 наклон-

ных сверлений 4 попадает в зазор между диском первой ступени 6 и дефлектором 5, протекает вдоль полотна диска, после чего продувается через хвостовики рабочих лопаток; вторая – через восемь каналов 11 попадает внутрь вала ротора 14, затем через восемь сверлений 12 протекает в зазор вокруг стяжных болтов 10, откуда через восемь сверлений 9 протекает в зазор между диском второй ступени 8 и дефлектором 7, который направляет эту часть охлаждающего воздуха на радиальный обдув боковой поверхности диска и продувку хвостовых соединений рабочих лопаток. После продувки хвостовиков первой и второй ступеней охлаждающий воздух подмешивается к основному потоку рабочего газа.

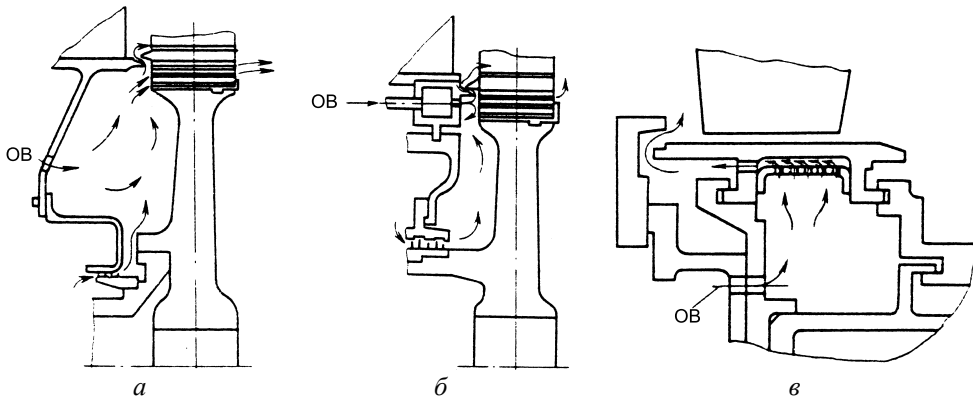


Рис. 1.40. Воздушное охлаждение дисков и защитных колец газовой турбины [2]:  
 а – радиальный обдув боковой поверхности; б – струйный обдув; в – течение воздуха над защитными кольцами; ОВ – охлаждающий воздух.

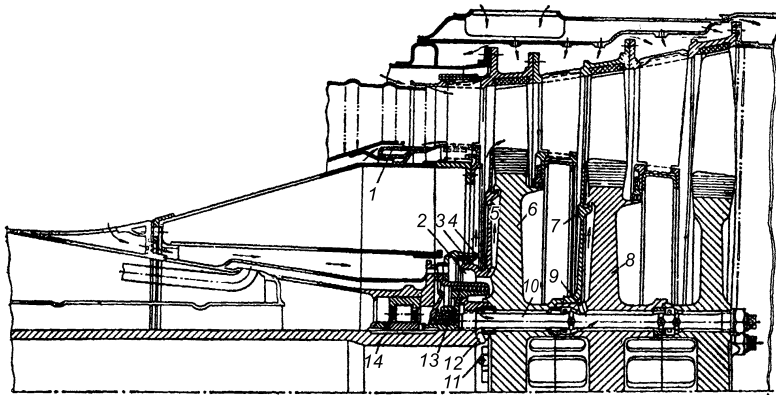


Рис. 1.41. Схема охлаждения турбины ГТД АИ-20К [10].

Боковая поверхность обоих дисков со стороны выхода омывается горячим газом, подсасываемым из проточной части. Из камеры 2 через лабиринтовое уплотнение ступицы 3 дефлектора 5 часть охлаждающего воздуха поступает на радиальный обдув наружной поверхности дефлектора, а затем подмешивается

к горячему газу в зазоре между рабочими и сопловыми лопатками первой ступени, снижая температуру газового потока в прикорневой зоне лопаток. Через лабиринтовое уплотнение вала 13 часть воздуха из камеры 2 перетекает в соединенную с атмосферой полость картера двигателя.

Уменьшение количества тепла, поступающего в ротор, достигается также вдувом воздуха в корневое сечение проточной части через кольцевую щель 1. Это позволяет снизить температуру рабочего газа в указанном сечении примерно на 200 °С по отношению к максимальной его температуре (900 °С), имеющей место в среднем по высоте сечении проточной части.

В двигателе АИ-20К расход воздуха на охлаждение диска первой ступени составляет 0,13 кг/с (примерно 0,5 % расхода рабочего газа), второй – 0,12 кг/с. На максимальном режиме работы турбины температура обода диска первой ступени составляет 555 °С (на максимальном радиусе), 635–585 °С – на боковой поверхности со стороны выхода газа (большее значение соответствует радиусу dna пазов хвостовых соединений, меньшее – шейки диска). Температура центральной части этого же диска равна 330–350 °С, перепад температур по толщине диска – 135 °С (на радиусе шейки). Примерно такой же характер имеет температурное поле диска второй ступени: температура на наружном радиусе – 488 °С, на боковой поверхности со стороны выхода – 615–528 °С, в центре – 370–390 °С, перепад по толщине до 80 °С. Описанная система охлаждения при суммарном расходе воздуха около 0,3 кг/с обеспечивает заданный ресурс турбины, а также возможность ее запуска примерно за 100 с. Сочетание струйного и радиального обдувов использовано также в системах охлаждения роторов ТВД приводных ГТУ типа ГТ-750-6 и ГТК-10-3 НЗЛ.

В некоторых ГТД воздух, поступающий в систему охлаждения, сначала расширяют и закручивают в сторону вращения ротора с помощью профилированной сопловой решетки. Это позволяет на 90–120 °С снизить температуру и увеличить хладоемкость воздуха, что особенно важно, если он используется затем для охлаждения рабочих лопаток.

Примером двухвальной приводной авиапроизводной ГТУ является установка Совега-182 мощностью 12 МВт [11] фирмы Cooper Rolls (США). Такие агрегаты используются на КС газопровода Уренгой–Челябинск. ГТУ включает газогенератор (конвертированный ТРД Avon фирмы Rolls-Royce) и специально спроектированную ССТ стационарного типа RT-48; схемы этих узлов показаны на рис. 1.42 и 1.45 соответственно. Газогенератор Avon-1534 (рис. 1.42) относится к первому поколению авиационных двигателей и имеет следующие параметры:  $\pi_k = 9 \div 10$ ;  $t_3 = 880 \div 920$  °С;  $G_b = 76$  кг/с;  $n_{т.к} = 7500$  об/мин.

17-ступенчатый осевой компрессор для обеспечения переходных и переменных режимов снабжен регулируемым ВНА и клапанами выпуска воздуха за шестой и девятой ступенями. Умеренная нагрузка ступеней, несмотря на малое втулочное отношение на входе (менее 0,4), обеспечивает удобные для практики газодинамические характеристики компрессора. Входной аппарат и кок осевого компрессора для предотвращения обледенения выполнены обогреваемыми. Рабочие лопатки последних ступеней компрессора выполнены в основном из титановых сплавов, а второй – четвертой ступеней – из алюминиевых сплавов. Рабочие лопатки первых двух ступеней имеют штифтовые хвостовики типа «проушина».

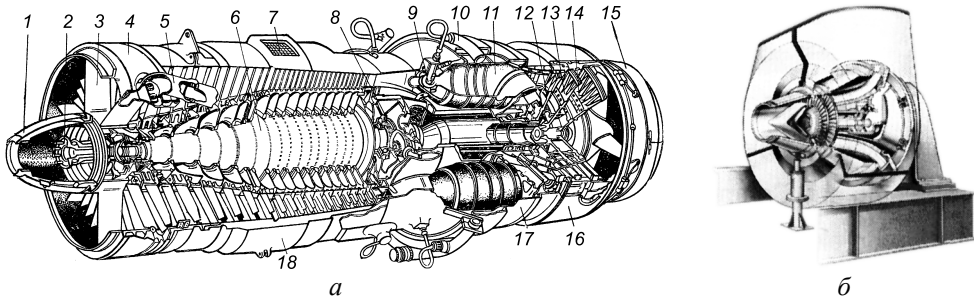


Рис. 1.42. Газогенератор (ТРД) Avon (а) и свободная силовая турбина RT-48 (б) как основные элементы приводных ГТУ семейства Coberra фирмы Cooper Rolls:

1 – кок; 2 – фланец стартера; 3 – полые стойки; 4 – передний корпус; 5 – подвод воздуха противобледенительной системы; 6 – ротор компрессора; 7 – сброс воздуха из противопомпажных клапанов; 8 – радиально-упорный подшипник; 9 – камера сгорания; 10 – топливный коллектор; 11 – жаровая труба; 12, 13, 14 – рабочие колеса соответственно первой, второй и третьей ступеней турбины привода компрессора; 15 – переходный корпус к силовой турбине; 16 – корпус турбины привода компрессора; 17 – корпус КС; 18 – корпус компрессора.

Направляющие лопатки имеют консольное крепление. Они объединены в пакеты по пять и шесть лопаток в каждом и заводятся в стопорные кольца, фиксируемые радиальными пальцами. Корпус компрессора – литой из алюминиевых сплавов. Камера сгорания имеет восемь жаровых труб, фронтальная часть которых для стационарного применения снабжена дополнительным пленочным и конвективным охлаждением. Давление топливного газа в линии составляет 1,8 МПа. Регламентированный разброс температур за газогенератором – до  $\pm 40$  °С от среднего, а максимально допустимый  $\pm 56$  °С.

В 3-ступенчатой турбине охлаждаемыми выполнены направляющие лопатки первой и второй ступеней и рабочие лопатки первой ступени. Охлаждение последних осуществляется воздухом, проходящим по восьми радиальным каналам в пространство над бандажами рабочих лопаток первой ступени. Рабочие лопатки бандажированные. По сравнению с авиационным вариантом в стационарной модификации ряд вспомогательных агрегатов перенесен с двигателя на опорную раму, в частности – маслобак, что облегчает проведение обслуживания и ремонта. За семнадцатой ступенью компрессора имеется постоянный отбор горячего воздуха в количестве около 1,5 % общего расхода, который используется в холодное время года для предотвращения обледенения входного тракта, а летом сбрасывается в выпускной тракт турбины.

Газогенератор связан с силовой турбиной гибким патрубком. При этом учтена необходимость восприятия большого осевого усилия. Газогенератор и силовую турбину устанавливают на общей раме высотой около 800 мм, механически они мало влияют друг на друга.

Упомянутые выше регулируемый ВНА и клапаны выпуска воздуха в осевом компрессоре являются типичными конструктивными мерами борьбы с явлениями помпажа [2]. При пониженной частоте вращения наиболее просто удалить помпаж за счет сброса воздуха из одной или нескольких ступеней компрессора в атмосферу (рис. 1.43, а). Сброс воздуха существенно увеличивает

расход воздуха через первые ступени (до места расположения отбора) и позволяет вывести их из зоны неустойчивой работы. Вместе с этим улучшаются и условия работы последних ступеней, т. е. обеспечивается более согласованная их работа при частоте вращения меньше расчетной: степень повышения давления и КПД повышаются. Наиболее часто противопомпажные клапаны приводятся в действие в процессе запуска ГТУ и на переходных режимах. На рис. 1.43, б показано расчетное влияние относительного расхода воздуха  $\Delta G_{сб} = (\Delta G_{сб}/G_B) \cdot 100\%$  через антипомпажные клапаны на положение границы устойчивой работы компрессора ГТЭ-110. Антипомпажные клапаны проточной части расположены за пятой и десятой ступенями компрессора; всего ступеней 15.

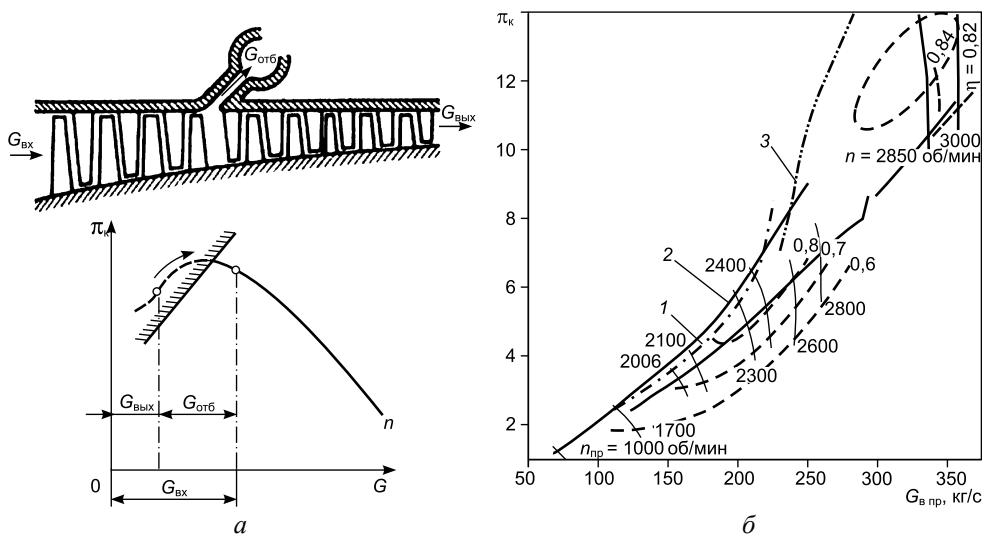


Рис. 1.43. Схема отбора воздуха и изменение режима работы первых ступеней (а) и влияние относительного расхода воздуха  $\Delta G_{сб}$  через антипомпажные клапаны на положение границы устойчивой работы компрессора ГТЭ-110 (б):

линия 1 – соответствует границе устойчивой работы при  $\Delta G_5 = 4,5\%$ ;  $\Delta G_{10} = 13\%$ ; линия 2 – 9 и 16 % соответственно; линия 3 – антипомпажные клапаны закрыты.

Вторым способом противопомпажного регулирования является поворот лопаток ВНА или направляющих лопаток нескольких ступеней компрессора (рис. 1.44). При повороте направляющей лопатки величина осевой составляющей скорости потока изменяется таким образом, что обеспечивается примерно расчетный угол натекания потока на рабочую лопатку последующей ступени. Для устойчивости работы на пониженных расходах и приведенной частоте вращения угол установки направляющих лопаток уменьшают.

Еще одним способом борьбы с помпажом является применение двух компрессоров, каждый из которых приводится отдельной турбиной. В этом случае помимо уменьшения опасности возникновения срывов потока и помпажа достигается более высокий КПД на нерасчетных режимах, уменьшается вероятность поломки и снижается мощность пускового двигателя.



ССТ стационарного типа используются в гибридных ГТУ семейства Coberra мощностью от 12 до 30 МВт фирмы Super Rolls с тремя типами газогенераторов (Avon, Spey, RB211). В модели Coberra-182 установлена 2-ступенчатая свободная силовая турбина RT-48 (рис. 1.45) с осерадиальным диффузором [11]. Оба рабочих колеса расположены на роторе консольно. Номинальная частота вращения ротора – 5000 об/мин, диапазон рабочих частот – 3000–5500 об/мин. Номинальная температура газа на входе в силовую турбину составляет 638 °С, давление – 0,26 МПа. Корпус подшипников турбины прикреплен к массивной вертикальной стойке. Периферийная часть диска первой ступени силовой турбины имеет струйное охлаждение воздухом, пропускаемым через двадцать направляющих лопаток первой ступени осевого компрессора. Над рабочими лопатками вставлены сегменты из прирабатывающегося материала. Лопатки второй ступени имеют противовибрационный проволочный бандаж, выполненный из полой трубки. Для обеспечения более спокойной работы ротора с тяжелой консолью, учитывая также возможность расцентровки с ротором нагнетателя в эксплуатации, оба опорных подшипника силовой турбины выполнены сегментными, пятиклиновыми. Гребень упорного подшипника – насадной. Упорный подшипник имеет устройство для выравнивания осевого усилия по колодкам. Температура газов за последней ступенью составляет 448 °С. Для исключения подсосывания масла из подшипника в выхлопной патрубке подается уплотняющий воздух из восьмой ступени осевого компрессора. Общая масса ГТУ составляет 44 т, ресурс – 100 тыс. ч, межремонтный ресурс – 20 тыс. ч.

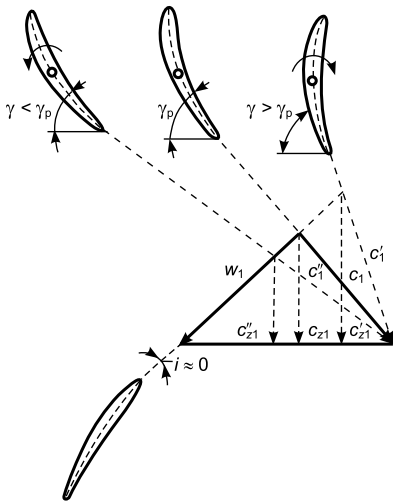


Рис. 1.44. Угол установки направляющей лопатки в зависимости от объемного расхода воздуха перед рабочим колесом первой ступени [2] (Угол установки лопатки:  $\gamma_p$  – расчетный;  $\gamma$  – при регулировании компрессора. Режим: ———  $i_{опт}$ ; - - - -  $i_{ном}$ ).

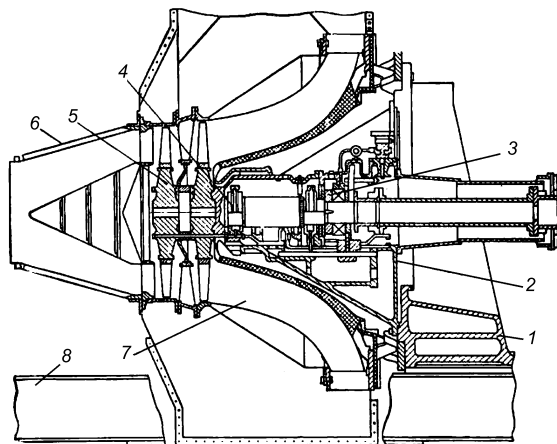


Рис. 1.45. Конструкция свободной силовой турбины RT-48 фирмы Cooper [11]:

1 – стойка; 2 – корпус подшипников; 3 – упорный гребень; 4 – сегментный опорный подшипник; 5 – рабочее колесо; 6 – патрубок к газогенератору; 7 – осерадиальный диффузор; 8 – опорная рама.

Конструкция валов ГТУ в основном определяется ее мощностью и конструктивной схемой, типом и расположением опор, а также способом соединения вала с диском турбины и валом компрессора. С целью уменьшения изгибающих моментов, действующих на вал, а также для повышения критических оборотов ротора подшипники располагаются по возможности ближе к диску турбины. От осевого перемещения валы фиксируются только в одной опоре.

Существуют конструкции ГТУ, в которых отбор мощности осуществляется с компрессорного («холодного») конца ГТУ. В мощных энергетических ГТУ серий 7F и 9F фирмы GE такой подход обусловлен применением на выхлопе турбины осесимметричного диффузора, непосредственно стыкуемого с котлом-утилизатором. В промышленных ГТУ, созданных на базе турбовинтовых авиадвигателей, конструктивные схемы газогенераторов и схемы отбора полезной мощности обычно сохраняются такими же, как у прототипов. Например, отбор мощности со стороны компрессора имеют одновальные промышленные установки ГТУ серии 501-K мощностью 4-7 МВт фирмы Rolls-Royce (рис. 1.46) и ПАЭС-2500 на базе авиадвигателя АИ-20 (рис. 2.28). ГТУ серии 501 большей мощности выполняются двухвальными по схеме «вал в валу»: 2-ступенчатая ТВД вращает компрессор высокого давления (модуль газогенератора), а 2-ступенчатая ТНД вращает компрессор низкого давления, с вала которого также снимается полезная мощность ГТУ. Конструктивные особенности схемы «вал в валу» описаны ниже.

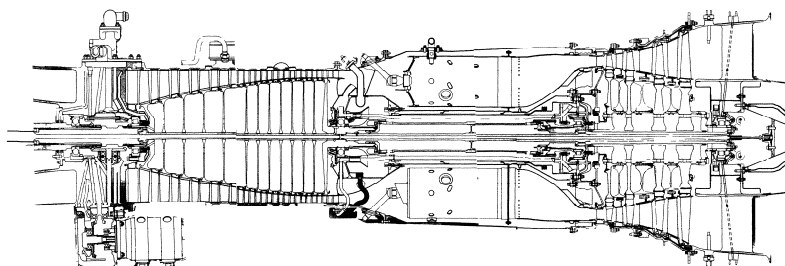


Рис. 1.46. Конструктивная схема ГТУ семейства 501-K фирмы Rolls-Royce.

**Трехвальные промышленные ГТУ.** Можно утверждать, что среди ГТУ представленных на мировом рынке оборудования в диапазоне мощности от 4 до 50 МВт, подавляющая часть принадлежит именно трехвальным промышленным ГТУ (на нижней границе диапазона – это ГТУ с центробежными компрессорами в газогенераторе, на верхней границе – авиапроизводная ГТУ Trant). Это обусловлено использованием в таких ГТУ газогенераторов на основе турбореактивных и двухконтурных (турбовентиляторных) авиадвигателей второго поколения, имеющих высокие параметры термодинамического цикла – начальную температуру газа 1150–1250 °С, степень повышения давления  $\pi_k = 20 \div 30$ . В результате достигнуто существенное повышение экономичности и мощности промышленных ГТУ; характеристики многих из них приведены в следующей главе.

Многосвальная конструкция наиболее приспособлена для работы в составе компрессорных установок с переменной частотой вращения ротора потребителя. Она имеет ряд преимуществ, которые обеспечивают:

- газодинамическую устойчивость компрессоров за счет оптимального распределения окружных скоростей рабочих колес. Различные частоты вращения каскадов компрессора позволяют уменьшить количество регулируемых венцов направляющих аппаратов и зон перепуска воздуха;

- требуемую мощность в заданном диапазоне температуры наружного воздуха, которая достигается путем изменения углов установки ВНА КНД и КВД;

- приемлемые высоты рабочих лопаток последней ступени КВД и снижение относительного радиального зазора (значительно влияющего на КПД компрессора) за счет уменьшения относительного диаметра на входе в КВД;

- уменьшение мощности агрегата запуска (для запуска осуществляется раскрутка только ротора КВД).

На рис. 1.47 показан внешний вид типичной современной трехвальной ГТУ-12П мощностью 12 МВт АО «Авиадвигатель». Как и в любых других ГТУ проточная часть турбогруппы начинается с более или менее развитого входного конфузора компрессора для создания равномерного по величине и направлению поля скоростей и давлений перед ВНА. На виде спереди видно, что внутренний контур входного конфузора создается обечайкой овальной формы (т. н. «кок»), закрывающей узел передней опоры компрессора. Во входном конфузоре размещаются силовые стойки передней опоры, по которым также подводится и отводится масло, уплотняющий воздух и т. д. Аэродинамические следы от силовых стоек должны быть размыты в потоке до ВНА вследствие поджатия потока. Передний подшипник, воспринимающий обычно и радиальные и осевые усилия от ротора, размещается максимально близко к проточной части. Всего в трехвальной ГТУ (например, в судовом двигателе ДЖ59) мощностью 16,3 МВт устанавливается 11 подшипников: шариковые радиально-упорные – 4, роликовые радиальные – 7. В ГТД меньшей мощности количество подшипников уменьшается до 8 (из них 3–4 – шариковые радиально-упорные). Принципиальная схема расположения подшипников роторов и силовая схема трехвальных авиапроизводных ГТУ показаны на рис. 1.48.

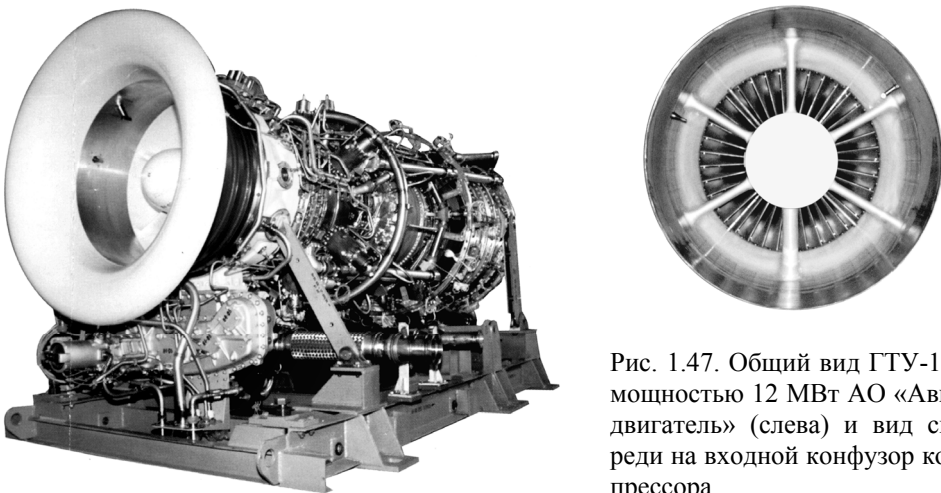


Рис. 1.47. Общий вид ГТУ-12П мощностью 12 МВт АО «Авиадвигатель» (слева) и вид спереди на входной конфузор компрессора.

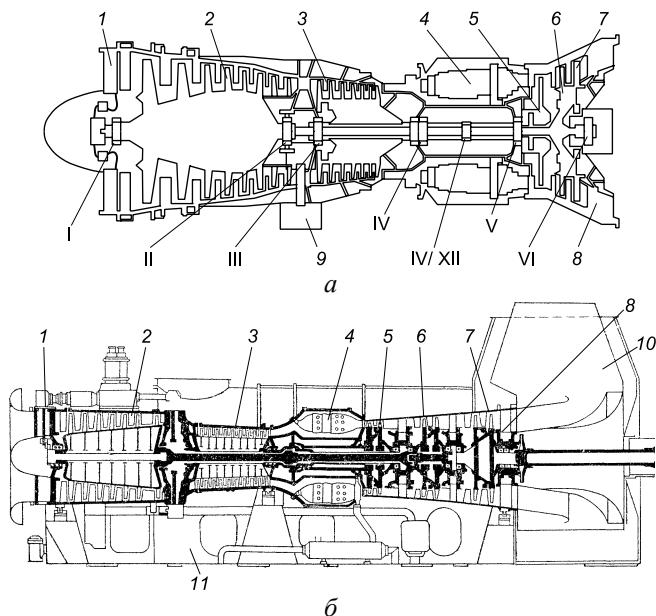


Рис. 1.48. Схемы расположения подшипников роторов и силовых элементов (корпусов) опор трехвалных авиапроизводных ГТУ FT8 (а) и SGT-500 (б) (I–VI – различные виды подшипников):

1 – корпус передней опоры; 2 – КНД; 3 – КВД; 4 – камера сгорания; 5 – ТВД; 6 – ТНД; 7 – силовая турбина; 8 – корпус задней опоры; 9 – коробка приводов; 10 – выхлопной патрубков; 11 – рама двигателя.

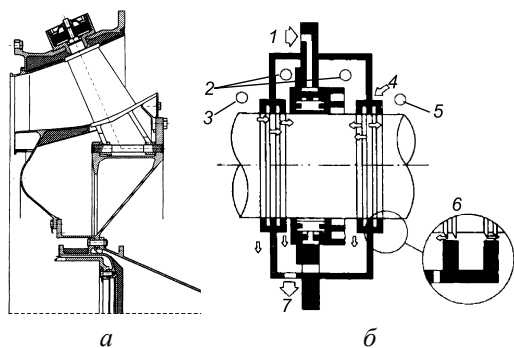


Рис. 1.49. Конструкция опорного венца ТНД (а) [9] и схема смазки и уплотнения узла подшипника ГТУ GT35 (б) [15]:

1 – подвод масла; 2 – отсос воздуха; 3 – давление окружающего воздуха; 4 – подача воздуха; 5 – полость под давлением газов; 6 – элемент уплотнительного кольца; 7 – отвод масла и воздуха.

Характерной чертой двухвалных газогенераторов, содержащих каскады (роторы) низкого и высокого давлений, является конструктивная схема «вал в валу» – вал, соединяющий роторы КНД и ТНД, проходит внутри полого вала, соединяющего роторы КВД и ТВД. Следовательно, подшипники ротора ВД должны устанавливаться либо на вращающемся вале ротора НД, либо в специальном узле, который называют опорным венцом [9]. Эти венцы (а точнее – их силовые ребра) в местах расположения подшипников проходят через проточную часть и передают усилия на корпус двигателя. На рис. 1.49, а

приведена конструктивная схема опорного венца ТНД ГТУ серии UGT16000. В опорный венец ССТ установлены два роликовых подшипника и двухсторонний упорный подшипник скольжения. На рис. 1.49, б приведена схема смазки роликового подшипника качения ГТУ GT35 и конструкция уплотнительных колец над гребешками вала, в которые подается сжатый воздух для запираания масляной полости узла подшипника.

В передней опоре КНД, проточная часть которого показана на рис. 1.50, а, установлена комбинация подшипников скольжения и шарикового с ограниченным упорным усилием. По мере возрастания осевого усилия шариковый подшипник перемещается за счет сжатия пластинчатых пружин до вступления в работу упорного подшипника скольжения. Этот 7-ступенчатый компрессор вместе с 9-ступенчатым КВД обеспечивает степень сжатия 12,8 при расходе воздуха 98,5 кг/с. Роторы компрессоров имеют барабанно-дисковую конструкцию, рабочие лопатки установлены на дисках креплением типа «ласточкин хвост». Направляющие лопатки закреплены в корпусе компрессора консольно.

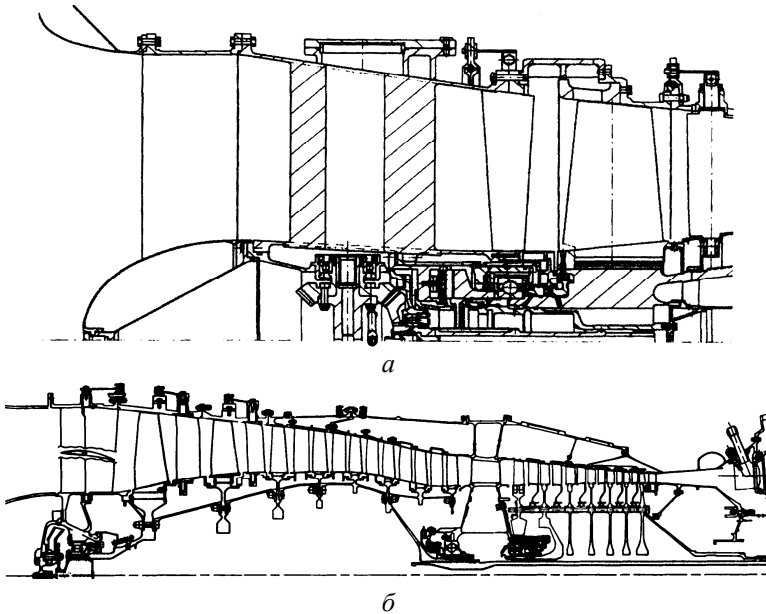


Рис. 1.50. Конструкция передней опоры КНД ГТУ UGT16000 (а) и компоновка опор КНД и КВД в ГТУ FT8 (б) [9, 6].

На рис. 1.50, б показана компоновка опор КНД и КВД в ГТУ FT8; видны силовые стойки опорных венцов средней и задней опор компрессора, проходящих через проточную часть. Подшипники газогенератора несут радиальные и осевые нагрузки роторов. Используются подшипники двух типов: шариковые – воспринимают осевые и радиальные нагрузки, роликовые – радиальные. На трех подшипниках применяется масляное демпфирование, при котором слой масла под давлением поглощает вибрацию роторов. Для изготовления уплотнений подшипников используется специальным образом обработанный углерод.

Во многих двигателях для соединения внутреннего вала с цапфами роторов КНД и ТНД применяются шлицевые соединения. Каждый ротор компрессора, а также ротор ТНД имеют по два подшипника, ротор ТВД имеет задний роликовый подшипник, а со стороны КВД шарнирно соединен с задней цапфой КВД. В конструкции роторов турбин применяются «вилчатые» соединения

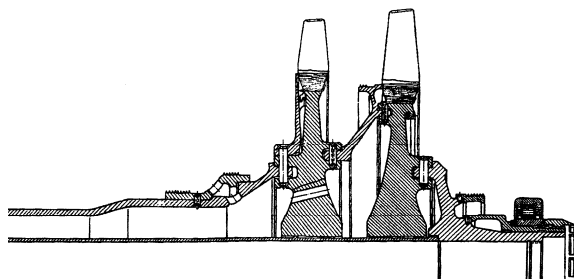


Рис. 1.51. Ротор ТВД с «вилчатым» штифтовым соединением [9].

особенно цапф с дисками, что позволило убрать большие деформации в холодном состоянии и обеспечить свободу взаимных перемещений деталей при сохранении центровки на «вилчатых» штифтах. Далее анализируются конструкции двухвальных газогенераторов авиационного типа зарубежных фирм, применяемых в промышленных ГТУ. На рис. 1.52 приведены конструкции ротора компрессора высокого давления и роторов турбин высокого и низкого давления ТВД «Орион» [8]. Турбинные подшипники 7 и 10 – радиально-упорные, благодаря чему меньше изменяются радиальные зазоры в турбине, имеющей переменный наружный диаметр лопаток.

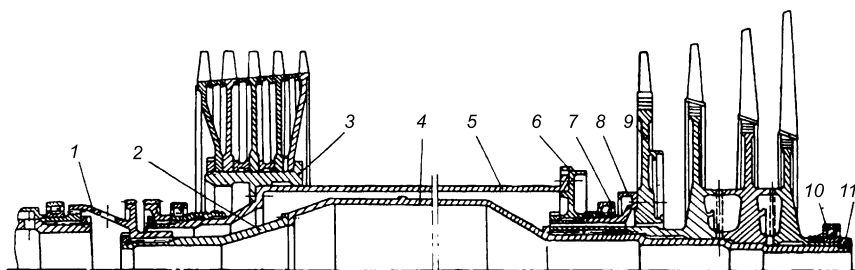


Рис. 1.52. Роторы турбин двухвального ТВД «Орион» [8].

Диск турбины высокого давления 9 болтами крепится к шлицевому хвостовику 8, который в свою очередь соединяется с валом 5 через цапфу 6. Диски компрессора высокого давления собраны на барабане 3, который соединяется с валом болтами. Передний подшипник вала – роликовый. Вал турбины низкого давления состоит из двух частей (детали 2 и 4), соединенных болтами, и соединительной муфты 1. Для передачи крутящего момента на развитой ступице переднего диска ТНД и соответственно на валу имеются шлицы. Соединительная муфта 1 центрируется на валу турбины и передает мощность на вал компрессора низкого давления при помощи эвольвентных шлицев.

В некоторых конструкциях многоступенчатых турбин (рис. 1.53) вал турбины состоит из двух частей, которые присоединяются с двух сторон к диску при помощи фланцев. Один из подшипников в этом случае располагается за

турбиной в специальной опоре. Эта схема является последующей модификацией описанной выше приводной гибридной ГТУ Cobbera и используется в качестве прототипа двухвального высокотемпературного газогенератора ТРД Spey фирмы Rolls-Royce, проточная часть и конструктивные решения ТВД и ТНД которого показаны на рис. 1.53.

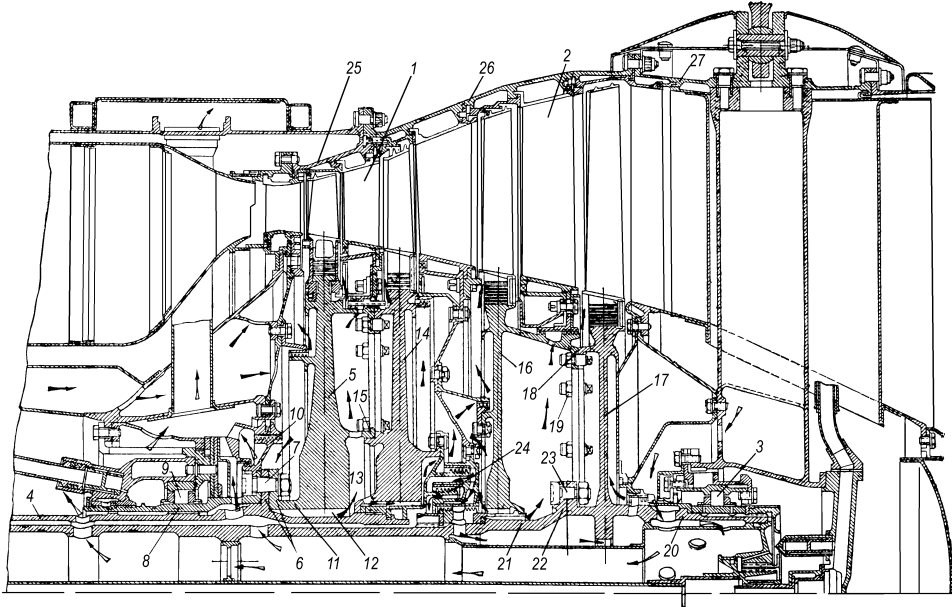


Рис. 1.53. Конструкция турбинной части двухвального газогенератора ГТУ Cobbera 3000 [12].

Двигатель имеет начальную температуру газа 1100–1150 °С и степень сжатия компрессоров около 20 [12]. ТВД 1 – консольная, а ТНД 2 имеет заднюю опору 3. Тонкостенный вал 4 ТВД крепится к диску 5 рабочего колеса первой ступени при помощи фланцев 6 и конических призонных болтов 7. К этим же фланцам крепится гильза 8, по которой движутся ролики подшипника 9, и кольцо 10 с гребешками лабиринтового уплотнения. Фланец диска первой ступени отделен от него шейкой 11, а между ступицей диска и валом сделан большой кольцевой зазор 12, чтобы с одной стороны уменьшить подвод тепла от диска к валу, а с другой – подвести охлаждающий воздух в междисковое пространство ротора 13.

В ТВД диск второй ступени 14 соединяется с диском первой ступени фланцами 15. В осевом направлении диски стягиваются гайкой, навинчиваемой на вал. Крепление дисков в ТНД аналогично креплению в ТВД. В ТНД диск 16 соединяется с диском 17 фланцами 18, расположенными вблизи ободов, и призонными штифтами 19, передающими крутящий момент и центрирующими диски относительно друг друга.

В осевом направлении диск первой ступени ТНД фиксируется гайкой, навертываемой на вал. Диск рабочего колеса второй ступени выполнен заодно с цапфой 20 под роликовый подшипник. Диски рабочих колес обеих

турбин имеют малую толщину. Вал ТНД 21 крепится к диску ее второй ступени фланцем 22 и коническими призонными шпильками.

Рабочие лопатки имеют бандажные полки с гребешками и удлиненные ножки. Со стороны входной кромки бандажные полки нависают над профильной частью лопатки, образуя осевой гребешок. Рабочие лопатки первой ступени имеют по пять радиальных каналов для воздушного охлаждения; подвод воздуха происходит через ножку у одной лопатки со стороны вогнутой, а у соседней – со стороны выпуклой части. Между роторами ВД и НД расположены трехрусные лабиринтовые уплотнения 24. Корпус турбины состоит из трех узлов – переднего корпуса 25, несущего сопловые аппараты ТВД и газосборник; среднего корпуса, несущего сопловые аппараты ТНД 26; заднего корпуса 27.

Сопловые лопатки ТВД имеют дефлекторную систему воздушного охлаждения с отводом отработавшего воздуха через щели на вогнутой части профиля. Система охлаждения обеспечивает снижение температуры лопаток на 300–320 °С при расходе охлаждающего воздуха около 2 % от расхода рабочего газа. Сопловые лопатки первой ступени объединены в сегменты, по три штуки в каждом из них. Сопловые лопатки ТНД неохлаждаемые, полые.

Корпус задней опоры, несущей подшипник, – жесткая, стальная отливка с двумя фланцами и десятью радиальными стойками овального сечения, заключенными в обтекатели. На периферии стойки крепятся к заднему корпусу турбины. Передний фланец опоры служит для упругого крепления подшипника турбины, на заднем фланце крепится крышка с трубкой подвода масла к подшипникам двигателя.

В промышленной ГТУ последнего поколения Cobbera 6000 мощностью 23 МВт используется высокотемпературный газогенератор двухконтурного ТРД RB-211. Газогенератор с начальной температурой 1150 °С в двигателе имеет три вала, причем вал низкого давления называется вентиляторным, поскольку вращает вентиляторную ступень второго контура ТРД; для применения в ГТУ газогенератор переработан по двухвальной схеме. Характерные конструктивные особенности этого трехвального двигателя, традиционные для фирмы Rolls-Royce, показаны на примере турбинной части двигателя RB-207 (рис. 1.54). Турбины высокого и низкого давления – 1-ступенчатые. Между ними располагается передняя опора 2, в корпусе которой закрепляются фланцами, выполненными заодно с наружными кольцами, роликовые подшипники первого и второго роторов. В задней опоре 8 расположен роликовый подшипник 3-ступенчатой турбины вентилятора. Все подшипники не имеют внутренних колец. Опоры коробчатого сечения сварены из листового материала. Передняя опора соединена с наружным корпусом турбины силовыми стойками 10, которые проходят через широкие полые сопловые лопатки 2-й ступени 9 и фиксируются в корпусе призонными втулками. Задняя опора соединена с корпусом сварными обтекаемыми стойками. Крутящий момент передается с диска 1-й ступени на вал, соединенный с диском последней ступени КВД с помощью радиальных треугольных шлицев (типа хартового соединения) и болтов. Аналогичным способом соединены диски 3-й и 4-й ступеней, а также вал турбины вентилятора с диском 4-й ступени. Диск и вал 2-й ступени, диски 4-й и 5-й ступеней и задняя цапфа ротора турбины вентилятора соединены призонными болтами. От изгиба и вибрации тонкий диск 2-й ступени подкреплен коничес-



ким силовым кольцом 3, диски 4-й и 5-й ступеней соединены между собой с помощью тонких кольцевых перемычек 5 и 7. Сопловые лопатки всех ступеней отлиты заодно с верхними и нижними полками, которые имеют кольцевые бурты и радиальные выступы, входящие в соответствующие кольцевые проточки и пазы в корпусе турбины и фиксирующие лопатки в окружном, радиальном и осевом направлениях. Сопловые лопатки 1-й ступени охлаждаются воздухом, отбираемым после компрессора. Для охлаждения лопаток 2-й ступени подводится воздух от 3-й ступени КВД. Подвод воздуха для охлаждения рабочих лопаток 1-й ступени производится через коллектор 1, прикрепленный к внутреннему кольцу соплового аппарата. Охлаждение дисков осуществляется воздухом от компрессора, который проходит через кольцевую щель между диском 1-й ступени и валом 2-й ступени, отверстия в задней цапфе 1-й ступени, передней опоре, фланцах валов 2-й ступени и турбины вентилятора, а также в нижнем кольцевом элементе крепления диска 4-й ступени. Выход охлаждающего воздуха в проточную часть турбины происходит через лабиринтовые уплотнения и отверстия 4 и 6 в верхних кольцевых перемычках дисков 3-й и 4-й ступеней.

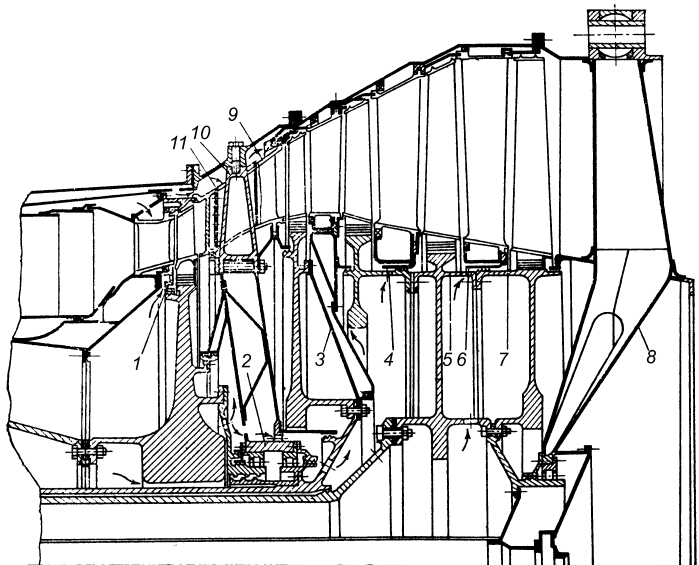


Рис. 1.54. Конструкция турбинной части трехвального газогенератора ТРДД RB-207 фирмы Rolls-Royce [8]:

1 – коллектор; 2 – передняя опора турбины; 3 – силовое кольцо; 4, 6 – отверстия; 5, 7 – перемычки; 8 – задняя опора; 9 – сопловые лопатки второй ступени; 10 – стойки; 11 – дефлектор.

Установка LM5000 мощностью 35 МВт фирмы GE создана на базе авиационного турбовентиляторного ГТД CF6. Общий вид и конструктивная схема установки приведена на рис. 1.55. Вентиляторная ступень ГТД снята и заменена двумя первыми ступенями 5-ступенчатого КНД со степенью сжатия 2,5 (общая степень сжатия  $\pi_k = 30$ ). После КНД предусмотрен антипомпажный сброс

воздуха, открывающийся при пуске и на малых нагрузках. Входная часть корпуса КНД выполнена с горизонтальным разъемом, используя который, можно в эксплуатационных условиях осматривать и заменять лопатки первых трех ступеней. КВД (14 ступеней) сжимает воздух до 3 МПа. Положение поворотных лопаток ВНА и статорных лопаток первых шести ступеней КВД регулируется при пусках и малых нагрузках. Ротор КВД состоит из переднего концевика с диском 1-й ступени, дисков 2, 10 и 14-й ступеней, барабанов 3–9-й и 11–13-й ступеней и заднего концевика с уплотнениями. Лопатки первых ступеней изготовлены из титановых, последних – из никелевых сплавов. Первые три направляющие аппарата выполнены с внутренними бандажами, рабочие лопатки 1-й ступени также имеют бандажную связь посередине высоты (аналогично рис. 1.39, а). В корпусе КВД имеются горизонтальный разъем и отверстия для осмотра всех ступеней с помощью бороскопа.

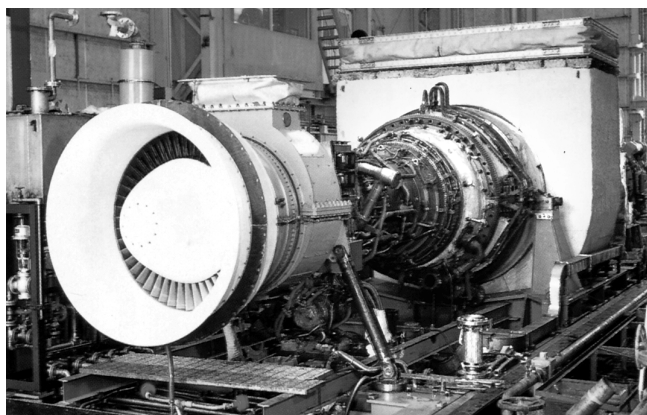
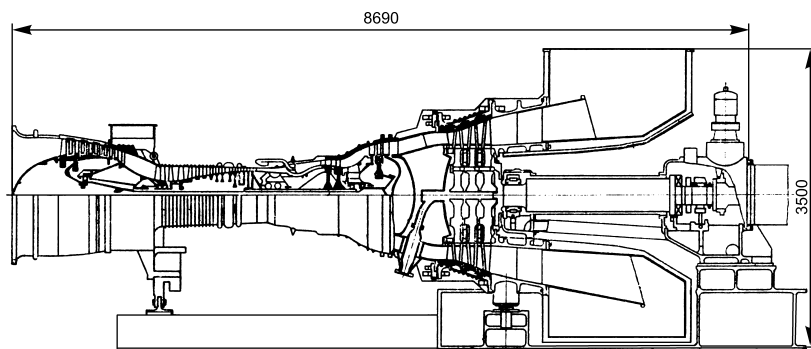


Рис. 1.55. Конструктивная схема и общий вид ГТУ LM5000.

Камера сгорания – кольцевая с 30 устанавливаемыми извне регистровыми горелками. Начальная температура газов составляет 1150–1180 °С.

КВД приводится во вращение 2-ступенчатой ТВД, все лопатки которой охлаждаются воздухом, отбираемым за 8-й и 14-й ступенями КВД. В результате комбинирования заградительного и внутреннего охлаждения температура металла сопел 1-й ступени, изготовленных из кобальтового сплава, не превышает

865 °С. Сопла 2-й и рабочие лопатки обеих ступеней ТВД изготовлены из сплавов на основе никеля и защищены от коррозии покрытиями. Ротор КВД–ТВД выполнен трехпорным; как обычно, в ГТД используются подшипники качения. Блок КВД – камера сгорания – ТВД использован в таком же виде в LM2500.

1-ступенчатая ТНД, вращающая КНД через соединительный вал, проходящий внутри вала КВД–ТВД, и работающая с температурой газов на входе 785 °С, специально спроектирована для ГТУ LM5000. Рабочие лопатки ТНД выполнены с бандажными полками у вершин. После них установлена спрямляющая лопаточная решетка. Общая длина газогенератора (без ССТ) 4,47 м, масса 3,9 т.

ГТУ оснащена 3-ступенчатой силовой турбиной, ротор и статор которой выполняются охлаждаемыми (температура газов на входе в силовую турбину 665–700 °С, давление – до 0,42 МПа). На корпусе силовой турбины имеется горизонтальный разъем.

**ГТУ с центробежными компрессорами.** В ГТУ малой мощности (до 3–4 МВт) с целью сокращения осевых габаритов и снижения веса вместо осевых компрессоров часто используются центробежные. В центробежном компрессоре поток движется главным образом в радиальном направлении от центра к периферии (рис. 1.56, а). Воздух входит в рабочее колесо 2 через направляющий аппарат 1, а выходит через лопаточный диффузор 4, поворотные лопатки 5 и диффузор 6. Кинетическая энергия, приобретенная потоком в рабочем колесе, преобразуется в потенциальную энергию давления в диффузорах, располагающихся в неподвижном корпусе. В направляющем аппарате 1 поток закручивается, обеспечивая безударный вход на лопатки рабочего колеса.

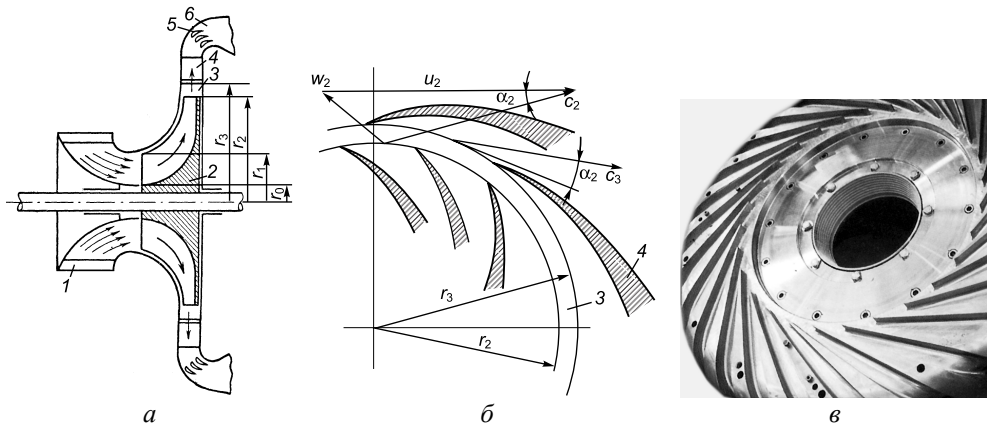


Рис. 1.56. Ступень центробежного компрессора (а), схема расположения безлопаточного и лопаточного диффузоров (б) и внешний вид лопаточного диффузора ГТУ РGT2 (в): 1 – направляющий аппарат; 2 – рабочее колесо; 3 – безлопаточный диффузор; 4 – лопаточный диффузор; 5 – поворотные лопатки; 6 – диффузор.

Диффузор за рабочим колесом состоит из безлопаточной части, а также части, выполненной в виде решетки профилей (рис. 1.56, б). Безлопаточный диффузор образуется на участке от радиуса  $r_2$  до радиуса  $r_3$  и ограничивается

стенками корпуса компрессора либо параллельными плоскости чертежа, либо расходящимися в направлении движения потока воздуха. Лопаточный диффузор обеспечивает меньшие потери энергии при дозвуковых скоростях, тогда как безлопаточный диффузор допускает сверхзвуковые скорости и улучшает характеристику компрессора. В одной радиальной ступени достигается большее повышение давления ( $\pi_k = 2 \div 5$ ), чем в осевой ступени. Выполнение высокоэффективного диффузора за рабочим колесом является главной предпосылкой для достижения высокого КПД центробежного компрессора. Кроме того, применяют многоспиральные диффузоры в комбинации с прямолинейными. Ступень такого компрессора при расходе около  $200 \text{ м}^3/\text{мин}$  и степени повышения давления  $\pi_k = 1,6$  имеет политропный КПД 88 %. В многоступенчатом центробежном компрессоре, состоящем из ступеней указанной эффективности, внутренний КПД может быть получен приблизительно таким же, как для современных осевых компрессоров. В центробежных компрессорах можно получить весьма пологую характеристику  $\pi_k = f(G_k)$  при сохранении высокого КПД в широкой области, что имеет большое значение для работы ГТУ при переменных режимах.

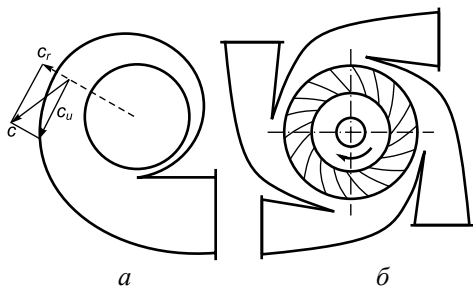


Рис. 1.57. Спиральный диффузор (а) и схема выходного патрубка с прямолинейными диффузорами (б).

Наряду с обычно применявшимися спиральными диффузорами (рис. 1.57, а) в последнее время находят применение спиральные диффузоры, разделенные на несколько частей, к каждой из которых примыкает прямолинейный диффузор (рис. 1.57, б). Таким образом сокращается путь воздуха от рабочего колеса до выхода из компрессора и значительно уменьшается неравномерность потока при входе в диффузоры, что имеет важное значение для эффективного преобразования энергии. При наличии четырех диффузоров скорость потока перед ними значительно больше, чем в конце одного спирального

диффузора, благодаря чему большая часть кинетической энергии преобразуется в потенциальную в высокоэффективных прямолинейных диффузорах.

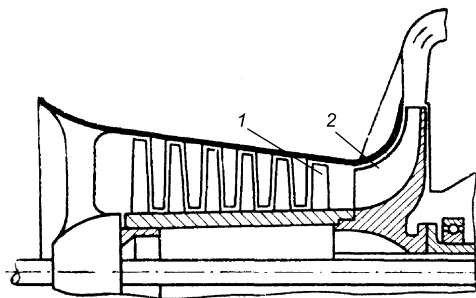


Рис. 1.58. Проточная часть осерадиального компрессора:

1 – осевые ступени; 2 – радиальная ступень.

Находят также применение осерадиальные компрессоры с радиальным потоком в последней ступени (рис. 1.58). Такого типа компрессоры позволяют сочетать высокоэффективную осевую проточную часть в области низкого давления с радиальной ступенью, лучше приспособленной для работы при малых

объемных расходах в части высокого давления. Поворот потока в радиальной ступени на  $90^\circ$  может оказаться весьма удобным с точки зрения компоновки всей газотурбинной установки. Вместе с тем одна радиальная ступень заменяет две-три осевые ступени, благодаря чему установка получается более компактной. Наличие радиальной ступени делает характеристику компрессора более пологой, что в ряде случаев имеет важное значение для работы при сильно меняющейся нагрузке.

Примером использования такой схемы является газотурбинный двигатель ГТД-2500 мощностью 2,5 МВт разработки ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» и выпускаемый АО «Рыбинские моторы». Двигатель Д-049 выполнен по одновальной схеме с блокированной силовой турбиной, имеет осецентрибежный компрессор с числом ступеней: 9 осевых + 1 центробежная, степень сжатия 12. Температура газа на входе в турбину  $950^\circ\text{C}$ , КПД – 28,5 %.

Принципиальная схема компоновки одноступенчатого центробежного компрессора в одновальных ГТД небольшой мощности, обычно применяемых в резервных энергоустановках, показана на рис. 1.59, а. Примером применения двухступенчатого центробежного компрессора может служить двигатель ST-18 мощностью 2 МВт, конструктивная схема которого представлена на рис. 1.59, б. Двигатель имеет двухвальный газогенератор с высокоэффективными трубчатыми диффузорными системами, которые позволяют получить  $\pi_k = 15$  при расходе воздуха через компрессор 7,7 кг/с. ГТД имеет КПД 30 %, температура выхлопных газов  $532^\circ\text{C}$ , начальная температура газов не указана. Каждая ступень компрессора приводится во вращение своей 1-ступенчатой осевой газовой турбиной; ССТ – 2-ступенчатая. Между ступенями компрессора установлены сбросные противопомпажные клапаны.

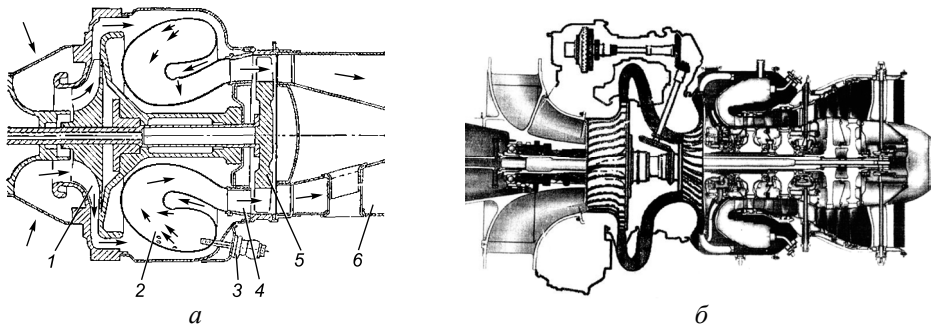


Рис. 1.59. Принципиальная схема ГТД с одновальным газогенератором (а) и конструктивная схема ГТД ST-18 с двухвальным газогенератором фирмы P & W [13]:

1 – центробежный компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – топливные форсунки; 4 – сопловый аппарат ГТ; 5 – рабочее колесо ГТ; 6 – выхлопной диффузор.

Компания P & W выпустила на рынок новый конверсионный ГТД ST-40 мощностью 4 МВт, выполненный на базе авиационного двигателя. ГТД содержит турбокомпрессорный блок (газогенератор) авиационного двигателя PW150A и свободную силовую турбину. Компрессор низкого давления – осевого типа, 3-ступенчатый, за которым следует одна ступень компрессора

высокого давления центробежного типа. Каждый из компрессоров приводится в действие 1-ступенчатыми осевыми газовыми турбинами. КПД двигателя 33,1 %, расход выхлопных газов 3,98 кг/с, их температура – 544 °С. В двигателе имеется входное радиальное устройство для входа воздуха, которое служит для крепления понижающего редуктора силовой турбины. Общий вид двигателя приводится в следующей главе.

## 4. ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГТУ

### 4.1. Работа и конструкции камер сгорания современных ГТУ

Принцип работы камер сгорания ГТУ постоянного давления и способы организации движения топливоздушнoй смеси и вторичного воздуха, а также способы предварительного смешения топлива с воздухом были описаны в четвертой главе части 1 настоящего пособия. Ниже вкратце приводятся сведения об особенностях работы горелок и разновидностях конструкций камер сгорания.

Камеры сгорания ГТУ – устройства, предназначенные для преобразования химической энергии топлива в тепловую энергию рабочего тела, имеющие параметры, соответствующие выбранному циклу ГТУ. Топливом для энергетических и промышленных ГТУ обычно является природный газ; жидкое топливо является резервным. Часто конструкции горелочных устройств КС позволяют переходить с одного вида топлива на другое в процессе работы ГТУ без изменения ее мощности. Используемые в этом случае горелки называются двухтопливными (гибридными). Сжиганию жидкого топлива в потоке воздуха предшествует процесс первичного смесеобразования.

Основными показателями КС являются теплонапряженность объема КС, КПД и коэффициент потерь полного давления. Теплонапряженность определяется по формуле:

$$Q_v = \frac{G_{\text{топ}} Q_H^p \eta_{\text{КС}}}{p_{1в} V_{\text{КС}}}, \quad (1.52)$$

где  $G_{\text{топ}}$  – расход топлива,  $p_{1в}$  – давление воздуха на входе в камеру сгорания,  $V_{\text{КС}}$  – объем огневой зоны пламенной трубы.

КПД КС (полнота сгорания топлива):

$$\eta_{\text{КС}} = Q_1 / Q_2 = (Q_2 - Q_{\text{пот}}) / Q_2, \quad (1.53)$$

где  $Q_1$  – количество теплоты, подведенное к рабочему телу при сжигании топлива в объеме камеры;  $Q_2$  – количество теплоты, которое теоретически могло выделиться при полном сгорании топлива;  $Q_{\text{пот}}$  – суммарные потери теплоты в камере.

Коэффициент потерь полного давления:

$$\xi_{\text{КС}} = \Delta p_{\text{КС}}^* / p_{1в}^*, \quad (1.54)$$

где  $\Delta p_{\text{КС}}^*$  – все возможные потери давления: на трение, местные потери и потери при подводе теплоты. Для современных конструкций КС ГТУ  $\xi_{\text{КС}} \approx 0,02 \div 0,04$ ,

для транспортных ГТУ эта величина может повышаться до 0,05–0,06. К числу основных показателей КС относят также окружную и радиальную неравномерность температурного поля газа на выходе из КС и уровни эмиссии вредных веществ (оксидов азота и окиси углерода).

**Особенности процесса горения.** Скорость и характер химической реакции горения во многом определяются температурным уровнем процесса. Если процесс горения протекает при температуре ниже 1200 К (низкотемпературная область), то реакция окисления протекает медленно и вследствие ограниченного времени пребывания топлива в камере может не закончиться. Это приведет к химическому недожогу. При температуре в зоне горения, превышающей 2100 К (высокотемпературная область), заметно увеличивается обратная скорость химической реакции: продукты полного сгорания топлива  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$  разлагаются, образуя продукты неполного сгорания. Наиболее благоприятной для протекания химических реакций является среднетемпературная область (1500–1800 К). Реакция окисления топлива в этом диапазоне температур протекает быстро и до конца [14].

Среднемассовая температура в зоне горения (в огневом пространстве) камеры зависит как от количества и температуры подаваемого воздуха, так и от теплоты сгорания и температуры топлива. При определенной температуре топлива  $T_{\text{топ}}$  и воздуха  $T_{\text{в}}$  и данной теплоте сгорания топлива  $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$  наивысшая температура факела достигается при сжигании топлива с теоретически необходимым количеством воздуха (так называемая стехиометрическая смесь). Действительное количество воздуха, поступающего в камеру, превышает теоретически необходимое. Это превышение оценивается величиной коэффициента избытка воздуха

$$\alpha = \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{топ}}L_0},$$

где  $G_{\text{в}}$  – расход воздуха в камере сгорания;  $L_0$  – теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива.

Как следует из рис. 1.60, построенного для  $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 42$  МДж/кг,  $T_{\text{топ}} = 360$  К,  $T_{\text{в}} = 523$  К, увеличение коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  вызывает уменьшение средней температуры очага горения, что объясняется балластированием огневой зоны негорючими компонентами. Границам среднетемпературной области соответствуют строго определенные предельные значения коэффициента избытка воздуха  $\alpha_{\text{max}}$  и  $\alpha_{\text{min}}$ . Таким образом, эффективное сжигание топлива возможно лишь в пределах допустимых значений коэффициентов избытка воздуха.

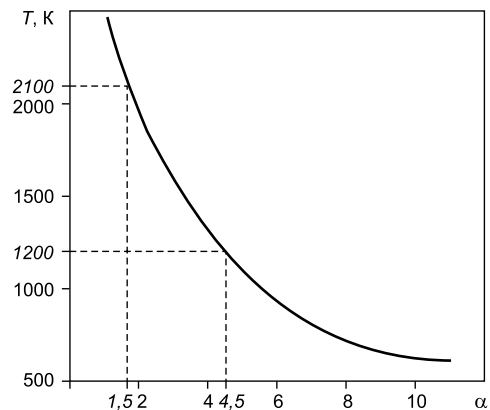


Рис. 1.60. Зависимость средней температуры зоны горения от коэффициента избытка воздуха [14].

При относительно невысоких температурах химическая реакция горения протекает достаточно медленно, а потребление кислорода во много раз меньше возможности его доставки к фронту пламени, который разделяет топливозвоздушную смесь и продукты сгорания. Общая скорость реакции ограничена кинетикой химического реагирования на поверхности, и эту температурную область реакций называют кинетической областью горения. При высоких температурах процесса общая скорость реакции определяется условием подвода кислорода. Доставляемый диффузией к поверхности горения кислород мгновенно вступает в реакцию, а его концентрация у поверхности приближается к нулю. Формируется диффузионная область горения. Таким образом, скорость процесса горения при смешении струй топлива с воздухом ограничивается не химической реакцией, а более медленными диффузионными процессами массообмена. Такие КС называют диффузионными [15].

Диффузионный факел способен устойчиво гореть в смеси, имеющей разный состав, но плотность теплового потока и устойчивость скорости его истечения невелики. Эти недостатки могут быть устранены искусственной стабилизацией горения и интенсификацией смесеобразования. Происходящее при этом смещение процесса горения из диффузионной области в кинетическую сопровождается заметным повышением его чувствительности к избытку воздуха. Становится невозможной работа при большом избытке воздуха. Классическим путем выхода из этого положения является разделение воздуха на первичный, используемый непосредственно для сжигания топлива, и вторичный, служащий для снижения температуры продуктов сгорания за камерой до расчетного уровня. При этом первичный воздух направляется в зону горения (коэффициент избытка первичного воздуха на номинальной нагрузке составляет 1,5–2), а вторичный подмешивается к продуктам сгорания, формируя определенное температурное поле за камерой. В камерах сгорания зона горения отделена от остального объема камеры. В конструкции простейшей КС (рис. 1.61, а) это реализуется следующим образом. Первичный воздух, проходя через воздугонаправляющее устройство 1, турбулизуется и попадает в зону горения (огневое пространство), где расходуется на окисление топлива, поступающего из горелки 3. Воспламенение топлива осуществляется запальным устройством 2. Вторичный воздух проходит через кольцевой зазор между пламенной (жаровой) трубой 4 и корпусом 5 и используется для охлаждения пламенной трубы. В конце камеры с помощью смесителя 6 вторичный воздух перемешивается с продуктами сгорания, понижая их температуру до расчетного уровня.

*Воздугонаправляющее устройство (ВНУ)* улучшает условия перемешивания топлива с воздухом и часто служит для создания условий стабилизации факела. Наиболее распространены ВНУ в виде лопаточных завихрителей (регистров), представляющих собой кольцевую решетку, набранную из прямых или профилированных лопаток. Осевой воздушный поток, поступающий к лопаткам со скоростью  $w_{вх}$ , вследствие изменения направления движения на угол  $\varphi_0$  закручивается и далее движется по винтовым траекториям. В результате появляются так называемые обратные токи (циркуляция) части продуктов сгорания в сторону горелки (рис. 1.61, б). За счет тепла, приносимого к корню факела возвращающимися продуктами сгорания, осуществляется непрерывное воспламенение свежих порций смеси. Таким образом, лопаточный



завихритель выполняет роль не только турбулизатора, но одновременно и стабилизатора пламени.

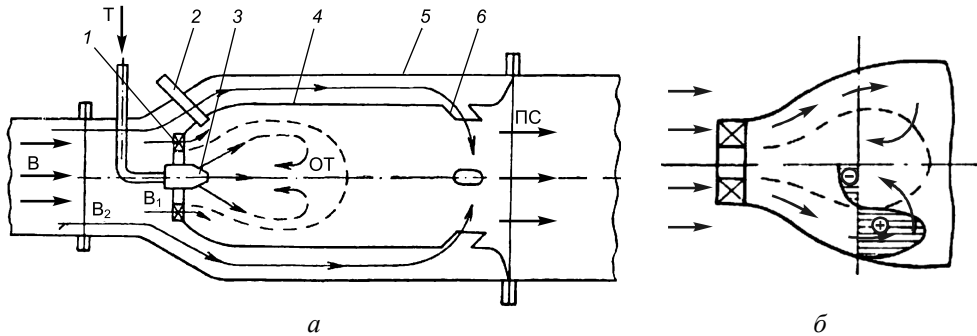


Рис. 1.61. Принципиальная схема камеры сгорания (а) и зона обратных токов за регистром (б):

Т – топливо; В – воздух; В<sub>1</sub> – первичный воздух; В<sub>2</sub> – вторичный воздух; ПС – продукты сгорания; ОТ – обратные токи.

Среднее давление воздуха перед камерой зависит от степени сжатия в компрессоре атмосферного воздуха. В одновалвных ГТУ давление воздуха на входе в камеру не превышает 1,1–1,5 МПа, в сложных схемах с многоступенчатым сжатием оно может достигать 2 МПа и более. Температура воздуха после компрессора в зависимости от степени повышения его давления составляет 300–350 °С, а скорость потока воздуха доходит до 50 м/с. Температурный уровень газов за камерой тесно связан с моторесурсом ГТУ и определяется жаропрочностью материалов турбины, а также условиями охлаждения ее элементов. Так, в судовых ГТУ с длительным сроком службы (более 25 тыс. ч) температура за камерой составляет 900–1300 °С.

В современных ГТУ общий коэффициент избытка воздуха  $\alpha_{\text{общ}}$  колеблется в пределах 2,5–6. Типичное для диффузионной камеры сгорания распределение потоков воздуха составляет: на завихритель – 5 %; в зону реакции – 30 %; охлаждающий воздух – 40 %; воздух для разбавления продуктов сгорания – 25 %.

Устойчивое горение, без срыва факела и его пульсаций, обеспечивается как тепловыми, так и аэродинамическими факторами. Тепловая стабилизация создается путем подвода в зону подготовки топлива достаточного для воспламенения количества тепла; аэродинамическая стабилизация достигается обеспечением равенства скорости подвода в огневую зону свежей горючей смеси и скорости ее выгорания. При определенных значениях режимных параметров условия тепловой и аэродинамической стабилизации могут не выполняться, и тогда произойдет срыв факела. Устойчивость процесса горения для каждой камеры описывается при помощи так называемой срывной характеристики, по которой, зная режимные параметры, можно определить, будет ли процесс горения устойчивым.

К важнейшим показателям современных ГТУ, используемых в энергетике и на газоперекачивающих компрессорных станциях, относятся экологические

характеристики. Фактически все решения, касающиеся развития современных двигателей, ориентированы на текущие и будущие требования по эмиссиям, особенно по эмиссиям  $\text{NO}_x$ .

Камеры сгорания промышленных ГТУ выполняются чаще всего встроенными, имеющими общий корпус с ГТ и компрессором; в некоторых конструкциях, особенно в энергетических ГТУ, камеры сгорания могут быть выносные (например в ГТУ ГТЭ-160, ГТЭ-35-770, UGT2500 и в ряде моделей Alstom, Siemens, Nuovo Pignone, расположенные на корпусе ГТУ или вблизи нее). По конструктивному выполнению камеры сгорания ГТУ подразделяются на кольцевые, трубчато-кольцевые и секционные (рис. 1.62) [15].

В кольцевой КС рабочий объем представляет собой сплошное кольцевое пространство между внутренними и наружными обечайками пламенных труб. Число форсунок выбирается таким, чтобы фронт пламени полностью заполнял сечение кольцевого пространства пламенной трубы. Эту камеру монтируют чаще всего вокруг вала двигателя.

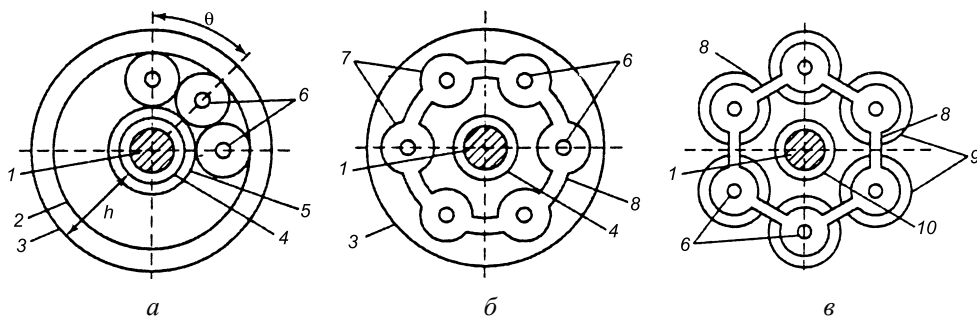


Рис. 1.62. Схемы конструкций встроенных КС ГТУ (вид со стороны компрессора) [15]: *а* – кольцевая; *б* – трубчато-кольцевая; *в* – секционная; 1 – вал ротора ГТУ; 2 – наружная обечайка кольцевой пламенной трубы; 3 – наружный (кольцевой) корпус камеры сгорания; 4 – внутренний корпус; 5 – внутренняя обечайка кольцевой пламенной трубы; 6 – форсунок; 7 – отдельные пламенные трубы; 8 – патрубок для переброски пламени; 9 – корпус; 10 – кожух вала.

В трубчато-кольцевой КС внутренний и наружный корпуса, как и в кольцевой КС, общие. Потoki газов, выходящие из пламенных труб, объединяются в кольцевом газосборнике непосредственно перед сопловым аппаратом турбины. Число пламенных труб выбирают в пределах от 6 до 20. Пламенные (жаровые) трубы соединены между собой патрубками переброса пламени этих труб. При пуске ГТУ переброской пламени от горящего факела пусковых горелок обеспечивается воспламенение топлива во всех пламенных трубах. Эти же патрубки способствуют восстановлению горения при срыве факела в одной из пламенных труб и выравниванию давления газов в них.

Секционная КС состоит из отдельных блоков пламенных труб со своими корпусами и переходниками, подводящими газы к сопловому аппарату ГТ. Преимуществами секционных камер сгорания являются широкие возможности по стендовой отработке и высокая ремонтпригодность, а недостатками – большая, чем у кольцевой камеры сгорания, площадь поверхности, нуждающейся в

охлаждении, и большая металлоемкость, например, для ГТЭ-65 вариант конструкции секционной КС имеет массу 3,5 т против 0,7 т для кольцевой КС. Секционные камеры сгорания использовались ранее в ГТУ ГТЭ-100 и ГТЭ-150 ЛМЗ, а в современных ГТУ они устанавливаются в PG6111F, MS9001F и др. фирмы General Electric и M501F, M701F и др. фирмы Mitsubishi Heavy Industries. Кольцевые камеры сгорания, по сравнению с секционными, имеют больший объем и меньшую форсировку при одинаковых осевых размерах, меньшую площадь охлаждаемой поверхности, меньшую окружную неравномерность температуры продуктов сгорания на выходе из камеры и отсутствие необходимости в патрубках пламяпереброса. Кольцевые камеры сгорания ведущие турбостроительные компании применяют для мощных газовых турбин: Siemens (SGT5-4000F и др.), Alstom (GT-26 и др.) и GE LMS-100.

Для реализации низкоэмиссионного сжигания топлива необходимо выполнить ряд условий:

- обеспечивать подачу в зону горения достаточного количества «разбавителя», снижающего температуру пламени (таким «разбавителем» обычно является какое-либо не принимающее участия в реакции горения вещество: избыточный воздух, вода или водяной пар);
- увеличить скорость потока воздуха по трактам камеры сгорания;
- принять меры по сокращению локальных объемов топлива, предназначенного для горения;
- провести тщательное перемешивание топлива с воздухом до подачи его в зону горения.

Эти условия реализуются в камерах сгорания, построенных на принципе DLN или DLE (Dry Low NO<sub>x</sub> или Dry Low Emission – т. е. «сухая» низкоэмиссионная). Внутреннее пространство в таких камерах сгорания можно условно разделить на две части: первичная зона (зона горения); вторичная зона (зона смешения).

В первичную зону подается столько воздуха, чтобы коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  на режиме номинальной нагрузки составлял 1,8–2,2. Чтобы обеспечить это условие и иметь приемлемый коэффициент потерь давления на камере сгорания, приходится увеличивать проходную площадь завихрителей горелок и увеличивать их количество. Конструкция горелок предусматривает гомогенное перемешивание топлива с воздухом до подачи в зону горения. Известно, что диапазон устойчивой работы гомогенных горелок по  $\alpha$  весьма узок (от 0,6 до 2,4). На режимах холостого хода и частичной нагрузки  $\alpha$  может достигать значительно большего значения (5 и более). Чтобы обеспечить устойчивость работы камеры сгорания, горелки разделяют на группы, которые вводят в работу последовательно, по мере роста нагрузки.

Поскольку температура в зоне горения поддерживается на сравнительно низком уровне, обостряется проблема недожега топлива в виде монооксида углерода (CO) и несгоревших углеводородов. Чтобы избежать повышенного недожега, охлаждение стенок первичной зоны выполняют таким образом, чтобы не допустить попадания охлаждающего воздуха в зону горения. Это позволяет избежать образования холодного пристеночного слоя, который способствует «замораживанию» продуктов неполного сгорания и выносу их из зоны горения.

В зоне смешения к продуктам сгорания добавляется оставшийся воздух, средняя температура понижается до требуемой величины, формируется заданный профиль радиальной неравномерности температуры.

Данный способ имеет ряд неоспоримых преимуществ: позволяет достичь чрезвычайно низкого уровня эмиссии  $\text{NO}_x$  (на камерах сгорания фирмы General Electric – 7–9 ppm, близкие к теоретически достижимому минимуму), сравнительно низкая температура в зоне горения без локальных очагов высокой температуры позволяет обеспечить длительный ресурс камеры сгорания (до 40 тыс. ч).

К недостаткам следует отнести сложную и дорогостоящую систему топливоподачи, включающую в себя много регулирующих органов, и сложный алгоритм управления и учета внешних условий при дозировании топлива.

Камеры сгорания также подразделяются по количеству горелок в одной пламенной трубе и по направлению течения охлаждающего воздуха относительно газового потока внутри ее – на прямоточные и противоточные. Характерные различия обоих вариантов видны из рис. 1.63, 1.64 и рис. 2.19 гл. 2. В прямоточной конструкции КС воздух из последней ступени компрессора непосредственно натекает на фронтное устройство камеры, контур которой является плавным продолжением проточной части компрессора. Это позволяло сохранять минимальный размер миделевого сечения ГТД авиационного типа (рис. 1.46). В противоточной конструкции КС блок камеры сгорания как бы надвинут на заднюю часть корпуса компрессора, вследствие чего поток сжатого воздуха, натекая на горячую часть пламенных труб, поворачивает к горелочному концу КС, разделяясь на первичные и вторичные потоки. После смешения первичного воздуха с топливом и воспламенения смеси высокотемпературный поток газа из пламенной трубы поступает в изогнутый переходный патрубком, пристыкованный своим концом к сопловому аппарату первой ступени турбины. Противоточные КС позволяют уменьшить расстояние между выходом компрессора и входом в турбину, а следовательно снизить массу двигателя и увеличить жесткость его валов.

Пламенная труба, которая ограничивает огневое пространство камеры сгорания, воспринимает тепловые нагрузки, обусловленные наличием больших удельных тепловых потоков. Практически все КС имеют конвективное или конвективно-пленочное воздушное охлаждение пламенных труб: струйно-конвективное по внешней их поверхности и пленочное (заградительное) по внутренней. Пленочная защита создается струями вторичного воздуха, вытекающего внутрь пламенной трубы через кольцевые ряды круглых или овальных отверстий, щелей и т. п. Пламенные трубы выполняются либо в виде сплошной цилиндрической обечайки, омываемой снаружи вторичным охлаждающим воздухом (рис. 1.61, а), либо других форм, например, конической, телескопической и т. д.

Способ подачи топлива в КС определяется его видом. Газообразное топливо вводится с помощью горелок разнообразных конструкций; простейшие из них – колпачок, перфорированный системой мелких отверстий. Жидкое топливо подается через центробежные форсунки.

На рис. 1.63 показана кольцевая камера сгорания семейства двигателей АИ-20. Кольцевая полость камеры образована внешним 4 и внутренним 6 кожухами сварной конструкции, между которыми располагается пламенная труба.

Пламенная труба имеет десять головок 2 с лопаточными завихрителями 1. Первичный воздух частью проходит через завихритель, частью через отверстия в головке. Внутри головки имеется конус 3, состоящий из двух обечайек. Между обечайками конуса и обечайками пламенной трубы имеются щели для ввода защитного охлаждающего воздуха. Для уменьшения жесткости и обеспечения возможности радиального расширения в местах соединения обечайек пламенной трубы имеются продольные прорезы. Вторичное смесеобразование в камерах осуществляется с помощью соплового смесителя 5 с охлаждаемыми передними стенками. Топливо распыливается посредством двухконтурной форсунки.

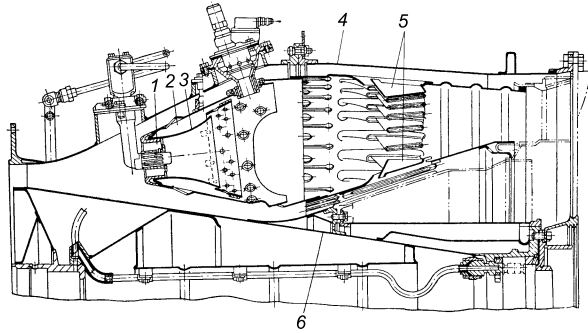


Рис. 1.63. Прямоточная кольцевая камера сгорания ГТД АИ-20 АО «Мотор Сич».

На рис. 1.64 показаны конструкции трубчато-кольцевых камер сгорания (КСВД и КСНД) энергетической установки ГТ-100 ЛМЗ мощностью 100 МВт, работавшей по сложному циклу с промподогревом рабочего тела после ТВД. Хорошо видно, что КСВД является противоточной, а КСНД – прямоточной. Воздух через диагональный диффузор компрессора ВД поступает в кольцевое пространство корпуса блока высокого давления, в котором установлено 12 параллельно работающих пламенных труб диаметром 0,44 м.

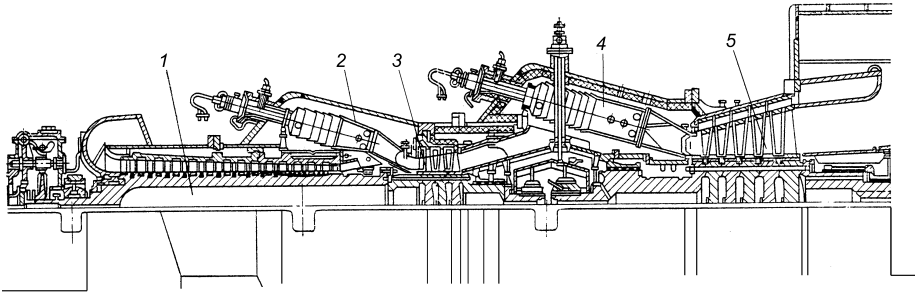


Рис. 1.64. Продольный разрез ГТ-100 по камерам сгорания [3]:

1 – компрессор высокого давления; 2 – КС высокого давления; 3 – ТВД; 4 – КС низкого давления; 5 – ТНД.

Они установлены наклонно к оси агрегата внутри корпуса. Каждая труба состоит из горловины, куда вставляется горелочное устройство, несколько рядов конических обечайек, соединенных между собой через гофры, образующие щели для прохода охлаждающего воздуха, и выходной части, в которой расположены отверстия и насадки смесителей. Аналогичную конструкцию имеют 12 пламенных труб диаметром 0,54 м, установленных в КС низкого давления. Пламенные трубы крепятся к внутренним деталям корпуса шарнирными

соединениями, расположенными у горловины, и вставляются в патрубки газосборника через демпфирующие цанговые устройства. Эти устройства допускают линейные перемещения пламенных труб в газосборнике, а шарниры – их повороты, необходимые для обеспечения возможности тепловых расширений. Горелочные устройства заводятся извне через имеющиеся в цилиндрах патрубки и крепятся к ним фланцами. Каждая пламенная труба оснащена своим запальным устройством и фотодатчиком для контроля наличия пламени.

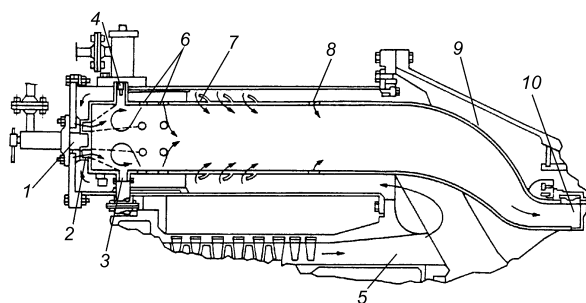


Рис. 1.65. Встроенная противоточная камера сгорания (трубчато-кольцевая) ГТУ MS7001 [16]

1 – форсунка; 2 – завихритель воздуха (регистр); 3 – трубка для пламяпереброса; 4 – выдвигаемое запальное устройство (свеча); 5 – сжатый воздух после компрессора; 6 – воздух для сжигания топлива; 7 – охлаждающий воздух; 8 – воздух для формирования температуры газов перед ГТ; 9 – переходной патрубков; 10 – вход в ГТ.

Переходная часть связывает КС с первым сопловым аппаратом газовой турбины. Топливная смесь воспламеняется автоматически убирающимися воспламенителями. Короткие поперечные трубки распространяют пламя на соседние КС надежно и мгновенно. Ультрафиолетовый определитель пламени и смотровые стекла позволяют контролировать качество горения. Топливо подается в каждую камеру через одиночное сопло, расположенное в чашке камеры. Длина и диаметр пламенной трубы создают условия для эффективного сжигания газообразного или жидкого топлива и перемешивания продуктов сгорания с воздухом.

Процесс горения в регистровых камерах сгорания с одной центральной горелкой можно удовлетворительно организовать лишь до определенного максимального диаметра пламенной трубы  $d_{пл}^{кр}$ . При  $d_{пл} > d_{пл}^{кр}$  искусственная турбулентность быстро падает, условия перемешивания резко ухудшаются, факел удлиняется и падает полнота выгорания топлива.

На магистральных газопроводах страны широко применяются газотурбинные установки АО «Невский завод» ГТ-700-5 и ГТ-750-6, оснащенные камерами сгорания с фронтальным устройством из трех коаксиальных завихрителей (регистров) [17]. Фронтальное устройство состоит из трех концентрических завихрителей, смещенных вдоль потока (рис. 1.66, а). Воздух, необходимый для горения, подается через малый и средний регистры, а вторичный – через большой. Направление закрутки малого и большого регистров одинаковое, средний ре-

Конструктивная схема противоточной трубчато-кольцевой камеры сгорания, разработанная фирмой GE для ГТУ моделей MS мощностью от 26 до 83 МВт (MS5001, MS6001, MS7001), показана на рис. 1.65 [16]; в настоящее время КС аналогичной конструкции устанавливаются на одновальных ГТУ фирмы Nuovo Pignone мощностью 25 МВт. КС имеет несколько пламенных труб, систему впрыска топлива и переходную зону для формирования потока горячих газов перед входом в газовую турбину.

гистр закручивает воздух в противоположную сторону. Топливо в трехрегистрах камерах подается через одну центральную горелку с перфорированным конусом. При такой конструкции горелочного устройства для полного сгорания топлива относительная протяженность зоны горения должна быть не менее  $(1,5 \div 1,75)d_{пл}$  при сжигании газового топлива.

В приводных ГТУ большей мощности применялись многорегистравые камеры сгорания с тремя, пятью и семью параллельно размещенными завихрителями (рис. 1.66, б). В пяти- и семирегистрах камерах один регистр устанавливается в центре фронтального устройства, а остальные – по окружности вокруг него.

Описанные выше конструкции камер сгорания относятся к ГТУ первых поколений, в которых выбросы  $NO_x$  и  $CO$  еще не были регламентированы. Особенно это относится к промышленным ГТУ, создававшимся на основе газогенераторов авиационных ТРД с уровнями выбросов  $NO_x$  450–500 мг/м<sup>3</sup>. Модернизация таких камер сгорания с целью уменьшения выбросов проводилась практически всеми изготовителями промышленных ГТУ.

В 1990–2000 гг. в ОАО «СНТК им. Н. Д. Кузнецова» разработан ряд малоэмиссионных камер сгорания для ГТУ: НК-36СТ, НК-37 ( $N=25$  МВт,  $\eta = 36,4\%$ ), НК-38СТ (16 МВт, 38 %) и НК-37-1 (30 МВт, 37 %), созданных на базе авиационных двигателей НК-321 и НК-93 [18]. Предельные возможности по снижению  $NO_x$  традиционными камерами ограничиваются: запасами по «бедному» срыву пламени, полнотой сгорания топлива, требованиями к равномерности температурного поля газов перед турбиной. В основу разработки была положена технология сжигания бедной гомогенной смеси, по которой необходимо:

- обеспечивать тщательное смешение топлива с воздухом перед подачей в зону горения;

- состав смеси по  $\alpha$  должен поддерживать температуру пламени  $T_{пл} = 1750 \div 1850$  К. Малому значению температуры будут соответствовать меньшие выбросы  $NO_x$  и повышенные  $CO$ ,  $CH$ , а также проблемы устойчивости горения; для решения проблем  $CO$  и  $CH$  необходимо иметь большее, по сравнению с камерами традиционных схем, время пребывания  $\tau_{пр}$  в камере и

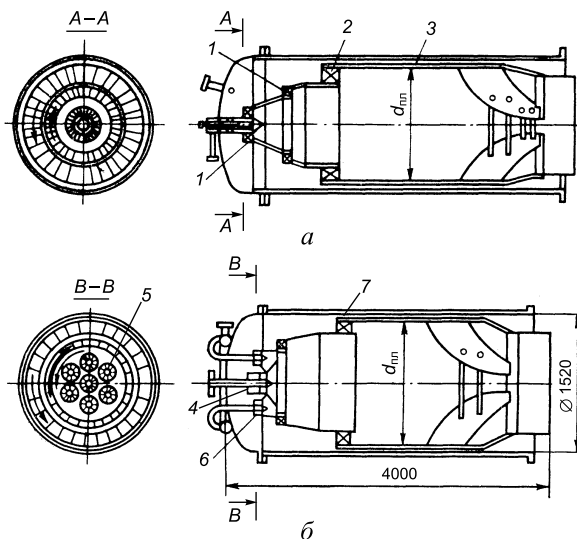


Рис. 1.66. Конструктивные схемы камер сгорания НЗЛ с тремя коаксиальными завихрителями (а) и многорегистравая с несколькими горелками (б) [17]: 1 – завихрители первичного и 2 – вторичного воздуха трехрегистравого фронтального устройства; 3 – пламенная труба; 4 – многогорелочное фронтальное устройство; 5 – малый завихритель; б – горелка многогорелочного фронтального устройства; 7 – завихритель вторичного воздуха.

«горячие» стенки пламенной трубы. Увеличение объема камер сгорания особенно актуально для авиапроизводных ГТУ, т. к. бедные гомогенные смеси по СО и СН чувствительны к  $\tau_{пр}$ ;

- на малых и переходных режимах работы ГТУ необходима «огневая поддержка» горения бедной смеси путем создания дежурного, как правило диффузионного факела.

Для новых КС была выбрана схема с последовательным расположением зон, которая наиболее эффективно реализует принцип «огневой поддержки» и обладает высокой устойчивостью относительно срыва пламени и виброгорения. При этом КС оснащается большим числом микрофакельных горелок.

На первом этапе была разработана кольцевая двухзонная камера в габаритах газозвдушного тракта камеры базового авиационного двигателя (рис. 1.67, а). Первая по потоку зона – дежурная, горение в ней обеспечивается 28 вихревыми диффузионными горелками. На выходе из дежурной зоны установлены 42 горелки предварительного смешения, подготавливающие топливозвдушную смесь (ТВС) для горения в основной зоне. Профиль наружной стенки пламенной

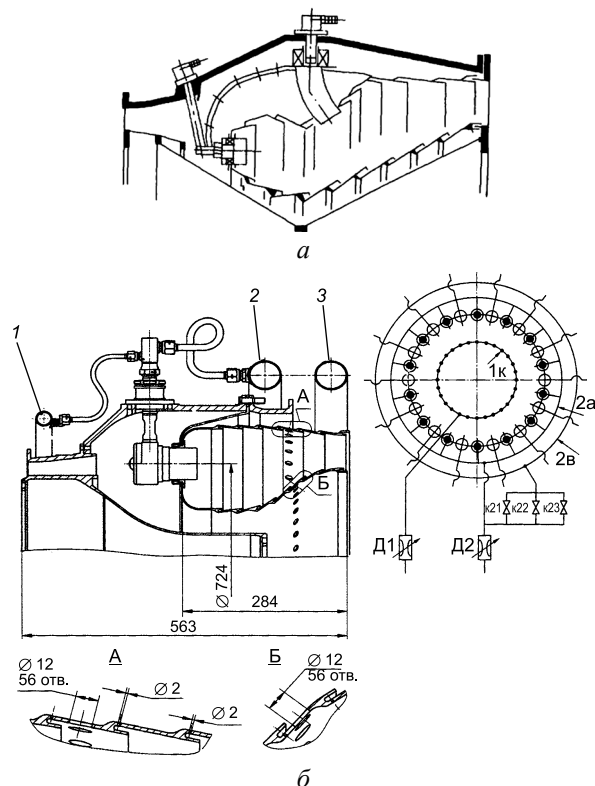


Рис. 1.67. Двухзонные камеры сгорания ГТУ НК-36СТ (а) и НК-37 (б) [18]:

1 – коллектор 1-го контура; 2 – коллектор 2-го контура; 3 – коллектор 3-го контура.

трубы выполнен так, чтобы обеспечивать пережатие ее сечения примерно на 40 % относительно миделевого сечения основной зоны. Это способствует интенсификации перемешивания ТВС, выходящей из горелок основной зоны, с продуктами горения дежурной зоны. Работа камеры типична для камер сгорания двухзонной схемы. Запуск и выход на режим холостого хода осуществляется подачей топлива в дежурную зону. С выходом на номинальный режим работы ГТУ расход топлива в дежурную зону уменьшается, составляя 5–15 % суммарного расхода. Таким образом, в этой схеме дежурная зона ответственна за устойчивость и эффективность горения (малые выбросы СО и СН), основная – за малые выбросы NO<sub>x</sub>. Удалось создать горелку, обеспечивающую нужное



качество предварительного смешения и надежно работающую при всех условиях эксплуатации. Двухзонные кольцевые камеры сгорания обеспечивают на номинальных режимах НК-36СТ и НК-37 выбросы  $\text{NO}_x \leq 150 \text{ мг/нм}^3$ , что удовлетворяет требованиям ГОСТ 28775-90.

В СНТК разработаны также камеры сгорания с выносными пламенными трубами для ГТУ НК-36СТ, НК-37 и НК-38СТ, которые имеют кольцевой газосборник, на котором располагается до 12 пламенных труб (рис. 1.67, б).

Вокруг каждой трубы за дежурной зоной размещено от 4 до 6 горелок предварительного смешения. При сохранении двухзонной схемы горения с последовательным расположением зон удалось обеднить смесь в горелках и интенсифицировать процесс смешения. Выносные пламенные трубы являются модулями и легко могут быть заменены. Для повышения устойчивости и полноты сгорания топлива на пониженных режимах работы (а это становится актуальным при обеднении смеси в горелках, особенно для ГТУ, применяемых в энергетике) для ГТУ НК-37 разработана система регулирования воздуха (СРВ). Принцип работы СРВ состоит в том, что на низких режимах работы открывается перепуск воздуха из зоны горения в газосборник камеры (около 25 %). При этом смесь в горелках обогащается, повышается полнота сгорания, снижаются выбросы  $\text{CO}$  и  $\text{CH}$ . В результате обеспечивается уровень  $\text{NO}_x \leq 100 \text{ мг/нм}^3$  при устойчивом и эффективном горении. По состоянию на 2006 г. малоэмиссионная КС для ГТУ НК-38СТ мощностью 16 МВт обеспечивала выбросы  $\text{NO}_x$  29–33  $\text{мг/нм}^3$  и  $\text{CO}$  – 4–9  $\text{мг/нм}^3$ .

В энергетических ГТУ встроенные трубчато-кольцевые КС обычно располагаются под некоторым углом к оси турбоблока. В представленной на рис. 1.68, а [19] трубчато-кольцевой КС одновальной энергетической ГТУ Н-25 мощностью 25 МВт фирмы Hitachi этот угол составляет примерно  $15^\circ$ . КС выполнена противоточной с разделенной конструкцией пламенной трубы и газового переходника к сопловому аппарату турбины, рис. 1.68, б, в.

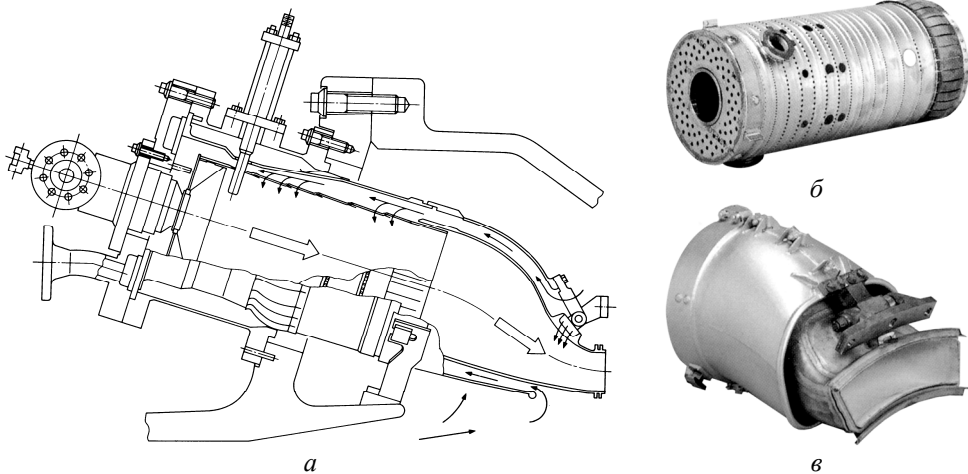


Рис. 1.68. Трубчатая камера сгорания ГТУ Н-25 фирмы Hitachi [19]: а – продольный разрез; б – пламенная труба со щелевым пленочным охлаждением; в – переходной участок с воздушным рукавом для охлаждения.

Камера имеет 10 пламенных труб, размещенных в кольцевых обечайках. Сжатый воздух из компрессора поступает в кольцевые зазоры между обечайкой и пламенной трубой и движется к фронтальному устройству камеры. Пламенная труба имеет расположенные по кольцу системы круглых отверстий, через которые воздух входит внутрь, разворачиваясь в направлении основного потока, и создавая пленочную защиту стенки от воздействия высокотемпературного потока.

**Малоэмиссионные камеры сгорания ГТД ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» [9, 20].** Рост экологических требований привел также к необходимости

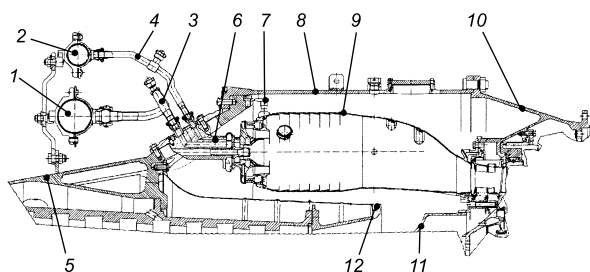


Рис. 1.69. Модернизированная двухгорелочная КС двигателя ДН80 [9]:

1, 2 – коллекторы первого и второго каналов; 3, 4 – трубки подводящие; 5 – корпус компрессора; 6 – горелочное устройство; 7 – фиксатор; 8 – кожух КС; 9 – жаровая труба; 10 – силовой корпус; 11 – диффузор; 12 – внутренний кожух.

В 2001 г. разработана малоэмиссионная двухгорелочная камера сгорания двигателя ДН80 при  $\pi_{\kappa} = 215$ ; температура газа на входе в турбину 1260 °С (рис. 1.69).

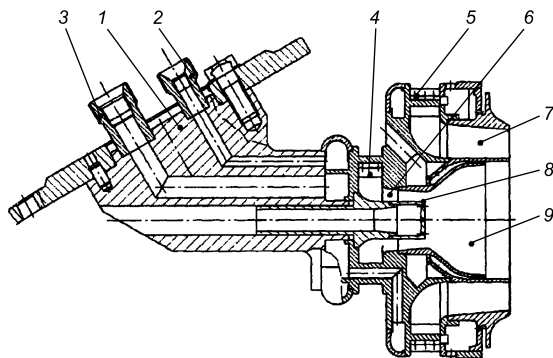


Рис. 1.70. Горелочное устройство КС ГТД ДН80 [9]:

1 – корпус; 2, 3 – штуцера подачи топлива; 4, 5 – завихрители; 6 – внутренняя камера смешения; 7 – наружная камера смешения; 8 – вытеснитель; 9 – предварительная камера сгорания.

дальнейшего совершенствования камер сгорания судовых ГТД, которые во все большем масштабе применяются в качестве промышленных ГТУ, с целью снижения выбросов  $\text{NO}_x$  без ущерба для их экономичности.

Известно, что в многогорелочных КС дробление факела на отдельные очаги горения и связанное с этим увеличение поверхности фронта горения, позволяют повысить теплонапряжение топочного объема и сократить длину камеры. В

Горелочное устройство (рис. 1.70) состоит из двух радиальных завихрителей первого и второго каналов. Доля воздуха, поступающего через завихритель первого канала, составляет 12 % от суммарного расхода через пламенную трубу, через завихритель второго канала поступает 61 %. Топливный газ раздается через отверстия диаметром 0,6 мм, выполненные в лопатках радиальных завихрителей первого и второго каналов.

Запуск двигателя и выход на режим  $0,1N_{\text{ном}}$  осуществляется подачей топлива только в завихритель 4 первого кана-

ла, в котором топливо смешивается с воздухом. Поток через завихритель входит в кольцевую предварительную камеру 6, где смешивание завершается прежде, чем поток войдет в центральную предкамеру 9. В предкамере горение стабилизируется рециркуляционной зоной. С режима  $0,1N_{\text{ном}}$  осуществляется подача топлива в завихритель 5 второго канала, в котором начинается и в кольцевой камере смешения 7 заканчивается подготовка бедной гомогенной топливовоздушной смеси. Горение бедной топливовоздушной смеси, приготовленной в завихрителе второго канала, стабилизируется горением богатой смеси завихрителя первого канала. На режиме  $(0,7 \div 1,0)N_{\text{ном}}$  топливо раздается по каналам в соотношении, обеспечивающем требуемые экологические характеристики,  $\text{NO}_x = 50 \div 60 \text{ мг/нм}^3$ ,  $\text{CO}$  практически отсутствует.

Для обеспечения работоспособности экологической КС во всем диапазоне режимов разработана двухканальная топливная система, содержащая два дозирующих клапана, обеспечивающих регулируемую подачу топлива в первый и второй топливный каналы соответственно. В качестве параметра, регулирующего распределение топлива в КС по режимам, принята температура в зоне горения. Разработана система автоматического управления, обеспечивающая необходимый алгоритм распределения топлива по двум каналам.

Конструктивная схема модернизированной камеры сгорания двигателя ДГ90 представлена на рис. 1.71. В каждой пламенной трубе установлено семигорелочное устройство, обеспечивающее предварительную подготовку обедненной топливовоздушной смеси и подачу этой смеси в зону горения. Топливная система трехканальная. Такая камера сгорания обеспечила  $\text{NO}_x = 80 \text{ мг/нм}^3$  и  $\text{CO} = 30 \text{ мг/нм}^3$  на номинальном режиме работы двигателя. В диапазоне частичных нагрузок от 80 % до номинального, уровень  $\text{CO}$  не превышает  $100 \text{ мг/нм}^3$ .

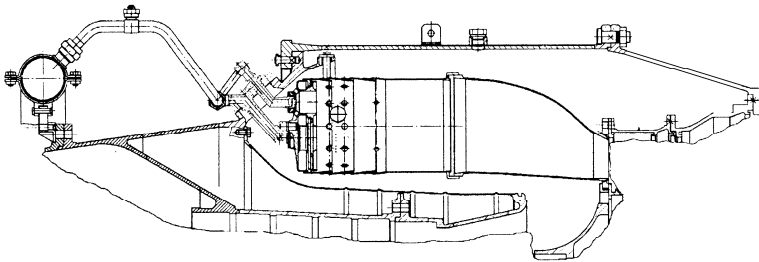


Рис. 1.71. Модернизированный вариант КС двигателя ДГ90 мощностью 16 МВт [20].

Для регулирования ГТД с низкоэмиссионными камерами сгорания фирмой Compressor Controls Corporation (США) разработано программное обеспечение специализированного  $\text{NO}_x$  – контролера, позволяющее осуществлять управление подачей топлива одновременно в несколько каналов горелочных устройств пламенных труб.

**Низкоэмиссионные КС и двухконусные EV-горелки в стационарных ГТУ фирмы Alstom [21, 22].** Фирма Alstom на некоторых типах ГТУ мощ-

ностью 25, 164 и 240 МВт (GT10; GT13E2, GT26) устанавливает новый тип камер сгорания – гибридные кольцевые с вихревыми горелками типа EV. Они отличаются короткой симметричной зоной переходника к сопловому аппарату газовой турбины и низким уровнем эмиссии  $\text{NO}_x$  (меньше 25 ppm).

Схема EV-горелки (Evaporation vortex burner – испарительно-вихревая горелка) представлена на рис. 1.72, а. Описание механизма смесеобразования и работы этих горелок приведено в разделе 6.5 гл. 4 части 1 данного пособия. Она состоит из двух конических половин, которые смещены одна относительно другой в осевом направлении. В результате смещения образуются два шлица по всей длине горелки. Через эти шлицы в горелку поступает воздух для горения, который перемешивается с природным газом, подаваемым через небольшие отверстия по краям шлицов. Благодаря специальной форме горелки внутри нее образуется закрученный с очень высокой скоростью поток топливозвоздушной смеси, который покидает конус и поступает в факел. Последний стабилизируется рециркуляционной зоной перед горелкой без помощи механического стабилизатора пламени.

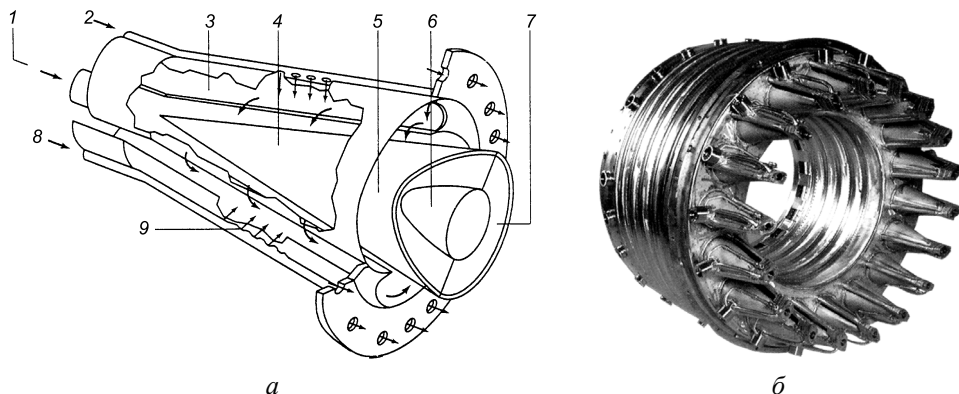


Рис. 1.72. Схема двухконусной EV-горелки (а) и общий вид их установки в кольцевой КС ГТУ GT10 (б) [22]:

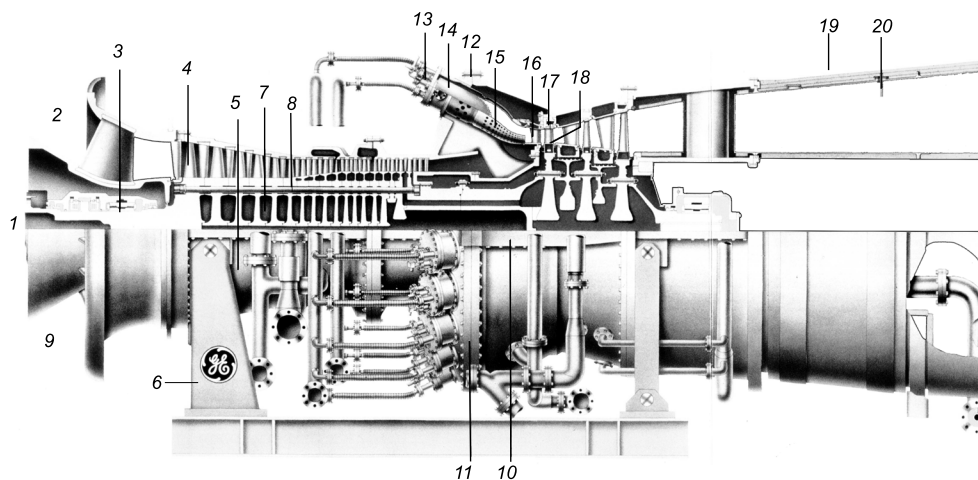
1 – жидкое топливо; 2 – природный газ; 3 – сжатый воздух; 4 – распыление; 5 – зажигание смеси; 6 – разведение вихрей; 7 – ступень воспламенения; 8 – природный газ; 9 – впускные отверстия для газа.

Благодаря тому, что обтекающий EV-горелку холодный воздух для горения поступает вовнутрь и факел не имеет контакта с корпусом горелки, последняя остается сравнительно холодной и не подвергается износу. EV-горелка пригодна для режима сжигания газообразного и жидкого топлива. При работе на жидком топливе оно распыляется на вершине конуса и перемешивается с воздухом для сжигания, причем эмиссия  $\text{NO}_x$  составляет 42 ppm.

На рис. 1.72, б приведен общий вид однорядной горелочной системы кольцевой КС с восемнадцатью низкоэмиссионными EV-горелками в ГТУ GT10 мощностью 22 МВт. В некоторых моделях КС горелки по окружности устанавливаются в несколько рядов, что способствует получению однородного распределения температур газа на входе в турбину.

## ОДНОВАЛЬНАЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ГТУ МОЩНОСТЬЮ 226 МВт ФИРМЫ GENERAL ELECTRIC

Газотурбинная установка типа MS9001FA объединила в себе все лучшее из технологий серий E и F для создания надежной и эффективной энергоустановки с частотой вращения 3000 об/мин. В ГТУ MS9001F использованы те же конструктивные решения, материалы и технология. При частоте вращения 3000 об/мин ГТУ, продольный разрез которой показан на рисунке, развивает мощность 226 МВт. Корпус турбогруппы выполнен с горизонтальным разъемом; предусмотрены отверстия для осмотров с помощью бороскопов (эндоскопов) компрессора, камеры сгорания и турбины. Под обшивкой организованы проходы, достаточные для проведения инспекций камеры сгорания. Обслуживание каждой пламенной трубы может выполняться независимо от остальных. Сегменты сопел первой ступени можно заменять без вскрытия крышки турбины. Показатели надежности агрегата: расчетный коэффициент технического использования составляет 95 %, коэффициент готовности 98 %, средняя наработка на отказ 3 тыс. ч. Для достижения таких показателей приняты относительно консервативные конструктивные решения и дублированы вспомогательные устройства (масляные насосы, вентиляторы, фильтры, теплообменные аппараты) так, чтобы при выходе их из строя для замены не требовалось остановки ГТУ. Блок приводов снят с вала ГТУ; вращение вспомогательных механизмов осуществляется отдельным электродвигателем. Это позволило также существенно облегчить их обслуживание и замену.



**Компрессор:** 1 – вал съема мощности; 2 – входной конфузор; 3 – опорно-упорный подшипник; 4 – облопачивание компрессора; 5 – корпус; 6 – передняя опора; 7 – диски ротора компрессора; 8 – стяжные болты; 9 – место установки входной улитки; 10 – горизонтальный разъем статора

**Камера сгорания:** 11 – кожух камеры сгорания; 12 – разделительная стенка; 13 – крышка с топливоподводом и горелками; 14 – противоточная камера сгорания; 15 – душирование (охлаждение) газоподводящего патрубка

**Газовая турбина:** 16 – охлаждаемая сопловая лопатка первой ступени; 17 – охлаждаемая рабочая лопатка первой ступени; 18 – подвод охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам; 19 – осевой выхлопной диффузор; 20 – термопары контроля температуры газового потока.

Воздух засасывается через самоочищающиеся фильтры, применение которых предотвращает ухудшение показателей ГТУ из-за загрязнения компрессора и защищает контуры охлаждения турбины. Для управления ГТУ используется система GE SPEEDTRONIC Mark V.

Компрессор состоит из 18 ступеней. Он смоделирован аэродинамически с компрессора модификации ГТУ 9E, к которому добавлена нулевая и заменена первая ступень, что позволило увеличить расход воздуха с 404 до 498 кг/с, а степень повышения давления с 12,3 до 14,2. Обе они спроектированы для работы с трансзвуковыми скоростями и взяты из авиационного двигателя. Их показатели приняты достаточно консервативными, а аэродинамические нагрузки остальных ступеней сохранены небольшими. Вследствие этого разворот и работа ГТУ обеспечиваются при наличии поворотного ВНА и антипомпажных сбросов воздуха после 3-й и 13-й ступеней; поворота других НА не требуется. Степень повышения давления в компрессоре составляет 13,5. Для сохранения прочности лопаток при повышенных напряжениях они изготовлены на входных ступенях (от нулевой до 8-й) из нержавеющей стали 450, а на 9–18-й ступенях – из упрочненного легированного ниобием сплава AISI403.

Система сгорания топлива ГТУ состоит из 14 противоточных КС с сухим подавлением объемной концентрации оксидов азота до уровня 25 ppm. Камеры сгорания диаметром 356 мм установлены под углом 15° к оси турбогруппы; в каждой пламенной трубе имеется по шесть горелок (форсунок). Это уменьшает длину факела и сокращает на 645 мм длину пламенных труб и позволяет увеличить интервал между инспекциями с 3 до 12 тыс. ч. Внешний корпус КС крепится к разделительной стенке для обеспечения возможности снятия переходной секции без подъема корпуса турбины. Температура газов перед ГТ составляет 1260 °С. Для интенсификации охлаждения газоподводящих патрубков их окружают перфорированной рубашкой, через отверстия в которой осуществляется натекание струй воздуха (душирование) с выхода компрессора.

Ротор ГТУ расположен на двух четырехэлементных самоустанавливающихся подшипниках. Применена система создания давления масла и всплытия ротора в подшипниках, уменьшающая пусковой момент. Диски ротора компрессора с широкими полками стянуты 15 предварительно напряженными стяжными болтами и образуют жесткий ротор с частотой вращения на 20 % ниже критической.

Газовая турбина – трехступенчатая, она состоит из трех составных дисков, разделенных промежуточными дисками. Бандажные полки второй и третьей ступеней подавляют вибрации, обеспечивают минимальные торцевые зазоры рабочих лопаток, позволяя улучшить эксплуатационные характеристики и увеличить КПД ГТ. Первая ступень турбины имеет защитное покрытие и охлаждается конвекцией и натеканием, а также пленочным охлаждением. Для уменьшения периферийных протечек на второй и третьей ступенях используется специальный материал сотового типа, применяемый в авиационных двигателях. На рабочие лопатки ГТ нанесено ТЗП. Рабочие лопатки всех трех ступеней имеют удлиненные ножки для исключения воздействия горячих газов на диски ротора.

*Технические данные ГТУ MS9001FA: начальная температура газов – 1288 °С, мощность – 255,6 МВт (частота 50 Гц), КПД – 36,5 %, температура выхлопных газов – 609 °С, расход выхлопных газов – 624 кг/с, степень повышения давления – 15,4.*

На рис. 1.73 показана конструктивная схема кольцевой КС с четырехрядным расположением EV-горелок. Горелки имеют длину 400 мм и габаритный диаметр 150 мм.

К деталям КС, кроме указанных на рис. 1.73, относятся: переходник к турбине, определитель пламени, свеча зажигания, кольцевой корпус КС, расположенный внутри корпуса турбины. КС состоит из первичной зоны, в которой происходит сгорание, и вторичной зоны, в которой продукты сгорания направляются к турбине. Первичная зона закреплена на переднем сегменте 1 с EV-горелками 2 и с теплозащитными пластинами 3, прикрепленными выше и ниже горелок. Эти детали фиксируются в своем положении держателями 4, которые связаны с корпусом турбины. Вторичная зона образована высокотемпературными защитными плитками. Обечайки 6 и 7 служат для подачи воздуха от компрессора на охлаждение первичной зоны, а также горелок. Воздух после выхода из компрессора попадает в камеру турбинного корпуса, обеспечивая охлаждение не только КС, но и обоймы соплового аппарата турбины (рис. 1.4, позиция 15). Покрывная плита 8 на горячем конце КС имеет отверстия, через которые воздух поступает в горелки. В КС в окружном направлении горелки расположены в 4 ряда. Смещенные друг относительно друга горелки закреплены в корпусе КС, топливо к ним подается через кольцевую трубу, закрепленную снаружи. Кольцевая конфигурация КС позволяет организовать однородный поток газов на входе в турбину и благодаря короткой длине потери давления в потоке весьма малы. Но при этом обеспечивается равномерный температурный профиль и полное сгорание топлива. Две электросвечи зажигают пламя в горелках, причем питание их газом осуществляется от отдельной линии. Далее пламя перебрасывается от горелки к горелке. За наличием пламени следят три датчика пламени. Наружный корпус турбины имеет горизонтальный разъем для обеспечения легкого доступа к камере сгорания.

Чтобы иметь возможность регулировать отношение топливо/воздух для различных режимов работы ГТУ, горелки объединены в группы. Первые группы воспламеняются двумя электросвечами. Расход топлива на все горелки регулируется в соответствии с частотой вращения ротора и нагрузкой. Следующая группа горелок воспламеняется от тех, которые уже работают: на частичных нагрузках отношение топливо/воздух регулируется соответствующей установкой ВНА компрессора в дополнение к числу работающих групп горелок.

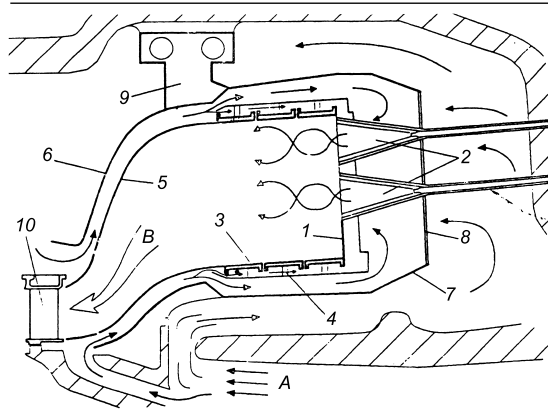


Рис. 1.73. Кольцевая камера сгорания ГТУ GT 13E2 фирмы Alstom [22]:

1 – передний сегмент; 2 – горелки; 3 – тепловая защита; 4 – держатель; 5 – высокотемпературная обечайка; 6 – корпус; 7 – первичный корпус КС; 8 – покрывная плита; 9 – подвески; 10 – сопловая лопатка первой ступени турбины; А – воздух от компрессора; В – горячий газ.

Низкоэмиссионными EV-горелками оборудуются и другие модели ГТУ концерна Alstom. Так в ГТУ GT35C мощностью 17 МВт камера сгорания включает в себя семь жаровых труб, заключенных в общую термическую оболочку. В каждой жаровой трубе смонтированы три конусные EV-горелки. Температура газов на входе в турбину высокого давления составляет 850 °С.

В ГТУ GT8C мощностью 52,8 МВт, как и в более ранней модели GT13D, применены выносные КС, оснащенные EV-горелками (в настоящее время выносные камеры сгорания на ГТУ фирмы не применяются). Производство установок GT8C освоено на СП «Альстом Пауэр Невский» в Санкт-Петербурге.

**Камеры сгорания типа DLN фирмы GE [23].** Разработку сухих низкоэмиссионных КС проводят три подразделения концерна GE: GE Power Systems, GE Corporate Research and Development, GE Aircraft Engines, непрерывно снижая эмиссию  $\text{NO}_x$  в КС крупных энергетических ГТУ с 42 до 9 ppm. В последней модели мощной энергетической ГТУ MS9001F (zoom-страница № 3) с уровнем выбросов  $\text{NO}_x$  25 ppm трубчато-кольцевая камера сгорания состоит из 14 пламенных труб диаметром 356 мм. Как на действующих ГТУ MS7001 и MS9001, они установлены под углом 15° к оси турбогруппы; в каждой пламенной трубе имеется по шесть горелок (форсунок) вместо одной. Это уменьшает длину факела и сокращает на 645 мм длину пламенных труб, снижает шум горения (пульсации давления) и позволяет увеличить интервал между инспекциями с 3 до 12 тыс. ч. Внешний корпус КС крепится к разделительной стенке для обеспечения возможности снятия переходной секции без подъема корпуса турбины. Температура газов перед ГТ составляет 1260 °С. Газоподводящий патрубок, соединяющий КС с ГТ, имеет термозащитное покрытие, аналогичное защитному покрытию ГТУ типа 9FA. Для интенсификации охлаждения газоподводящих па-

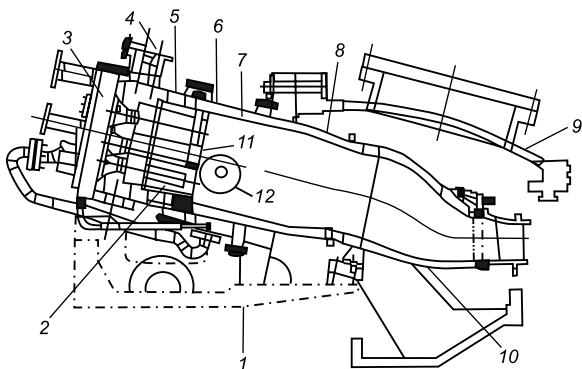


Рис. 1.74. Низкоэмиссионная камера сгорания системы DLN-2 фирмы GE для мощных ГТУ [23]:

1 – корпус выхода компрессора; 2 – камера предварительного смешения; 3 – топливные сопла и крышка камеры сгорания; 4 – впрыск «четвертичного» топлива; 5 – передний корпус; 6 – задний корпус; 7 – пламенная труба; 8 – патрубок; 9 – обечайка; 10 – переходная часть; 11 – чашка и узел предварительного смесителя; 12 – индикатор пламени.

трубков их окружают перфорированной рубашкой, через отверстия в которой осуществляется натекание струй воздуха (душирование) с выхода компрессора.

Система сгорания DLN-1 введена в коммерческую эксплуатацию на ГТУ MS7001F в 1992 г. (они входили в состав ПГУ имевших КПД 55 %). Системы DLN-1 реализуют двухстадийный способ сжигания топлива, описанный в части 1, гл. 4.

Более совершенной является система сгорания DLN-2 (рис. 1.74), реализующая одностадийное сжигание топлива (газового или жидкого). На газу



КС работает в диффузионном режиме при низких нагрузках ( $< 50\%$ ) и в режиме предварительного смешения при высоких нагрузках ( $> 50\%$ ). Первые образцы КС с DLN-2 начали эксплуатироваться в 1994 г. на машинах 7FA; до 1999 г. эмиссия  $\text{NO}_x$  в этой системе была снижена до 5 ppm; срок службы КС увеличен до 16 000 ч.

Пламенная труба КС имеет на переднем торце 5 расположенных по окружности отверстий, в которые монтируются горелочные устройства; схема горелки приведена на рис. 1.75, б, а продольный разрез на рис. 1.75, з. Сопло имеет каналы для прохода газа диффузионного факела, газа для предварительного смешения, жидкого топлива и воды. В этой системе 90 % газового топлива впрыскивается через радиальные спицы в премиксере и воздух смешивается с топливом в пространстве, окружающем каждое топливное сопло. Топливоздушная смесь вытекает с большой скоростью из 5 трубок (насадков) смесителя и попадает в зону сгорания обедненной смеси. Закрутка потока в премиксере и внезапное расширение за трубой смесителя обеспечивает стабилизацию факела.

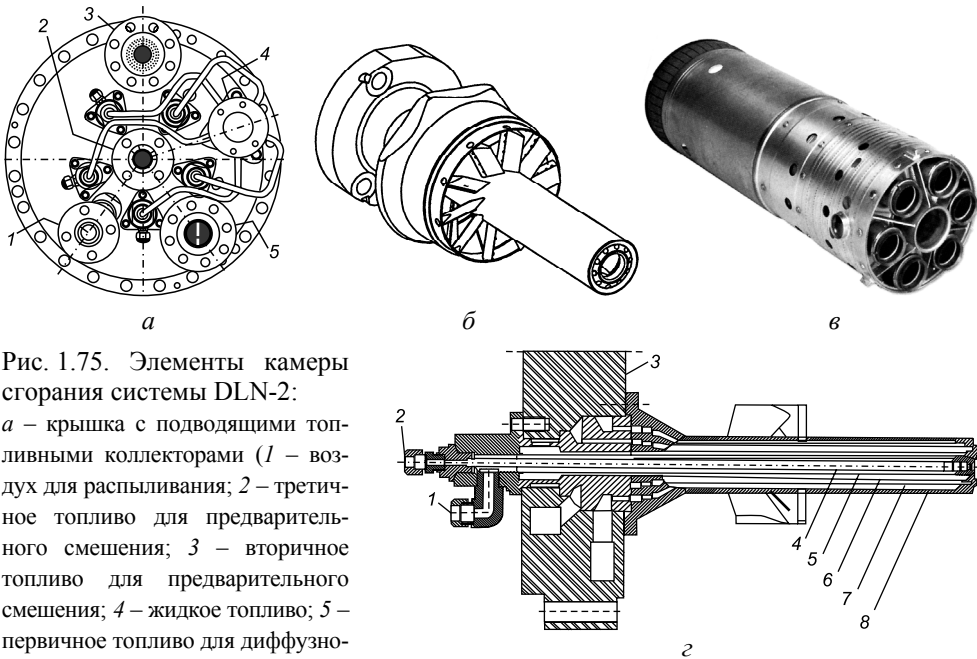


Рис. 1.75. Элементы камеры сгорания системы DLN-2:

*а* – крышка с подводящими топливными коллекторами (1 – воздух для распыливания; 2 – третичное топливо для предварительного смешения; 3 – вторичное топливо для предварительного смешения; 4 – жидкое топливо; 5 – первичное топливо для диффузного горения); *б* – горелка системы DLN-2; *в* – пламенная труба системы DLN-2.6; *г* – продольный разрез топливного сопла (1 – подвод воды; 2 – подвод жидкого топлива; 3 – несущий фланец; 4 – канал для жидкого топлива; 5 – канал для впрыска воды; 6 – канал для распыливающего воздуха; 7 – топливный канал диффузионной горелки; 8 – топливный канал для премикс горелки).

DLN-2; *в* – пламенная труба системы DLN-2.6; *г* – продольный разрез топливного сопла (1 – подвод воды; 2 – подвод жидкого топлива; 3 – несущий фланец; 4 – канал для жидкого топлива; 5 – канал для впрыска воды; 6 – канал для распыливающего воздуха; 7 – топливный канал диффузионной горелки; 8 – топливный канал для премикс горелки).

На рис. 1.75, *а* показано расположение горелок и подсоединения первичной, вторичной и третичной топливных систем. Закрепленные на крышке (рис. 1.75, *а*) проходы для диффузионного газа четырех топливных горелок питаются от общего коллектора, называемого первичным, который встроен в крышку.

Каналы премикс-газа тех же горелок питаются от другого встроенного коллектора называемого вторичным. Канал для премикс-газа пятой горелки снабжается из третьего коллектора; канал для диффузионного газа этой горелки всегда продувается воздухом из компрессора (топливо в него не подается).

В 1996 г. началась эксплуатация MS7001FA с системой сгорания DLN-2.6 (рис. 1.75, *в*), обеспечивавшей эмиссию  $\text{NO}_x$  9 ppm. Отличительной чертой этой системы является расположение шестой идентичной горелки на переднем торце пламенной трубы дополнительно к пяти существующим. Это позволило расширить диапазон нагрузки ГТУ (40–100 %), в котором выбросы  $\text{NO}_x$  не превышали 9 ppm, за счет введения отдельного (пятого) питающего топливного трубопровода для премикс-газа шестой горелки.

#### 4.2. Охлаждаемые лопатки газовых турбин

После камеры сгорания продукты сгорания, размешанные воздухом до расчетной (начальной) температуры, поступают в газовую турбину. Этот узел ГТУ работает в сложных условиях поскольку наряду с механическими нагрузками лопатки подвержены значительным тепловым напряжениям, обусловленным неравномерностью температурных полей в деталях. Повышение начальных параметров газа (температуры и давления) на входе в турбину является главным направлением совершенствования всех типов газотурбинных двигателей независимо от условий их применения. Достигнутые уровни температур газа в ГТУ различного класса мощностей приведены в табл. 1.2. С точки зрения применимости ГТУ в когенерационных технологиях определяющими следует рассматривать два параметра газовой турбины – температуру газа на входе и на выходе из турбины, которые в дальнейшем будут обозначаться как  $t_t$  и  $t_{tt}$  соответственно.

Начальная температура газа определяет экономичность ГТУ в целом и оказывает существенное влияние на массо-габаритные показатели, надежность и ресурс работы двигателя; с температурой на выходе ГТУ непосредственно связана эффективность использования паросилового цикла в парогазовых установках. Прежде всего уточним определение начальной температуры. Многие фирмы (например, GE) определяют наибольшую температуру в цикле Брайтона как среднemasсовую температуру заторможенного потока (т. е. полную температуру) на первом за камерой сгорания сопловом аппарате газовой турбины, где воздух из системы охлаждения сопел подмешивается в поток продуктов сгорания и эта температура непосредственно за соплами приписывается температуре на входе в сопла первой ступени. Охлаждающий воздух, выдуваемый на поверхность лопаток соплового аппарата для пленочного охлаждения, смешивается с газом, расширяющемся в этих соплах. Эта температура является индикативной для цикла.

Согласно стандарту ISO 2314 начальной температурой газа устанавливается температура потока, отнесенная к входу в газовую турбину, и не является температурой, принимаемой в цикле Брайтона. Она рассчитывается из теплового баланса камеры сгорания с учетом некоторых параметров, полученных при испытаниях. Начальная температура по ISO всегда будет ниже, чем истинная температура на входе согласно определению, принятому фир-

мой GE. Это различие может составлять примерно 38 °С и более для ГТУ, использующих отбор воздуха из компрессора для системы охлаждения. На рис. 1.76 схематично показаны возможные варианты определения начальной температуры в газовой турбине [24].

Таблица 1.2

**Уровни температур газа в современных ГТУ**

Фирма-изготовитель, модель, год выпуска	Мощность, МВт	Температура, °С		Степень сжатия	КПД, %
		на входе	на выходе		
General Electric PG 6101FA, 1993 PG 923EC, 1994	70,10	1290	589	15,0	34,2
	169,20	1204	558	14,2	34,9
Alstom, GT13E2, 1993 GT26, 1994	165,10	1180	524	14,2	35,7
	265,00	1290	640	30,0	38,5
Westinghouse, W401, 1997	85,90	1280	573	19,0	36,6
Siemens, 64.3A, 1996	70,00	1315	571	16,2	36,5
Mitsubishi MW701F, 1997 MW701G, 1998	270,30	1350	586	17,0	38,2
	334,00	1410	587	21,0	39,5
ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» ГТЭ-110, 1999	110,00	1210	517	14,7	36,0
ГТУ малой и средней мощности МКБ «Гранит», 89СТ-20, 1988	20,00	1000	450	14,0	32,6
АО «Люлька-Сатурн», АЛ-31СТЭ, 2001	16,80	–	490	18,1	37,0
ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», UGT15000, 1988 UGT25000, 1995	17,70	1076	433	19,6	35,0
	27,50	1227	485	21,6	36,0
ОАО «СНТК им. Н. Д. Кузнецова» НК-37, 1999	26,50	1180	454	22,4	36,4
ПО «Мотор Сич» АИ-20ДМ44, 1987 АИ-336Э-1-6,3, 1998	2,50	900	520	9,0	24,0
	6,30	1087	431	15,9	31,0
ОАО «Авиадвигатель» ГТУ-6П, 2000 ГТУ-12ПЭР, 2001	6,30	973	488	16,1	33,7
	12,70	1126	493	19,5	35,6
Alstom Power Hurricane, 1991 Typhoon 4, 7, 1989 GT10, 1981	1,66	1134	602	9,2	–
	4,70	1070	524	14,4	30,1
	24,77	1112	543	14,0	34,2
Pratt and Whitney Canada ST 18, 1984	2,66	–	532	15,0	30,0

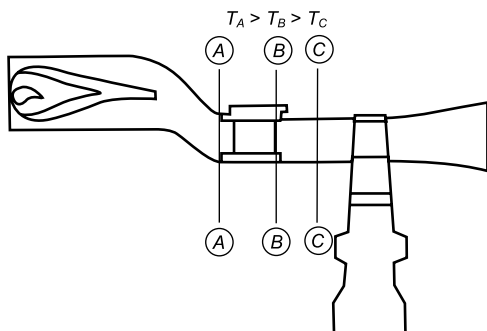


Рис. 1.76. К определению начальной температуры газа в турбине [24].

Резкое увеличение начальной температуры газа в авиационных ГТД достигнуто за счет применения новых методов образования внутренних каналов в деталях, изготавливаемых из жаропрочных сплавов на никелевой и кобальтовой основе; использования струйного обдува отдельных участков охлаждающего тракта, их оребрения и других методов увеличения интенсивности теплообмена со стороны охладителя в сочетании со вдувом воздуха в пограничный слой со стороны газа через стенку, перфорированную мелкими (диаметром в несколько десятых миллиметра) отверстиями; обоснованного определения срока службы охлаждаемых деталей и изыскания путей его повышения по результатам расчетно-экспериментальных исследований их теплового и напряженного состояния на всех режимах работы двигателя.

Успехи в создании высокотемпературных ГТД и их внедрении в практику – результат большого числа существенных технологических, конструкторских, исследовательских и расчетных усовершенствований. Создание высокотемпературных ГТД большого ресурса, показавших высокую эксплуатационную надежность, оказало заметное влияние на развитие стационарного газотурбостроения. В стационарных ГТУ начали широко применяться охлаждаемые воздухом сопловые и рабочие лопатки первых ступеней. Использованию в зарубежных стационарных ГТУ охлаждаемых лопаток способствовало также стремление турбостроительных фирм к возможно более быстрой окупаемости средств, вложенных в разработку технологических процессов изготовления лопаток для авиационных ГТД. Лучшие зарубежные стационарные ГТУ при сроке службы до 100 тыс. ч имеют начальную температуру газа  $1500\text{ }^{\circ}\text{C}$  и охлаждаемые водяным паром сопловые аппараты первой ступени.

Применение системы охлаждения требует рационального использования охлаждающего воздуха, поскольку увеличение его относительного расхода снижает эффект от его использования. Практика создания высокотемпературных газотурбинных двигателей показывает, что связанное с введением охлаждения усложнение конструкции и технологии в определенных пределах с избытком компенсируется повышением экономичности и увеличением удельной мощности ГТУ.

Работы по повышению начальной температуры ведутся в двух направлениях: первое – создание новых металлических сплавов с улучшенными жаропрочными свойствами; второе – охлаждение нагретых частей турбины, и в первую очередь сопловых и рабочих лопаток. В современных ГТУ в качестве охладителя используется обычно циклового воздух. В этом случае система охлаждения турбины оказывается конструктивно достаточно простой, весьма надежной и экономически целесообразной.

**Лопатки конвективного охлаждения.** Все мировые производители ГТУ в разработке эффективных систем воздушного охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин уделяют первостепенное значение. Описания выполненных конструкций охлаждаемых лопаток содержатся, например, в работах [2, 3, 10, 25], где приведены также классификация систем охлаждения и оценка их тепловой эффективности. В качестве критерия эффективности системы охлаждения обычно принимают величину относительной глубины охлаждения  $\theta = (t_r - t_{л}) / (t_r - t_{в})$ , где  $t_r$ ,  $t_{л}$ ,  $t_{в}$  – температуры соответственно газа, материала лопатки и охлаждающего воздуха на входе в лопатку. Величина  $\theta$  показывает, какая доля располагаемой разности температур ( $t_r - t_{в}$ ) реализуется в системе охлаждения лопатки; она зависит от относительного расхода воздуха  $G_B = G_B / G_r$ , от конструкции лопаток, в частности, от отношения поверхностей каналов охлаждения к величине наружной поверхности лопатки и других факторов. Например, по данным ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» для лопаток ГТД М70 мощностью 7,4 МВт значение параметра  $\theta$  составляет: для петлевой системы охлаждения – 0,297; для полупетлевой – 0,339; для вихревой – 0,453 [9].

Снижение температуры охлаждаемых воздухом сопловых и рабочих лопаток турбины относительно температуры омывающего их газа происходит посредством внутреннего конвективного, конвективно-пленочного (заградительного) или проникающего (пористого) охлаждения. При внутреннем конвективном охлаждении лопаток охлаждающий воздух, протекающий по специально выполненным каналам внутри лопатки, нагреваясь, отводит от нее тепло и поступает в проточную часть турбины.

Лопатки внутреннего конвективного охлаждения можно разделить на 3 группы, отличающиеся между собой направлением течения в них воздуха. К первой из них отнесем лопатки с продольным относительно их профильной части (пера лопатки) течением охлаждающего воздуха и выпуском его через верхний торец в радиальный зазор. Это лопатки с радиальными внутренними каналами, а также с так называемой петлевой схемой течения охлаждающего воздуха, когда он подводится в лопатку с хвостовой части и меняет направление течения от корневого сечения к периферийному и от периферии к корню. Отводится воздух от лопатки через отверстия, расположенные в корневой части лопатки. Такие лопатки применялись в турбинах авиационных двигателей фирмы Rolls-Royce. Уменьшение их температуры по отношению к температуре газа сравнительно невелико. Так, на середине профильной части лопатки с радиальными каналами эллиптической формы оно составляет 220 °С при относительном расходе охлаждающего воздуха 2 %. Тем не менее применение такой лопатки дало возможность реализовать температуру газа на входе в турбину 1090 °С при расчетном ресурсе (по пределу ползучести) в 10 тыс. ч.

Для повышения эффективности охлаждения лопаток с продольным течением воздуха применяют различные способы интенсификации теплообмена. С этой целью используют турбулизаторы в виде ребер, сплошных и прерывистых перемычек, выступов и др. Однако возможности достаточно глубокого охлаждения лопаток с продольной схемой течения ограничены, а значительную неравномерность температуры вдоль лопатки и в ее поперечных сечениях все же не удастся устранить упомянутыми средствами. Разность температуры по профилю лопатки создает в ней дополнительные термические напряжения. Для

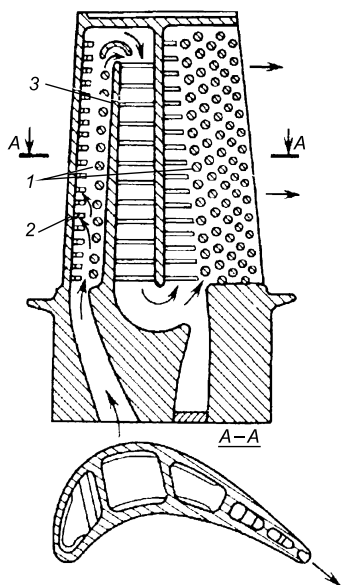


Рис. 1.77. Лопатка со смешанным петлевым течением воздуха:

1 – перемычки цилиндрической формы; 2 – поперечные ребра на входной кромке; 3 – поперечные ребра в радиальном канале.

того чтобы уменьшить неравномерность поля температуры в таких лопатках и улучшить охлаждение их выходных кромок, на торце последних или на корыте вблизи выходной кромки делают отверстия или щели, через которые выпускают весь воздух, охлаждающий лопатку или часть его. Таким образом, в лопатке создается течение смешанного типа. Схема такой лопатки показана на рис. 1.77 (лопатки второй группы). Разделение потоков внутри лопатки, выпуск воздуха через щели в выходной кромке улучшает ее охлаждение, а также охлаждение срединного участка профиля лопатки, но на охлаждение входной кромки влияет в меньшей степени. Абсолютное значение неравномерности температуры в сечениях лопатки, показанной на рис. 1.77, и им подобных, будет тем меньше, чем меньше разность между температурами, обтекающего их потока газа и охлаждающего воздуха. Поэтому такие лопатки находят применение чаще всего на вторых ступенях высокотемпературных турбин.

В судовых ГТД ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» 3-го поколения с температурой газа на входе в турбину 1050–1250 °С применяются охлаждаемые рабочие лопатки турбины, выполненные с петлевыми, полупетлевыми и вихревыми схемами охлаждения; две последние показаны на рис. 1.78, а, б. В лопатке с вихревой схемой на внутренних поверхностях корыта и спинки выполнены системы компланарных (скрещивающихся) каналов; протекая сквозь эти каналы поток воздуха приобретает вихревую структуру существенно интенсифицируя теплообмен. Выпуск воздуха из лопатки осуществляется через щели в ее выходной кромке. Эффект охлаждения вихревой лопатки на 66 °С выше, чем в полупетлевой при прочих равных условиях. Такие лопатки устанавливаются на двигателях ДТ59, М70, М75, М90 мощностью от 3,7 МВт до 16,3 МВт.

Применение электронно-лучевой технологии испарения и конденсации жаропрочных материалов в вакууме позволило реализовать идею высокоэффективного внутреннего конвективного охлаждения турбинных лопаток при помощи системы мелких (с гидравлическим диаметром менее 1 мм) каналов, расположенных вблизи (не далее 0,5–1 мм) от тепловоспринимающих поверхностей лопаток [26]. На рис. 1.78, в показана рабочая лопатка с внутристеночным охлаждением первой ступени ТВД двухвального авиационного газогенератора.

К третьей группе относятся лопатки с поперечным относительно пера течением охлаждающего воздуха. Типичной конструкцией являются полые лопатки, внутри которых располагается дефлектор. Преимущество такой схемы

заключается в том, что дефлекторные лопатки позволяют максимально сблизить распределение коэффициентов теплоотдачи по обводу профиля со стороны воздуха и газа и благодаря этому осуществлять дифференцированное охлаждение участков профиля.

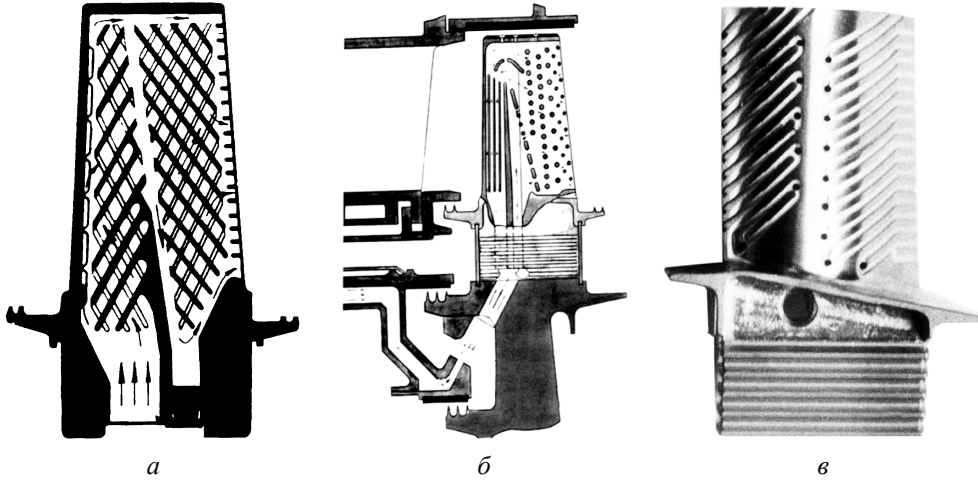


Рис. 1.78. Охлаждаемые рабочие лопатки с внутренним конвективным охлаждением [9, 26]:

*а* – вихревой схемы; *б* – полупетлевой схемы с радиальным подводом охлаждающего воздуха; *в* – с внутрискрипачным охлаждением.

По данным термометрирования сопловой лопатки на установке, воспроизводящей практически натурные условия, и рабочей лопатки при работе турбины в системе двигателя (конструктивная схема показана на рис. 1.79) получены следующие значения глубины охлаждения на трех характерных участках в среднем по высоте сечения лопатки – входной кромке ( $\Delta t_1$ ), спинке ( $\Delta t_2$ ) и выходной кромке со стороны спинки ( $\Delta t_3$ ) (табл. 1.3).

Фиксация дефлектора при помощи выступов, сплошных или прерывистых поясков, располагаемых на его поверхности, приводит к их износу. Это является существенным недостатком рабочих лопаток с дефлектором, ограничивающим их ресурс. Перо рабочих лопаток закручено по высоте и выполняется охлаждаемым только при температуре торможения газа на лопатках свыше 800–900 °С в зависимости от применяемых материалов.

Таблица 1.3

**Экспериментальные данные по глубине охлаждения лопаток дефлекторного типа**

Лопатка	$t_t^*$ , °С	$t_b^*$ , °С	$\bar{G}_b$ , %	$\Delta t_1$ , °С/ $\theta_1$	$\Delta t_2$ , °С/ $\theta_2$	$\Delta t_3$ , °С/ $\theta_3$
Сопловая	1387	287	2,1	500/0,45	530/0,48	460/0,42
Рабочая	1197	227	2,0	370/0,38	390/0,40	380/0,39

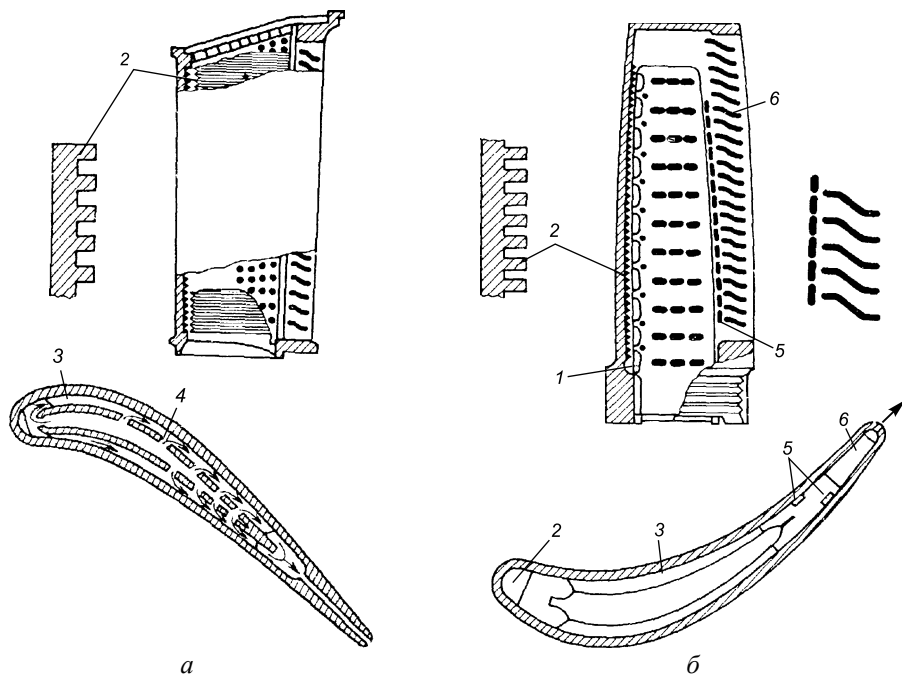


Рис. 1.79. Схема дефлекторных лопаток [25]:

*а* – сопловая; *б* – рабочая; 1 – щели подвода воздуха из дефлектора; 2 и 3 – оребрение входной кромки и срединного участка профиля; 4 – отверстия в дефлекторе (перфорация); 5 – продольные прерывистые ребра (турбулизаторы); 6 – перемычки выходной кромки.

С помощью технологии испарения и конденсации материалов в вакууме можно получить металлические, керамические и керамико-металлические покрытия пера лопатки с заданными структурой, составом и теплофизическими свойствами. Нанесение на поверхность лопаток теплозащитного покрытия (ТЗП) с пониженным коэффициентом теплопроводности уменьшает тепловой поток от газа к поверхности лопатки, а следовательно, снижает ее температуру и при прочих равных условиях уменьшает расход охладителя. Например, благодаря ТЗП толщиной 0,2–0,25 мм создается защита лопаток от коррозионного воздействия газового потока, а дополнительное снижение их температуры составляет примерно 30–35 °С. ТЗП повышает срок службы лопаток и широко применяется в современных высокотемпературных турбинах.

**Лопатки конвективно-заградительного охлаждения.** При начальной температуре газа перед турбиной выше 1230–1330 °С и степени повышения давления воздуха в компрессоре более 20 применяют лопатки, в которых внутреннее конвективное охлаждение дополняется внешним пленочным (заградительным) охлаждением. При конвективно-пленочном охлаждении воздух выдувается через отверстия, выполненные в стенке лопатки, и создает защитный слой между газом и поверхностью лопатки. Для создания на защищаемой поверхности сплошной пелены воздуха отверстия в рядах располагают в шахматном порядке, а расстояние между рядами вдоль профиля под-



бирают таким образом, чтобы вытекающий из них воздух еще не полностью был размыт потоком газа.

Аэродинамические характеристики лопаток и процесс теплопередачи во многом зависят от угла ориентирования выпускных отверстий относительно направления основного потока. Относительный расход охлаждающего воздуха у лопаток конвективно-пленочного охлаждения при прочих равных условиях несколько больше, чем у лопаток конвективного охлаждения. Введение пленочного охлаждения увеличивает интенсивность теплообмена в конвективно охлаждаемых лопатках любых схем, особенно на участках, подверженных более сильному тепловому воздействию, или наиболее трудно охлаждаемых изнутри. Этим объясняется его относительно широкое распространение, ибо достаточно в наиболее горячем месте выпустить определенное количество воздуха на поверхность лопатки, чтобы предохранить это место от перегрева, а значит, и лопатку от возможного разрушения. Именно поэтому первые ступени турбины двигателей при  $t_r^* > 1230\text{ }^\circ\text{C}$  зачастую имеют сопловые лопатки с конвективно-пленочным охлаждением.

Так как давление газа, обтекающего лопатки, неодинаково по обводу профиля, то для требуемого условиями охлаждения распределения воздуха по поверхности лопатки внутри нее создают отделенные друг от друга полости, через которые подводят воздух к различным участкам профиля. Например, у сопловой лопатки первой ступени турбины двигателя RB 211-524 фирмы Rolls-Royce с конвективно-пленочным охлаждением (рис. 1.80) имеется пять отделенных друг от друга полостей для подвода охлаждающего воздуха к различным участкам профиля. В полостях 1 и 2 вставлены дефлекторы 3, 5, которые герметично соединены с верхней и нижней полками лопатки. Опорной поверхностью для дефлекторов являются поперечные ребра 8, расположенные на внутренней поверхности лопатки в обеих полостях. Кроме того, пространство между дефлектором и внутренней поверхностью лопатки разделено на пять продольных изолированных друг от друга полостей выступами 7 и трубками 9, которые на участках, где

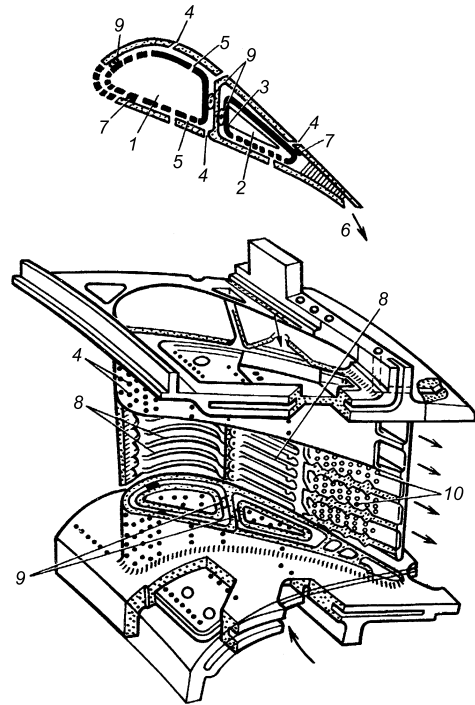


Рис. 1.80. Сопловая лопатка первой ступени турбины двигателя RB 211-524 [25]: 1 и 2 – полости пера; 3 – дефлектор; 4 – отверстия для выпуска воздуха на поверхность лопатки; 5 – дефлектор; 6 – продольная щель; 7 – выступы; 8 – поперечные ребра; 9 – трубка; 10 – цилиндрические перемычки.

имеются ребра, располагаются в специальных продольных пазах. Для создания герметичного уплотнения между этими полостями трубки при их установке обжимают. Полость 2 переходит в продольную щель 6, обе стороны которой соединены цилиндрическими перемычками (штырьками) 10 различного диаметра.

Воздух, вытекающий через отверстия в дефлекторах 3 и 5, охлаждает внутреннюю поверхность лопатки струйным натеканием и далее через отверстия 4 попадает на внешнюю поверхность лопатки, образуя вдоль нее заградительный слой. Поскольку полости изолированы друг от друга, то размеры отверстий в дефлекторах выбраны таким образом, чтобы создавать различное давление на входе в каждый ряд отверстий 4. Величина этого давления устанавливается соответственно внешнему давлению газа на профиле лопатки на участке соответствующего ряда отверстий 4, что обеспечивает подвод необходимого для охлаждения данного участка количества воздуха. У такой сопловой лопатки температура стенки не превышает  $940\text{ }^{\circ}\text{C}$  при  $t_{\text{г}}^* = 1270\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что обеспечивает ее надежность.

Внешний вид и контур охлаждения рабочей лопатки первой ступени ГТУ Н-25 фирмы Hitachi показан на рис. 1.81. Воздух на охлаждение лопаток с выхода компрессора проходит охлаждение и фильтрацию и возвращается для подачи в ротор по четырем трубам в корпусе камеры сгорания. Охлаждающий воздух поступает к лопатке через 4 щели в хвостовике и движется радиально через тело лопатки, как показано на рис. 1.81. Струйное «душевое» и пленочное охлаждение выбрано для зоны передней кромки.

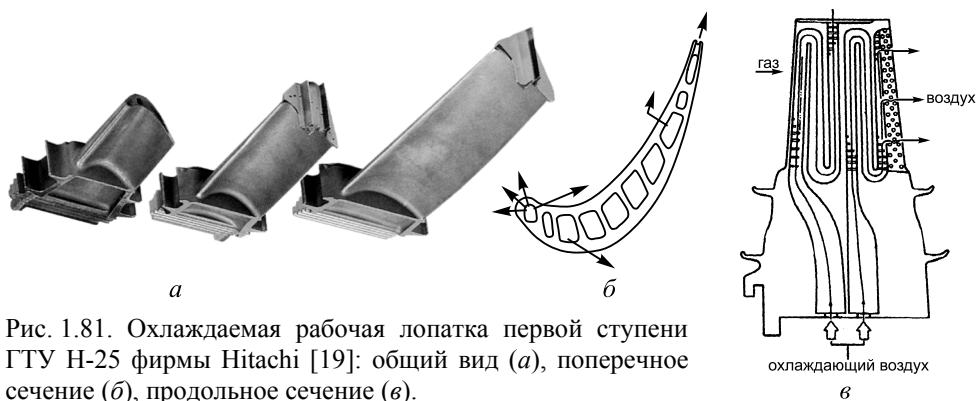


Рис. 1.81. Охлаждаемая рабочая лопатка первой ступени ГТУ Н-25 фирмы Hitachi [19]: общий вид (а), поперечное сечение (б), продольное сечение (в).

Фирмой GE в 1987 г. выпущена ГТУ типа MS7001F мощностью 135 МВт с начальной температурой газа перед турбиной  $1260\text{ }^{\circ}\text{C}$  [27]. Турбина ГТУ состоит из трех ступеней. Сопловые лопатки первой и рабочие лопатки первой и второй ступеней турбины охлаждаются с помощью внутреннего контура с отбором охлаждающего воздуха за 17-й ступенью компрессора; сопловые лопатки второй и третьей ступеней – с помощью внешнего контура с отбором охлаждающего воздуха после 13-й ступени компрессора. Рабочие лопатки первой ступени турбины выполнены с периферийными бандажами; на рабочих лопатках второй и третьей ступеней имеется круговая Z-образная

связь. Точнолитые сопловые сегменты состоят каждый из двух лопаток в первой и второй ступенях и трех лопаток в третьей ступени.

На рис. 1.82 представлена схема охлаждения сопловых и рабочих лопаток первой ступени ГТУ MS7001F и MS9001F фирмы GE. Сопловые лопатки первой ступени (рис. 1.82, а) выполнены с двумя внутренними полостями: передней и задней и комбинированным пленочным, струйным и конвективным охлаждением. Для охлаждения рабочих лопаток первой ступени (рис. 1.82, б) применена радиально-петлевая конвективная схема охлаждения с выпуском воздуха в радиальный и осевой зазоры. Рабочие лопатки второй ступени охлаждаются с помощью радиальных каналов. На рабочие лопатки первой ступени нанесено плазменное покрытие (ТЗП), увеличивающее сопротивление коррозии в 3 раза; на рабочие лопатки второй ступени нанесено аналогичное покрытие, устойчивое к высоко- и низкотемпературной коррозии; на рабочие лопатки третьей ступени – диффузионное покрытие с высоким содержанием хрома, защищающее от низкотемпературной коррозии.

Схема охлаждения сопловых лопаток первой ступени турбины энергетической ГТУ W501F фирмы Westinghouse с той же начальной температурой газов 1260 °С, показана на рис. 1.83. В системе охлаждения используются сочетание трехсекционного дефлектора, создающего струйное охлаждение внутренней поверхности лопатки с пленочным охлаждением наружной через систему отверстий и со штырьковым оребрением в задней кромке. В первые две секции дефлектора подается воздух непосредственно с выхода компрессора, чтобы получить максимальный располагаемый перепад давлений, а задняя секция снабжается воздухом из промежуточных ступеней компрессора, так как здесь требуется более низкое давление. Пленочное охлаждение применено на передней кромке, а также на отдельных участках корыта и спинки лопатки. Это позволяет снизить температурные гра-

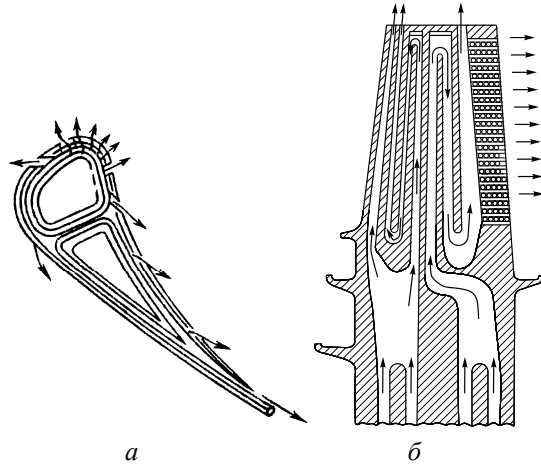


Рис. 1.82. Конструктивные элементы лопаток ГТУ MS7001F и MS9001F фирмы GE [27]: а – поперечное сечение сопловой лопатки первой ступени; б – сечение рабочей лопатки первой ступени.

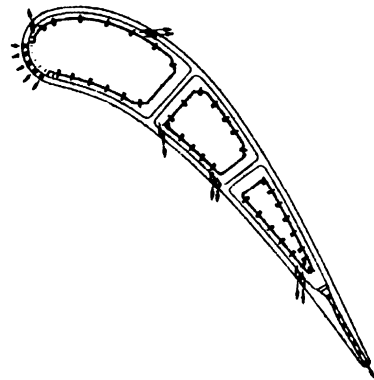


Рис. 1.83. Схема охлаждения сопловых лопаток первой ступени турбины ГТУ W501F [27].

диенты в стенке, температуру ее наружной поверхности, а также осуществить эффективный ввод охлаждающего воздуха в проточную часть. Штырьковые ребра, впервые успешно использованные в соплах первой ступени установки W501D5, увеличивают турбулентность потока и поверхность охлаждения, повышая тем самым общую эффективность охлаждения задней кромки.

Схема охлаждения сопловых лопаток второй ступени несколько проще. Применено сочетание двухсекционного дефлектора с отверстиями для пленочного охлаждения и штырьковыми ребрами в задней кромке; используется воздух отбора из 13-й ступени компрессора, направляемого по каналу непосредственно к двухсекционному дефлектору. Пленочное охлаждение необходимо лишь в одном месте на спинке профиля (в зоне отрыва потока) и вблизи выхода из задней секции дефлектора на корытце.

Воздух, отбираемый из 10-й ступени компрессора, подается на охлаждение в камеру обоймы сопел третьей ступени. Он направляется затем во входную секцию сопловой лопатки, имеющей многоходовое конвективное охлаждение с трехсекционным дефлектором. Поток из канала в передней кромке поступает затем в межступенчатое уплотнение и на его охлаждение, а воздух из третьей секции выходит через щелевые отверстия на корытце лопатки. Сопловые лопатки четвертой ступени охлаждаются воздухом, отбираемым из 6-й ступени компрессора и проходящим транзитом через их внутреннюю полость на межступенчатую систему уплотнения и охлаждения. В рабочей лопатке первой ступени использовано сочетание конвективного охлаждения по многоходовым петлевым каналам со штырьковым оребрением в щелях выхода воздуха через задние кромки. Система охлаждения, поддерживает температуру дисков турбины из сплава Ni-Cr-Mo-V на уровне до 400 °С, что ниже границы ползучести, так что длительность их службы определяется только коррозией и/или износом. Предшественниками турбин с этой конструкцией дисков были турбины W501 A, проработавшие в общей сложности 150 тыс. ч.

Используемые в современных ГТД системы охлаждения статоров турбин весьма подобны между собой и предусматривают сочетание продувки воздуха через зазор между силовым корпусом (или обоймой сопловых аппаратов) и поверхностью деталей, образующих проточную часть (верхними полками сопловых лопаток), с заградительным охлаждением и продольным обдувом наружной поверхности силового корпуса. Это позволяет получить температуру наружного тонкостенного экрана на уровне 50 °С при температуре наружной поверхности силового корпуса 250–400 °С.

Оптимизация поля температур этого узла требует обратить основное внимание на минимизацию энергетических затрат на работу системы охлаждения. При решении этой задачи большое внимание обращается не только на снижение расходов охлаждающего воздуха, но и на выбор точек его отбора из компрессора с целью устранения излишнего его дросселирования. В современных ГТД статоры охлаждаются воздухом с тремя-четырьмя, а иногда и более, различными начальными давлениями. Чаще всего воздух, отбираемый после компрессора, расходуется только на охлаждение сопловых лопаток первой ступени; сопловые лопатки второй ступени охлаждаются воздухом, отбираемым от промежуточных ступеней; обдув внутренней поверхности корпуса осуществляется воздухом еще более низкого давления; наружный обдув силового кор-

пуха – воздухом, отбираемым после второй-третьей ступеней компрессора. Возможны также комбинации указанных вариантов. В качестве примера на рис. 1.84 показаны схемы охлаждения ротора и статора и подвода охлаждающего воздуха к первой ступени турбины ГТУ GT13E2. Ранее, на рис. 1.32,  $\delta$  были показаны направления потоков воздуха в охлаждаемых сопловой и рабочей лопатках первой ступени турбины M7001B, а также места выдува воздуха, охлаждающего диски ротора турбины, в ее проточную часть.

В ГТУ GT13E2 охлаждаются первые две ступени турбины, а также старторные вставки с целью стабилизации радиальных зазоров между рабочими лопатками и статором турбины. Для этого в обойме сопловых лопаток выполнены полости, куда и подается охлаждающий воздух.

Стенки тракта горячих газов турбины образованы отдельными свободно закрепленными и расширяющимися элементами, изолирующими ротор и обойму от потока горячих газов и образующими каналы для прохода воздуха, охлаждающего эти несущие детали. При охлаждении посадочных мест обоймы воздух движется с поворотом на  $180^\circ$  и не выбрасывается в проточную часть, а отводится на вход в сопла первой ступени (рис. 1.84, *a, б*), так что его энергия используется при расширении в турбине. В зоне тепловой защиты поверхность ротора разделена на небольшие участки продольными разрезами. Рабочие лопатки первой–четвертой ступеней крепятся двухзубчиковым хвостовиком с тангенциальной заводкой, а пятой ступени – осевым елочным хвостовиком. Обойма турбины в высокотемпературной зоне и наружный корпус, нагруженный давлением, охлаждаются всем расходом воздуха, подаваемого компрессором.

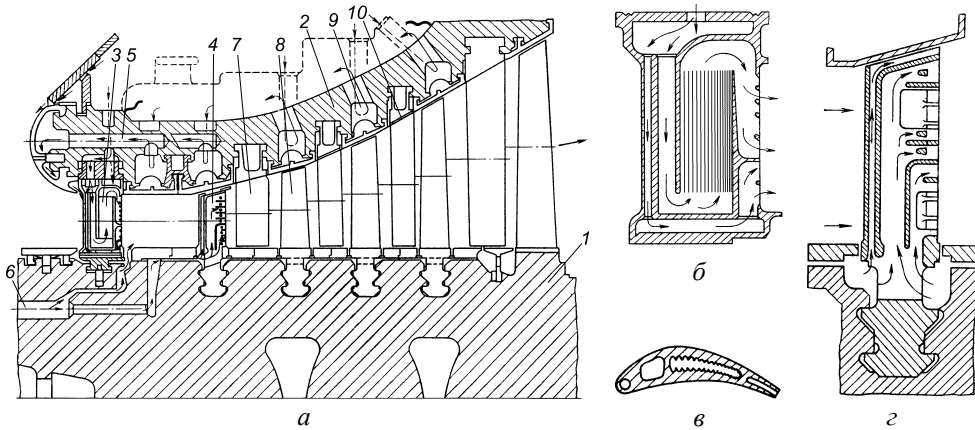


Рис. 1.84. Схема воздушного охлаждения ротора и статора турбины (*a*) и полупетлевые схемы охлаждения сопловой (*б*) с внутренним оребрением (*в*) и рабочей (*г*) лопаток первой ступени турбины ГТУ GT13E2 фирмы Alstom:

1 – ротор; 2 – обойма сопловых лопаток; 3, 4 – сопловая и рабочая лопатка 1-й ступени; 5, 6 – подвод охлаждающего воздуха к сопловым и рабочим лопаткам; 7, 8 – охлаждаемая сопловая и рабочая лопатки 2-й ступени; 9 – подвод охлаждающего воздуха к статорным вставкам 10.

Сопловые и рабочие лопатки первой ступени выполнены с полупетлевой схемой воздушного охлаждения (рис. 1.84, *б–г*), при этом внутренние стенки

сопловой лопатки имеют оребрение. В последних модификациях организован выпуск охлаждающего воздуха на спинку сопловых лопаток через два ряда отверстий, расположенных на расстоянии 1/4 и 3/4 длины от входной кромки.

**Лопатки с замкнутым паровым охлаждением.** Фирма GE начала выпуск мощной энергетической ГТУ нового поколения технологии Н, предназначенной исключительно для работы в составе ПГУ. Основной особенностью технологии Н является использование парового охлаждения лопаток газовой турбины. При

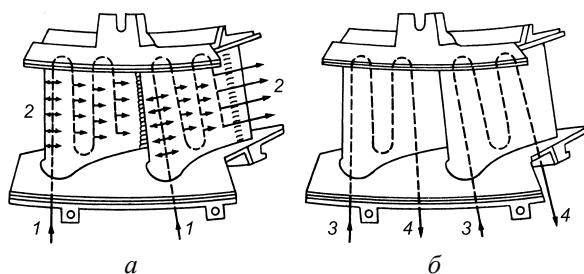


Рис. 1.85. Схемы охлаждения сопловых лопаток турбины:

*а* – воздушное охлаждение; *б* – паровое охлаждение; 1 – вход воздуха; 2 – выход воздуха; 3 – вход пара; 4 – выход пара.

1-й ступени на 110 °С. Схематическое изображение охлаждаемых воздухом и паром сопловых сегментов первой ступени показано на рис. 1.85.

В ГТУ по технологии Н паром охлаждаются сопловые и рабочие лопатки первой и второй ступеней, а также обод первой ступени турбины. Пар отбирается после ЦВД паровой турбины (перед промперегревом), прокачивается

через систему охлаждения газовой турбины и возвращается в линию после промперегрева (рис. 1.86). Для системы охлаждения ротора разработаны уплотнения, сводящие до минимума утечки пара.

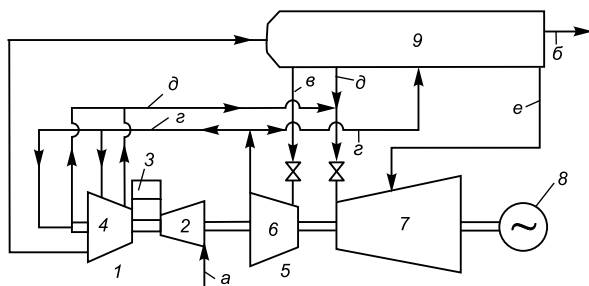


Рис. 1.86. Схема ПГУ с паровым охлаждением газовой турбины:

1 – ГТУ; 2 – компрессор; 3 – камера сгорания; 4 – газовая турбина; 5 – паровая турбина; 6 – ЦВД; 7 – ЦСД/ЦНД; 8 – электрический генератор; 9 – котел-утилизатор; *а* – воздух; *б* – газы в дымовую трубу; *в* – пар высокого давления; *г* – линия до промперегрева; *д* – линия после промперегрева; *е* – пар низкого давления.

Паровое охлаждение существенно уменьшает количество воздуха, отбираемого из компрессора для охлаждения. Он требуется только для уплотнения пазух дисков, внутренних каналов ротора и охлаждения деталей третьей ступени турбины. Большее количество воз-

духа поступает вследствие этого в камеру сгорания и расширяется затем в турбине, соответственно увеличивая мощность ГТУ.

Лопатки всех ступеней турбины спроектированы на основе трехмерных расчетов, как это принято в авиации. Для первой ступени они отлиты как монокристалл, для остальных трех – с направленной кристаллизацией. Сопловые и рабочие лопатки первой ступени защищены теплозащитным покрытием из двуокиси циркония, стабилизированного итрием. Лопатки первых трех ступеней турбины выполнены охлаждаемыми, четвертой ступени – без охлаждения.

## 5. РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ГТУ

### 5.1. Статические характеристики ГТУ [2]

В процессе эксплуатации ГТУ могут работать на статических (равновесных) режимах, определяемых балансами энергий ее элементов, или на неустановившихся (переходных) режимах, длительность которых сравнительно мала. Для описания этих режимов существуют соответственно статические и динамические характеристики ГТУ. В динамических характеристиках основным аргументом является время или темп изменения основных газодинамических параметров при отработке двигателем некоторого воздействия, например, расхода топлива. Из динамических характеристик основной является приемистость двигателя, т. е. способность набора (или сброса) определенного значения мощности при условии, что отклонение частоты вращения ротора не превысит допустимые значения. В энергетических ГТУ этим определяется качество генерируемой электроэнергии. Так, например, электростанция ПАЭС-2500 при набросе мощности равной половине от номинальной допускает переходное отклонение напряжения  $\pm 6\%$  и переходное отклонение частоты тока  $\pm 7\%$  в течении 5 с. В когенерационных системах с КУ, гарантирующими бесперебойное снабжение потребителей технологическим паром, важной динамической характеристикой является время выбега ротора ГТУ при отключении подачи топлива в КС. Этим временем определяется быстрдействие запуска и выхода на номинальный режим вспомогательных воздуходувок, обеспечивающих автономную работу КУ без снижения его паропроизводительности (подробности описаны в гл. 5 первой части книги). Рис. 1.87 иллюстрирует некоторые динамические характеристики ГТУ Н-25 фирмы Hitachi, полученные экспериментально при увлажнении поступающего в компрессор воздуха путем распыления воды форсунками до размера капель  $\approx 20$  мкм и при концентрации влаги в цикловом воздухе  $0,5\%$ . Расчеты динамических характеристик ГТУ, являющиеся достаточно сложными, описаны в специальной литературе.

При проектировании когенерационных установок с применением ГТУ предполагается, что последние будут эксплуатироваться в базовом режиме на номинальной мощности. В этих условиях мощность ГТУ (и ряд других ее параметров) зависят только от температуры наружного воздуха. Если же электроснабжение предприятия осуществляется в «островном» режиме без связи с сетями организаций поставщиков, то возможны также колебания потребляемой

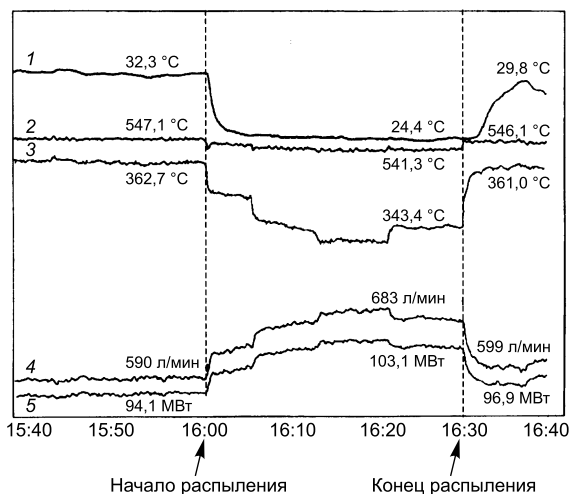


Рис. 1.87. Динамика изменения газодинамических параметров ГТУ с момента впрыска распыленной воды на всас компрессора:

1 – температура воздуха на входе компрессора; 2 – температура газа на выходе турбины; 3 – температура воздуха на выходе компрессора; 4 – расход топлива в КС; 5 – мощность на валу ГТУ.

топлива от частичной нагрузки называют также дроссельной характеристикой ГТУ. Типовые формы функциональных зависимостей для нагрузочных характеристик некоторых современных одно-, двух- и трехвальных ГТУ представлены на рис. 1.88. Согласно сказанному нагрузочные характеристики являются двухпараметрическими, и на графиках представляются в виде семейства кривых, параметром которых выступает значение  $t_{\text{нв}}$  (рис. 1.88, в, з). Однопараметрическое представление нагрузочных характеристик относит эти данные к стандартной температуре  $t_{\text{нв}} = 15^\circ\text{C}$  (если не оговариваются другие условия).

Фирмы-изготовители ГТУ обязаны приводить основные технические данные своих машин при стандартных условиях согласно ISO 2314. Этим условиям соответствуют: температура наружного воздуха  $+15^\circ\text{C}$ ; барометрическое давление –  $101,3\text{ кПа}$ ; относительная влажность воздуха  $60\%$ ; гидравлические сопротивления на входе воздуха в компрессор и на выходе из ГТУ равны нулю. Режимные показатели работы ГТУ при условиях, отличных от стандартных, проставляются фирмами-изготовителями в виде соответствующих графиков или таблиц, при этом изменение параметров ГТУ может приводиться как в абсолютных (размерных) величинах, так и в относительных.

В зарубежной литературе и каталогах вместо эффективного КПД ГТУ приводятся значения расхода тепловой энергии топлива, затраченной на выработку  $1\text{ кВт}\cdot\text{ч}$  электроэнергии ( $HR = \text{Heat Rate}$ ); зависимость этой величины от нагрузки показана на рис. 1.88, д. Значение КПД ГТУ при этом можно определить по соотношению  $\eta_e = 3600/HR$ , если  $HR$  имеет размерность  $\text{кДж/кВт}\cdot\text{ч}$ .

электрической мощности и, следовательно, ГТУ как привод электрогенератора должен отслеживать нагрузку своей системой автоматического регулирования (САУ). Работа такой системы основывается на статических характеристиках ГТУ, как правило, расчетных с последующей корректировкой по результатам стендовых испытаний. Рабочие характеристики ГТУ можно условно разбить на три группы – нагрузочные, климатические и теплофикационные.

Нагрузочными характеристиками назовем зависимости газодинамических параметров ГТУ (КПД, расход и температура выхлопных газов, расход топлива и др.) от величины частичной ее нагрузки и температуры наружного воздуха; зависимость расхода



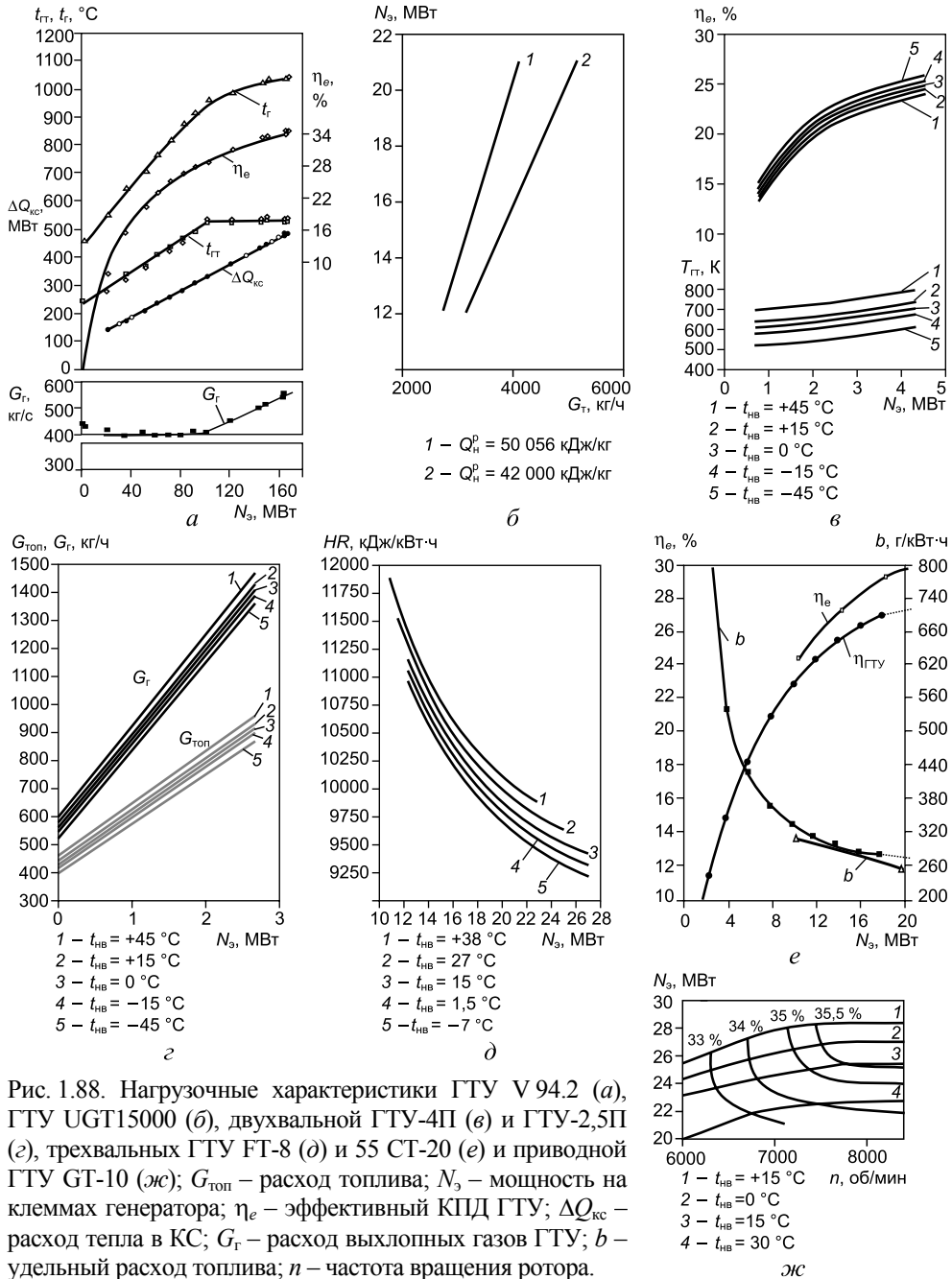


Рис. 1.88. Нагрузочные характеристики ГТУ V 94.2 (а), ГТУ UGT15000 (б), двухвальной ГТУ-4П (в) и ГТУ-2,5П (г), трехвальных ГТУ FT-8 (д) и 55 СТ-20 (е) и приводной ГТУ GT-10 (ж);  $G_{топ}$  – расход топлива;  $N_s$  – мощность на клеммах генератора;  $\eta_e$  – эффективный КПД ГТУ;  $\Delta Q_{кв}$  – расход тепла в КС;  $G_r$  – расход выхлопных газов ГТУ;  $b$  – удельный расход топлива;  $n$  – частота вращения ротора.

Показатели ГТУ на установившихся режимах частичных нагрузок, т. е. нагрузочные характеристики установки, определяются согласованием параметров узлов, из которых ГТУ образована. Это согласование осуществляется

решением системы уравнений, характеризующих совместную работу отдельных элементов. К числу основных уравнений относятся уравнения расхода (или сплошности), мощности и отношения давлений. Уравнение расхода показывает, что расходы рабочего тела по всем элементам ГТУ однозначно связаны между собой, поэтому на каждом статическом режиме расходы рабочего тела через элементы установки известны.

Уравнение мощности записывается для каждого вала установки и для статических режимов представляет собой баланс мощности турбин, компрессоров и внешних потребителей. Этот баланс имеет свое конкретное выражение для каждого из валов рассматриваемой конструктивной схемы ГТУ. Например, для турбокомпрессорного вала, не связанного с внешним потребителем мощности, уравнение баланса имеет вид:

$$G_T H_T \eta_{\text{мех}} - G_B H_K = 0.$$

Если с этого вала снимается полезная мощность то уравнение баланса мощности принимает вид

$$G_T H_T \eta_{\text{мех}} - G_B H_K = N_e,$$

где  $N_e$  – мощность на выходном валу установки,  $G_T$  и  $G_B$  – расходы рабочего тела в турбине и компрессоре. В случае, когда рассматривается свободный вал, не связанный с приводом компрессора, в уравнении баланса мощность компрессора отсутствует. Обычно внешний потребитель определяет характер изменения частоты вращения вала в зависимости от снимаемой мощности. Так, если потребитель полезной нагрузки – генератор, то частота вращения меняется только в пределах допустимой неравномерности регулирования. Для приводных ГТУ диапазон изменения частоты вращения вала полезной мощности значительно больше и зависит от условий эксплуатации.

Уравнение отношения давлений для турбомашин характеризуется общими степенями повышения и понижения давления  $\pi_{\text{к,общ}}$  и  $\pi_{\text{т,общ}}$ . Для идеальных установок без гидравлических сопротивлений в трактах  $\pi_{\text{к,общ}} = \pi_{\text{т,общ}}$ . В реальных условиях необходимо учитывать потери давления по газозадушному тракту.

Частичные нагрузки ГТУ характеризуются определенной совокупностью параметров. Закономерность изменения этих параметров образует ту или иную статическую характеристику установки; основные из них рассмотрены ниже.

Каждому установившемуся режиму работы установки отвечают определенные параметры рабочего тела. Совокупность параметров равновесных режимов удобно наносить на универсальную характеристику компрессора, которая позволяет установить ряд особенностей работы ГТУ. Геометрическое место точек равновесных режимов, нанесенных на характеристику компрессора, называется режимной (рабочей) линией. Каждая точка режимной линии должна удовлетворять всем балансным уравнениям.

В ГТУ с одним компрессором уравнение расхода, связывающее расходные характеристики компрессора и турбины, и уравнение отношения давлений дают возможность нанести на характеристику компрессора (рис. 1.89) линии температур газа  $\bar{T}_T$  и расхода топлива  $\bar{G}_{\text{топ}}$ . На рис. 1.89 и последующих параметры рабочего тела, обозначенных с чертой, нормированы по их значениям в расчетной точке, т. е. на номинальном режиме работы установки. В поле пред-

ставленных на рис. 1.89 кривых режимная линия должна удовлетворять только одному условию – условию баланса мощности.

Расположение режимной линии зависит главным образом от схемы установки и вида внешнего потребителя. Например, одновальная приводная или транспортная ГТУ имеют режимную линию  $a-b$ , а генераторная –  $a-c$  (рис. 1.89). На характеристике компрессора может быть выделена зона возможного размещения режимной линии, которая определяется условиями надежной эксплуатации установки. Границами этой зоны являются следующие ограничения.

- линия помпажа компрессора I–I. Выход за эту линию противопоказан из-за неустойчивой работы компрессора;

- линия предельной температуры газа  $T_{г,пред}$  II–II. Превышение предельной температуры недопустимо вследствие снижения прочности и ресурса ГТУ. Уровень  $T_{г,пред}$  устанавливают по температуре газа на режиме максимальной мощности. Иногда принимают  $T_{г,пред} = T_{г,0} + (20 \div 40^\circ)$ ;

- линия предельной частоты вращения ротора III–III. Ограничение по  $n_{пред}$  определяется требованиями прочности: обычно значение  $n_{пред}$  устанавливают на 10–15 % выше частоты вращения на номинальном режиме;

- линия минимальной температуры газа  $T_{г,min}$  IV–IV. Ее расположение определяется устойчивостью работы камеры сгорания при минимальном расходе топлива;

- линия минимальной частоты вращения ротора V–V. Обычно величина  $n_{min}$  также определяется требованием надежной работы камеры сгорания и динамической устойчивостью режима ГТУ.

Аналогичным образом выделяют перечисленные границы возможных режимов, имеющие тот же физический смысл, и в ГТУ с двумя компрессорами. Режимные характеристики определяют изменение основных параметров в зависимости от мощности установки. Иногда эти характеристики строят в зависимости от частоты вращения компрессора (для однокомпрессорных ГТУ). Такие характеристики дают возможность судить о законе изменения параметров ГТУ, в том числе и ее экономичности, с уменьшением нагрузки.

**Нагрузочные характеристики одновальной ГТУ.** При расчете частичных нагрузок должен быть определен номинальный режим и соответствующие параметры, а также найдены характеристики всех элементов установки, т. е. рассчитаны характеристика компрессора, показатели турбины ( $G_{г, \eta_{т}}$  и  $N_{т}$  в зависимости от параметров газа  $p_{г, T_{г}}$  и частоты вращения) и камеры сгорания. На характеристике компрессора номинальная нагрузка определяется точкой  $a$  (рис. 1.90). Вид режимной линии от точки  $a$  зависит от внешнего потребителя.

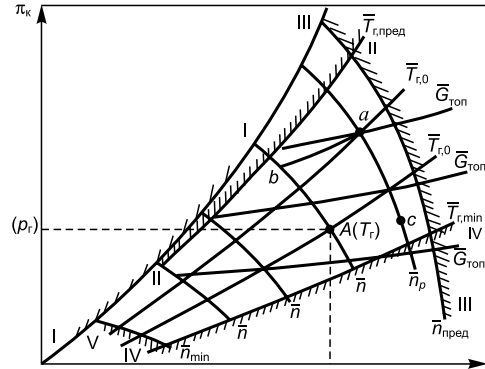


Рис. 1.89. Универсальная характеристика компрессора [2].

Для генераторной ГТУ при любой нагрузке  $n = \text{const}$ . Поэтому режимная линия в этом случае имеет вид  $n = \text{const}$ . Уменьшение нагрузки обычно сопровождается падением  $\pi_k$ , а точки равновесных режимов будут располагаться ниже точки  $a$ . Для определения показателей ГТУ на частичной нагрузке надо на линии  $n = \text{const}$  взять произвольную точку (например, точку 1). В этой точке с характеристики компрессора снимаются значения  $\bar{G}_v$ ,  $\pi_k$  и рассчитываются показатели компрессора ( $T_2$ ,  $H_k$ ,  $M_k$ ,  $N_k$ ). По величине  $\pi_k$  находят  $\pi_T$  и начальное давление рабочего тела

$$\pi_T = \pi_k(1 - \xi_{\text{вх}})(1 - \xi_{\text{к-т}})/(1 + \xi_{\text{вых}}), p_T = p_n \pi_T,$$

где  $\xi_i$  – потери давления, нормированные относительно величины  $p_n$ , для устройства всаса компрессора, для участка проточной части между выходом из компрессора и входом в турбину и для устройств, установленных на выхлопе турбины соответственно.

Затем по одному из уравнений пропускной способности турбины в точке 1 определяют температуру рабочего тела  $T_T$  и мощность турбины. По уравнению баланса мощности  $(N_T - N_k)\eta_{\text{мех}} = N_{\text{ГТУ}}$  находят полезную мощность ГТУ, а по уравнению баланса камеры сгорания – расход топлива. На этом расчет показателей установки в точке 1 считается законченным. Затем аналогичный расчет выполняют для точек 2, 3 и т. д. до точки с, определяющей режим холостого хода (полезная мощность близка к нулю).

Найденные показатели позволяют построить статические характеристики ГТУ в широком диапазоне изменения нагрузки (рис. 1.91). При уменьшении нагрузки все параметры падают, кроме расхода воздуха, который несколько возрастает. Такая закономерность указывает на то, что здесь имеет место так называемое качественное регулирование, при котором уменьшение мощности обеспечивается за счет понижения только температуры рабочего тела. Такой метод регулирования понижает эффективность теплового цикла, поэтому для одновальной генераторной установки характерно резкое уменьшение ее КПД с понижением нагрузки. В связи с этим одновальные генераторные ГТУ первых поколений не имеющих поворотных ВНА, целесообразно эксплуатировать на режимах, близких к номинальному, а длительная работа на пониженных нагрузках для них нежелательна.

На рис. 1.88, *a* показаны результаты испытаний, выполненных представителями фирмы Siemens и ВТИ г. Москва на ПГУ-450Т Северо-Западной ТЭЦ г. С.-Петербурга с целью получения рабочих характеристик одновальной энергетической ГТУ V94.2 с регулируемым ВНА компрессора [28]. Следует отметить, что предприятием ОАО «Силовые машины»–«ЛМЗ» с 1991 г. производится выпуск по лицензии российского варианта указанной ГТУ ГТЭ-160 мощностью 157 МВт. В составе блока ПГУ-450Т входят 2 ГТУ указанной модификации. Турбогруппа состоит из 16-ступенчатого осевого компрессора и 4-ступенчатой газовой турбины. ВНА компрессора выполнен поворотным. С его помощью обеспечиваются благоприятные условия пуска ГТУ и поддерживаются высокие температуры отработавших в турбине газов при снижении нагрузки и температуры наружного воздуха.

При 100 %-ной электрической нагрузке ГТУ фирма-производитель Siemens гарантировала следующие показатели при условиях ISO: электрическая мощ-

ность – 153,7 МВт; КПД (на клеммах генератора) – 33,93 %; температура газов на выходе из турбины – 535 °С; расход газов за турбиной – 514,3 кг/с; выбросы  $\text{NO}_x$  – 25 ppm. При максимальной во время испытаний нагрузке ГТУ  $N_3 = 156 \div 168$  МВт турбины развивали мощность  $N_T = 326 \div 342$  МВт, компрессор потреблял  $N_K \approx 166 \div 170$  МВт. Коэффициент полезной работы составлял  $N_3/N_T = 0,48 \div 0,49$ , удельная мощность ГТУ –  $N_3/G_B = 305 \div 313$  кВт/кг. Эти цифры были получены при начальной температуре газов на входе в турбину  $t_T \approx 1055$  °С и суммарных потерях давления в цикле ГТУ  $(1 - \pi_T/\pi_K) \approx 4,5$  %. При номинальной нагрузке  $N_3 \approx 153$  МВт расход тепла в КС составляет  $\approx 452$  МВт, а КПД приблизительно 34 % (рис. 1.88, а). Автоматическое регулирование режима работы ГТУ осуществляется по термопарам, установленным за турбиной. Вследствие потери давления во входном и выходном трактах при работе в составе ПГУ температура газов на выходе из турбины при постоянной температуре на входе будет выше расчетного значения 535 °С на 5–5,5 °С.

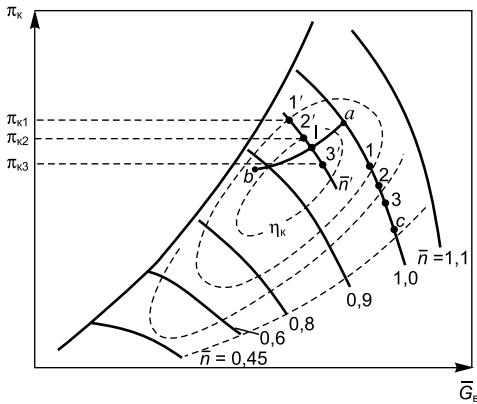


Рис. 1.90. Характеристика компрессора одновальной установки при  $T_1 = \text{const}$  и  $p_1 = \text{const}$  [2].

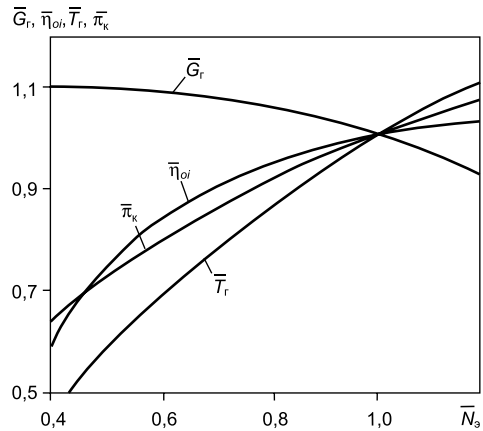


Рис. 1.91. Режимная характеристика одновальной генераторной ГТУ [2].

Как видно из нагрузочных характеристик (рис. 1.88, а) при нагрузке около 170 МВт расход тепла составляет 490 МВт, а  $\eta_e \approx 34,5$  %, а при номинальной нагрузке – 452 МВт и 34 % соответственно.

При половинной нагрузке относительный расход тепла составляет  $275/452 = 0,61$ , относительный КПД –  $28/34 = 0,82$ , относительный расход тепла на холостом ходу –  $90/452 = 0,20$ . В области высоких нагрузок, когда в регулировании ГТУ участвует поворотный ВНА компрессора, снижение мощности до  $N \approx (0,6 \div 0,65)N_{\text{ном}}$  сопровождается уменьшением расхода газов на 20–25 % до  $G_T \approx (0,75 \div 0,8)G_{T \text{ ном}}$  при постоянной или мало меняющейся температуре за турбиной. Вследствие уменьшения степени расширения в турбине, пропорционального расходу газов, температура перед турбиной снижается на 110–130 °С.

В области малых нагрузок изменение показателей ГТУ сопровождается интенсивным снижением температуры на входе и выходе из турбины при мало

меняющемся расходе газов. На холостом ходу температура газов перед турбиной составляет 420–480 °С ( $t_{г\text{xx}}/t_{г\text{ном}} = 0,53 \div 0,56$ ), за турбиной 230–250 °С ( $t_{г\text{xx}}/t_{г\text{ном}} = 0,62 \div 0,65$ ); расход газов 375–410 кг/с ( $G_{г\text{xx}}/G_{г\text{ном}} = 0,7 \div 0,75$ ).

Не наблюдалось также влияния температуры наружного воздуха на характер зависимости и численные значения расхода тепла и КПД ГТУ при постоянной нагрузке. Конечно, другие параметры работы ГТУ – температуры и расход газов – существенно изменяются в зависимости от наружной температуры. При разных температурах наружного воздуха определенному положению ВНА соответствуют разные нагрузки, а одинаковые нагрузки достигаются при разных положениях ВНА. Иными словами, при неизменном состоянии ГТУ,  $t_{г\text{т}} \approx t_{г\text{т ном}}$  и фиксированных наружных условиях, задание нагрузки однозначно определяет положение ВНА, а задание положения ВНА – нагрузку ГТУ.

**Нагрузочные характеристики двухвальной ГТУ.** Рассматриваемая ГТУ состоит из двух относительно самостоятельных элементов: турбокомпрессорного и силового блоков (свободной силовой турбины с внешней нагрузкой). Экспериментальные исследования турбин показывают слабое влияние частоты вращения на их пропускную способность. Эта особенность турбин значительно упрощает расчет частичных нагрузок ГТУ со свободной турбиной. В этом случае можно пренебречь влиянием режима работы силовой турбины на турбокомпрессорный блок, который будет определять параметры частичной нагрузки.

Расчет статических характеристик ГТУ со свободной турбиной состоит в рассмотрении балансных уравнений для турбокомпрессорного блока. В точке равновесного режима мощность компрессорной турбины  $N_{\text{тк}}$  равна мощности компрессора  $N_{\text{к}}$ , т. е.

$$c_{pг} G_{г} T_{г} \bar{H}_{\text{тк}} \eta_{\text{тк}} \eta_{\text{мех}} = c_{pв} G_{в} T_1 \bar{H}_{\text{к}} / \eta_{\text{к}}. \quad (1.55)$$

Тогда начальная температура газа на равновесном режиме

$$T_{г} = T_1 \frac{c_{pв}}{c_{pг}} \frac{\bar{H}_{\text{к}}}{\bar{H}_{\text{тк}}} \frac{G_{в}}{G_{г}} \frac{1}{\eta_{\text{тк}} \eta_{\text{к}} \eta_{\text{мех}}}. \quad (1.56)$$

Далее, имея в виду, что  $G_{г} = G_{г0} (p_{г}/p_{г0}) \sqrt{T_{г0}/T_{г}} (\beta_{г}/\beta_{г0})$  и  $G_{в}/G_{г} = \mu$ , где  $\beta_{г}$  – поправочный коэффициент, зависящий от степени понижения давления в турбине; по формуле Стодола  $\beta_{г} = \sqrt{1 - \pi_{г}^2}$  можно написать

$$G_{г} = G_{г0} \frac{p_{г}}{p_{г0}} \sqrt{\frac{T_{г0}}{T_1} \frac{c_{pг}}{c_{pв}} \frac{\bar{H}_{\text{тк}}}{\bar{H}_{\text{к}}} \frac{\eta_{\text{тк}} \eta_{\text{к}} \eta_{\text{мех}}}{\mu} \frac{\beta_{г}}{\beta_{г0}}}. \quad (1.57)$$

Зная расход воздуха и степень повышения давления  $\pi_{\text{к}}$  в точке равновесного режима турбокомпрессора, можно эту точку нанести на характеристику компрессора.

Расчет частичного режима ГТУ выполняется в следующей последовательности.

1. Выбирают произвольно степень повышения давления в компрессоре  $\pi'_{\text{к}}$  (точка 1 на рис. 1.92) несколько меньшую значения  $\pi_{\text{к0}}$  (точка  $a$ ) на номи-

нальной нагрузке. Этому параметру соответствует определенное распределение степени понижения давления на компрессорную и силовую турбины.

2. Находят  $T_T$  и  $G_T$ , отвечающие равновесному режиму 1 работы турбокомпрессорного блока. При этом  $\eta_{тк}$  и  $\eta_k$  в первом приближении можно принять по номинальному режиму, а затем уточнить их значение и повторить расчет по уравнениям.

3. По уравнению  $T_{ст} = T_T(1 - \bar{H}_{тк}\eta_{тк})$  находят температуру газа перед силовой турбиной. Затем, принимая различные значения частоты вращения ротора силовой турбины, определяют выходную характеристику установки.

4. Принимают новые значения  $\pi'_k$ ,  $\pi''_k$  и т. д., и для них весь цикл расчета повторяется. На характеристику компрессора наносят точки 2, 3, ... новых равновесных режимов турбокомпрессора, которые образуют режимную линию  $a-b$ . Для каждой из этих точек выполняется расчет показателей свободной турбины.

Нагрузочная характеристика ГТУ со свободной турбиной (рис. 1.93), зависящая от вида режимной линии на характеристике компрессора, идентична для генераторной и приводной установок. С уменьшением располагаемой мощности установки, определяемой параметрами рабочего тела и его расходом на силовую турбину, степень повышения давления и расход воздуха через компрессор понижаются (рис. 1.93, а).

КПД турбины в широком диапазоне изменения располагаемой мощности меняется мало и даже на режиме минимальной нагрузки (холостой ход) близок к его значению на номинальном режиме. Такой характер изменения  $\bar{\eta}_T$  объясняется тем, что с падением мощности уменьшается частота вращения турбокомпрессорного блока, а вместе с ней понижается и располагаемый теплоперепад на компрессорной турбине. Снижение этих параметров таково, что значение  $\chi_{тк} = \sqrt{\sum u^2 / (2H_{тк})}$ , определяющее КПД компрессорной турбины, на всех нагрузках остается почти постоянным.

КПД компрессора меняется значительно больше. С изменением КПД турбины и особенно КПД компрессора связано изменение начальной температуры газа  $T_T$ . КПД установки с уменьшением располагаемой мощности

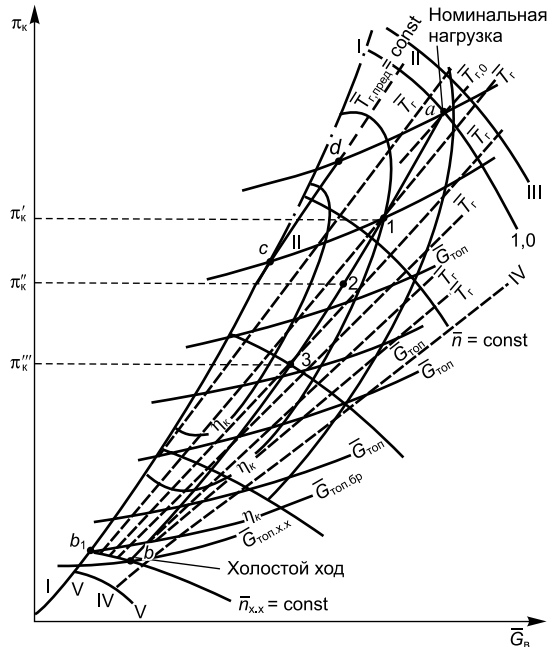


Рис. 1.92. Характеристика компрессора ГТУ со свободной силовой турбиной [2].

падает. Однако по сравнению с одновальной установкой относительное понижение КПД здесь значительно меньше. Большая экономичность ГТУ со свободной силовой турбиной на частичных нагрузках объясняется тем, что имеет место количественное регулирование мощности из-за уменьшения не только  $T_3$ , но и расхода рабочего тела (сравнить кривые  $\eta_e = f(N_3)$  на рис. 1.88, *в* и 1.88, *а*). Скоростные характеристики ГТУ со свободной силовой турбиной представляют собой обычные для турбин зависимости мощности и момента от частоты вращения ротора (рис. 1.93, *б*). При этом каждая зависимость  $\bar{N} = f(\bar{n})$  и  $\bar{M} = f(\bar{n})$  отвечает той или иной точке на режимной линии, а предполагаемой мощностью в этом случае будет максимальная мощность, которая обеспечивается при максимальном КПД силовой турбины.

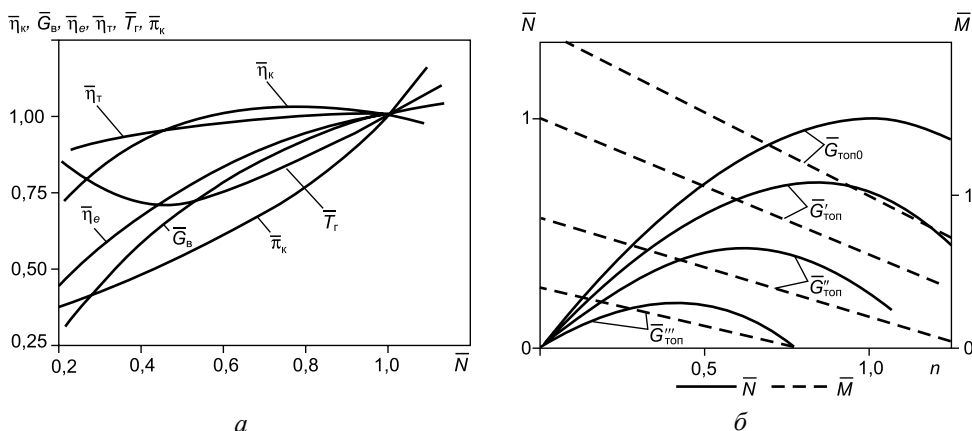


Рис. 1.93. Характеристики ГТУ со свободной силовой турбиной [2]:  
*а* – режимная; *б* – скоростная  $\bar{G}_{\text{тон}0} > \bar{G}'_{\text{тон}} > \bar{G}''_{\text{тон}} > \bar{G}'''_{\text{тон}}$ .

Важным качеством двухвальной ГТУ при транспортном использовании является неуклонный рост крутящего момента силовой турбины по мере уменьшения частоты вращения выходного вала. Для генераторной ГТУ частота вращения выходного вала остается при всех нагрузках постоянной, поэтому КПД силовой турбины по мере уменьшения нагрузки падает.

Экспериментальные нагрузочная и дроссельная характеристики промышленной трехвальной ГТУ 55СТ-20, подробно описанная в гл. 5 первой части справочного пособия, показана на рис. 1.88, *е*.

При эксплуатации ГТУ возникает ряд специальных требований, связанных с обеспечением частичных нагрузок, приспособляемости к переменным атмосферным условиям и маневренности. Эти требования удовлетворить обычными средствами управления установки (топливными органами) не всегда удается. Тогда применяют дополнительные регулирующие органы, позволяющие улучшить эксплуатационные показатели ГТУ. К дополнительным регуливающим органам относится поворотный ВНА компрессора и поворотный сопловой аппарат турбины (преимущественно силовой), которые позволяют изменять характеристику ГТУ и тем самым осуществлять тот или иной закон регулирования частичных нагрузок.



## 5.2. Влияние параметров наружного воздуха на показатели ГТУ

Одна из особенностей ГТУ – значительная чувствительность ее характеристик к изменению параметров наружного воздуха. Поэтому анализ влияния изменения давления и температуры воздуха перед компрессором на работу ГТУ приобретает гораздо большее значение, чем это имеет место в установках других типов. Если на двухпараметрических нагрузочных характеристиках ГТУ зафиксировать значение частичной нагрузки на уровне расчетной (номинальной) мощности, и построить зависимости газодинамических параметров от  $t_{\text{нв}}$ , получим семейство климатических характеристик ГТУ. Физически они показывают, какие номинальные значения параметров будет иметь ГТУ при отклонении  $t_{\text{нв}}$  от стандартной (по ISO) температуры, причем эти данные соответствуют расположению площадки электростанции на уровне моря. Учет влияния барометрического давления на показатели ГТУ обычно выполняется по вспомогательной функции «коэффициент влияния – высота над уровнем моря»; коэффициент влияния  $k_{\text{п}} = P_i/P_0$  представляет отношение текущего значения параметра  $P_i$  ГТУ к его значению  $P_0$  при стандартной температуре (по ISO) при  $t_{\text{нв}} = 15$  °С. Следует отметить, что представление климатических характеристик не в абсолютных значениях параметра, а через соответствующий коэффициент влияния весьма удобно при сравнении характеристик различных ГТУ. Такой параметр окружающей среды как влажность воздуха теоретически также влияет на мощность и эффективность ГТУ, т. к. плотность влажного воздуха меньше, чем сухого. Однако, влияние влажности воздуха весьма незначительное и его обычно не учитывают.

Поскольку к внешним условиям эксплуатации ГТУ относятся наличие системы очистки воздуха на всасе в компрессор, систем шумоглушения и утилизации теплоты выхлопных газов, а также охладителей всасываемого в ГТУ воздуха, обладающих определенным гидравлическим сопротивлением, фирмы-изготовители представляют также зависимости мощности и температуры выхлопных газов от потерь давления (в Па) на указанных элементах ГТУ. Условно их также относят к группе климатических характеристик. Типовые функциональные зависимости для климатических характеристик некоторых современных ГТУ представлены на рис. 1.94. Характеристики ГТУ SGT-900 фирмы Westinghouse, представленные с использованием коэффициента влияния для мощности, температуры и расхода выхлопных газов и показателя экономичности ( $HR$ ) изображены на рис. 1.94, д. Другие модели ГТУ будут иметь свои собственные «кривые влияния», поскольку они определяются параметрами цикла, конструктивной схемой, экономичностью элементов ГТУ и расходом воздуха через компрессор. В качестве примера в табл. 1.4 указано влияние потерь давления на входе и выходе из ГТУ для семейства моделей MS7001EA фирмы GE [24].

Энергетические показатели ГТУ для различных режимов их работы можно определить аппроксимируя характеристики ГТУ фирм-изготовителей оборудования. Эти данные, предоставленные ими в графической или табличной форме, можно аппроксимировать методом наименьших квадратов и получать зависимости от нескольких переменных. Так, в МЭИ были обработаны величины режимных зависимостей ряда отечественных и зарубежных

газотурбинных установок и получены уравнения, с достаточной точностью (0,5–1,0 %) описывающие энергетические показатели этих ГТУ.

Таблица 1.4

**Зависимость показателей ГТУ модели MS7001EA от аэродинамических потерь на входе и выходе из ГТУ**

Показатель	На входе	На выходе
Потери давления, Па	1016	1016
Снижение мощности, %	1,42	0,42
Увеличение удельного расхода тепла, %	0,45	0,42
Увеличение температуры газа на выходе из ГТУ, °C	1,06	1,06

Ниже рассмотрен метод расчета основных показателей ГТУ при изменении параметров наружного воздуха.

При выводе основных уравнений принято, что изменение внешних условий происходит в пределах, не нарушающих условий подобия режимов работы отдельных элементов установки, т. е. при различных параметрах наружного воздуха можно считать постоянными следующие величины:  $\pi_{к1}$ ;  $\pi_{к2}$ ;  $\pi_{к,общ}$ ;  $\pi_{т1}$ ;  $\pi_{т2}$ ;  $\pi_{т,общ}$ ;  $\eta_{к1}$ ;  $\eta_{т1}$ .

В приведенных ниже уравнениях параметры рабочего тела, соответствующие стандартным параметрам наружного воздуха, имеют индекс 0 (например, температура наружного воздуха при стандартных условиях  $T_{нв0}$ ).

В разделе 3.2 указывалось, что учет переменности параметров наружного воздуха проводится на основе универсальной характеристики компрессора  $\pi_{к}^* = f(G_{пр}, n_{пр})$ . Поэтому массовый расход воздуха через компрессор при любых условиях можно записать как  $G_{в} = G_{в0}(p_{нв}/p_{нв0}) \times \sqrt{T_{нв0}/T_{нв}}$ , а частоту вращения  $n = n_0 \sqrt{T_{нв}/T_{нв0}}$ , где  $G_{в0}$  и  $n_0$  – расход воздуха через компрессор и частота вращения его ротора при стандартных параметрах наружного воздуха.

Режимная линия, нанесенная на универсальную характеристику компрессора, не зависит от параметров наружного воздуха, поскольку координатами являются параметры подобия. Расход через турбину при любых параметрах определяется выражением  $G_{т} = a f_n p_t \beta_t / \sqrt{T_{т}}$ , где  $a$  – постоянная величина,  $f_n$  – площадь поперечного сечения потока на выходе из соплового аппарата,  $\beta_t$  – коэффициент, зависящий от степени понижения давления в турбине, определяемый по приведенной выше формуле Стодолы. Поскольку расходы через турбину и компрессор однозначно связаны, то можно получить уравнение  $T_{т}/T_{нв} = T_{т0}/T_{нв0} = \text{const}$ , которое показывает, что температура газа перед турбиной в каждой точке режимной линии зависит только от температуры наружного воздуха, причем чем выше температура воздуха  $T_{нв}$ , тем выше  $T_{т}$ .

Расход топлива при всех значениях  $p_{нв}$  и  $T_{нв}$  определяется уравнением теплового баланса камеры сгорания, из которого можно получить соотношение  $G_{топ}/(p_{нв} \sqrt{T_{нв}}) = \text{const}$ . Это уравнение является приближенным, так как при его выводе приняты равными теплоемкости воздуха и газа. Точные значения расхода топлива в каждой точке следует определять по тепловому балансу камеры сгорания.

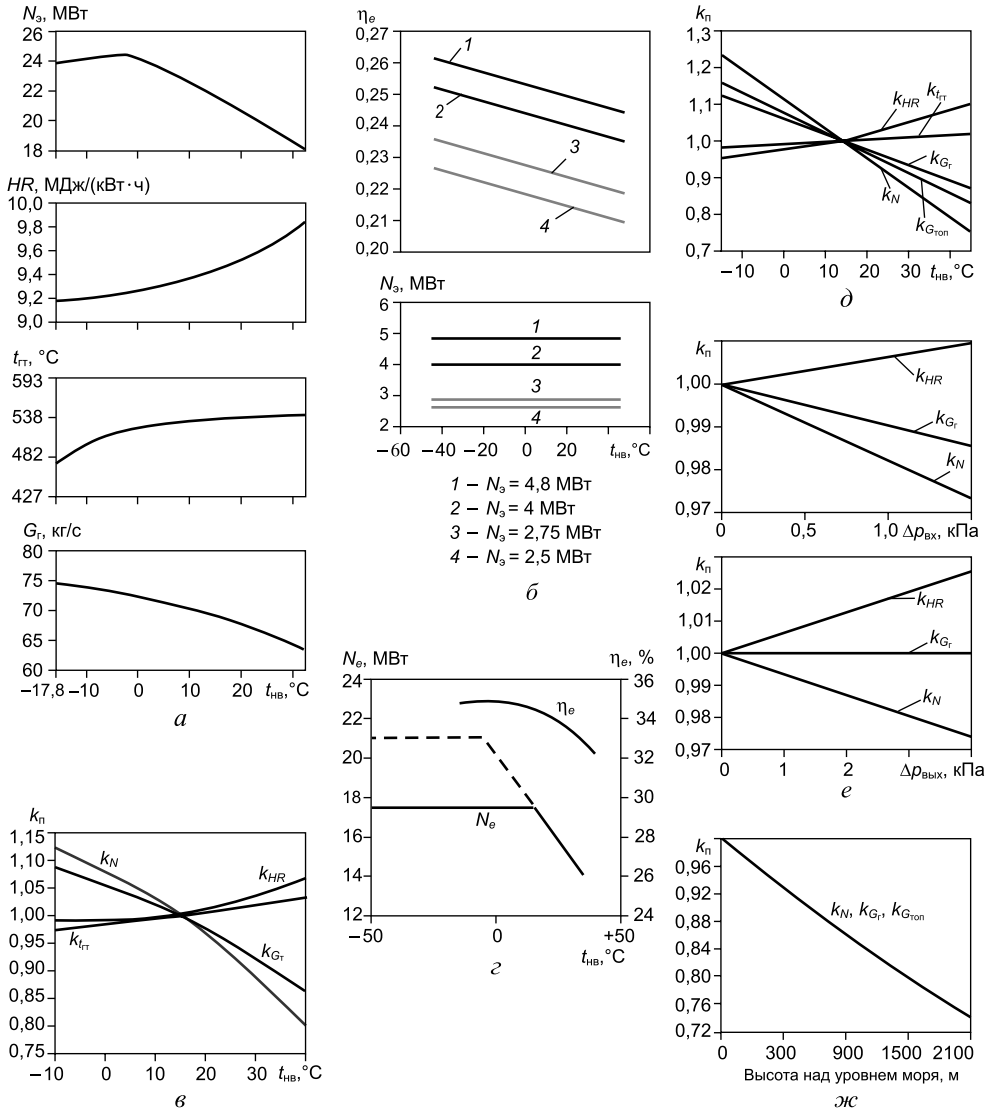


Рис. 1.94. Климатические характеристики двухвальных ГТУ LM2500 (а), ГТУ-2,5П и ГТУ-4П (б), ГТУ Mars-5 (в), трехвальной ГТУ UGT15000 (г), одновальной ГТУ SGT-900 (д–ж).

Вид уравнения для полезной мощности ГТУ зависит от конструктивной схемы установки, однако для всех схем ГТУ применимо равенство  $N_e / (p_{нв} \sqrt{T_{нв}}) = \text{const}$ .

Влияние параметров наружного воздуха на основные характеристики ГТУ со свободной силовой турбиной показано на рис. 1.95. Для получения одной и той же мощности  $N_e$  при понижении  $t_{нв}$  требуется более низкая температура газа  $T_T$ , а понижение давления  $p_{нв}$  требует увеличения  $T_T$  (рис. 1.95,

а). Требование надежной работы ГТУ приводит к необходимости введения определенных ограничений на режим предельной мощности. Для стационарных ГТУ влияние параметров наружного воздуха определяется прежде всего изменением его температуры  $t_{\text{нв}}$ . На полной нагрузке при расчетных параметрах наружного воздуха температуру  $T_{\text{г}}$  выбирают обычно максимально допустимой для длительной работы исходя из прочностных свойств применяемых материалов. Следовательно, при росте температуры  $t_{\text{нв}}$  температура газа перед турбиной  $T_{\text{г}}$  должна оставаться постоянной, что достигается за счет уменьшения расхода топлива и соответствующего снижения мощности установки. Так, рост  $t_{\text{нв}}$  на  $10^\circ$  приводит к падению мощности на 8–9 %. С другой стороны, понижение  $t_{\text{нв}}$  при фиксированном значении  $T_{\text{г}}$  приводит к возрастанию мощности установки. Однако, поскольку превышение предельной мощности недопустимо, то в этом случае необходимо уменьшение температуры газа  $T_{\text{г}}$ , которое составляет 5–6 % при падении  $t_{\text{нв}}$  на каждые  $10^\circ$ .

Таким образом, для обеспечения предельно допустимых режимов в работе установки, согласно приведенному выше анализу, требуется вводить коррекцию в систему подачи топлива. Расчеты показывают, что расход топлива на предельном режиме падает как при увеличении температуры  $t_{\text{нв}}$ , так и при ее уменьшении. Однако уменьшение расхода топлива при росте  $t_{\text{нв}}$  должно быть организовано по закону  $T_{\text{г}} = \text{const}$ , а при падении  $t_{\text{нв}}$  – по закону  $N_e = \text{const}$ .

Влияние параметров наружного воздуха на КПД установки иллюстрирует рис. 1.95, б. При номинальной мощности падение  $t_{\text{нв}}$  до  $-45^\circ\text{C}$  увеличивает КПД установки почти в 1,3 раза.

Коррекция показателей ГТУ в зависимости от высоты расположения станции над уровнем моря, т. е. учет барометрического давления, является еще более важной. В условиях разреженного воздуха (с низкой плотностью) при неизменных оборотах компрессорного вала уменьшается массовый расход воздуха, а следовательно и мощность ГТУ; удельный расход тепла и другие показатели цикла заметно не изменяются. Кривая для коррекции мощности ГТУ в зависимости от высоты над уровнем моря приведена на рис. 1.94, ж.

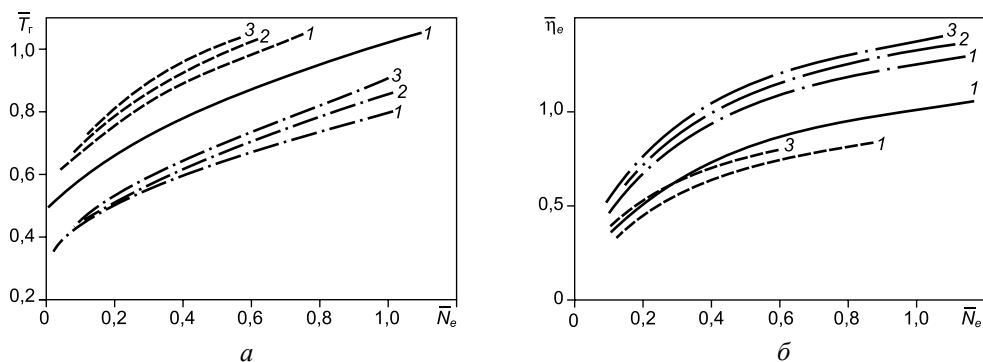


Рис. 1.95. Влияние параметров наружного воздуха на характеристики ГТУ со свободной силовой турбиной [2]:

а – изменение  $T_{\text{г}}$ ; б – изменение КПД; —  $t_{\text{нв}} = 15^\circ\text{C}$ ; ---  $t_{\text{нв}} = 50^\circ\text{C}$ ; - · - · -  $t_{\text{нв}} = -45^\circ\text{C}$ ; 1 –  $\bar{p}_{\text{нв}} = 1,0$ ; 2 –  $\bar{p}_{\text{нв}} = 0,85$ ; 3 –  $\bar{p}_{\text{нв}} = 0,75$ ; ( $\bar{p}_{\text{нв}} = p_{\text{нв}}/p_{\text{нв}0}$ ).

На рис. 1.96 показана зависимость основных характеристик энергетической ГТУ АО «Турбоатом» от изменения температуры и давления воздуха на входе в компрессор [29]. Видно, что повышение температуры наружного воздуха с  $-15$  до  $35$  °С приводит к снижению мощности газотурбинной установки ГТ-35-770 с 44 до 25,6 МВт, т. е. на 42 %, производительности компрессора с 247 до 190 кг/с – на 23 % и КПД с 0,25 до 0,196 – на 22 %. При  $t_{\text{нв}} = 15$  °С увеличение давления воздуха на входе в компрессор с 96 до 100 кПа, т. е. на 4 %, вызывает изменение мощности ГТУ с 31,2 до 34,5 МВт, т. е. на 9 %.

Следует иметь в виду, что повышение мощности и производительности компрессора газотурбинной установки при понижении температуры наружного воздуха возможно только до определенного значения этой температуры (рис. 1.96), которое является неодинаковым для различных установок и определяется главным образом прочностными характеристиками элементов турбины и компрессора ГТУ, а также предельной мощностью электрогенератора. Будем называть эту температуру наружного воздуха и соответствующую ей мощность ГТУ граничными:  $t_{\text{нв}}^{\text{гп}}$  и  $N_e^{\text{гп}}$ . При температуре наружного воздуха ниже газотурбинная установка может работать по программе  $N_e = N_e^{\text{гп}} = \text{const}$  и при пониженной температуре подвода теплоты в цикл, что ведет, как правило, к снижению экономичности установки. На рис. 1.96 этому режиму соответствует участок прямой А–Б. Работа газотурбинной установки при температуре наружного воздуха выше  $t_{\text{нв}}^{\text{гп}}$  происходит по программе  $T_{\text{г}} = \text{const}$ . При этом  $N_e = f(t_{\text{нв}}) < N_e^{\text{гп}}$ . На рис. 1.96 этому режиму соответствует участок прямой Б–Г.

Заводы изготовители время работы ГТУ с предельной мощностью, как правило, не ограничивают. В принципе установки могут работать с такой мощностью в течение всего периода эксплуатации. В действительности из-за колебаний температуры наружного воздуха большую часть времени ГТУ работают с мощностью, которая значительно ниже предельной, т. е. с недогрузкой. При некоторой температуре наружного воздуха  $t_{\text{нв}}^i > t_{\text{нв}}^{\text{гп}}$  эта недогрузка равна разности предельной мощности ГТУ и мощности, соответствующей температуре  $t_{\text{нв}}^i$ :  $N_e^{\text{гп}} - N_e^i = \Delta N_e^i$ . На рис. 1.96 величина  $\Delta N_e^i$  равна отрезку ординаты между линиями Б–В и Б–Г.

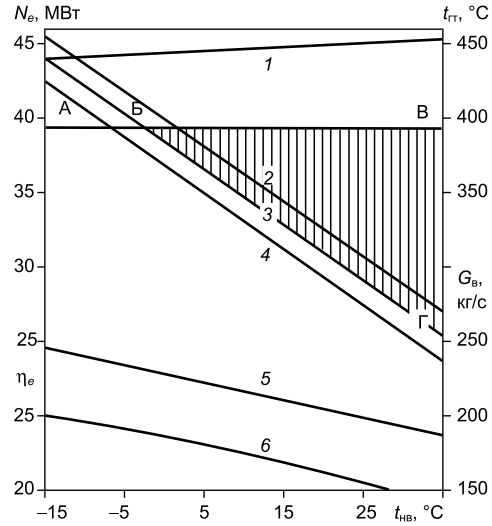


Рис. 1.96. Зависимость основных показателей ГТУ ГТ-35-770 АО «Турбоатом» от температуры и давления наружного воздуха [29]:

1 – температура выхлопных газов; 2 – мощность  $N_e$  при давлении воздуха на входе в компрессор 100 кПа; 3 – то же при давлении 98 кПа; 4 – то же при давлении 96 кПа; 5 – производительность  $G_k$  компрессора; 6 – КПД ГТУ.

В упоминавшихся выше экспериментах [28] по определению характеристик V94.2, проведенных при различных наружных температурах, были определены также осредненные зависимости параметров этой ГТУ на «номинальных» режимах (рис. 1.97, а) и режимах с прикрытым ВНА компрессора (рис. 1.97, б) от температуры наружного воздуха.

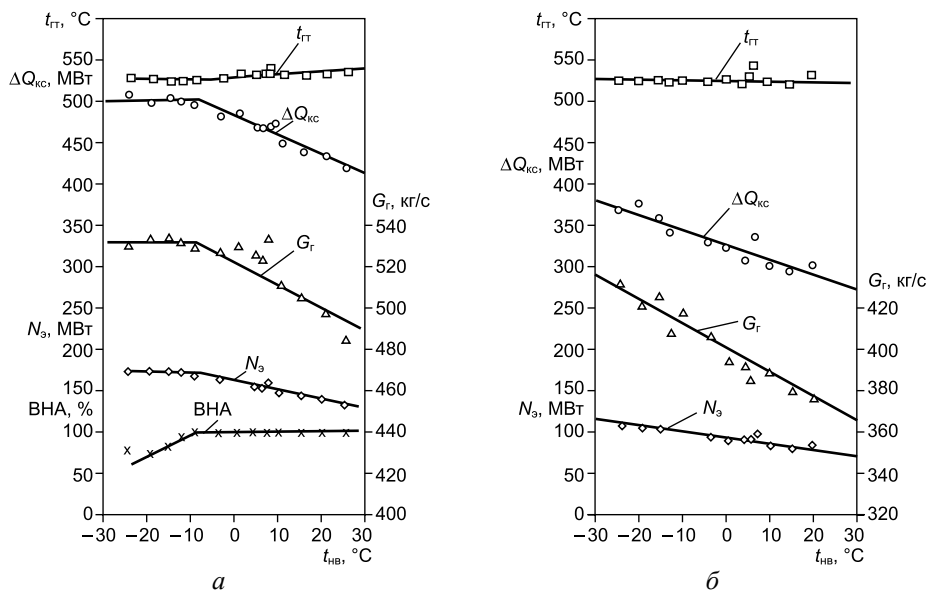


Рис. 1.97. Зависимости номинальных параметров ГТУ от температуры наружного воздуха: а – при открытом ВНА; б – при прикрытом ВНА.

Температура и расход выхлопных газов, расход теплоты в камере сгорания показаны на рис. 1.88, а и 1.97. При снижении нагрузки до полного закрытия ВНА подогрев среды в камере сгорания ( $t_r - t_2$ ) уменьшается с 770–790 до 640–680 °С, а средний коэффициент избытка воздуха увеличивается с 3,5 до 4. После перехода на диффузионное горение при примерно постоянном уменьшенном расходе воздуха концентрация  $NO_x$  возрастает до 220–250 мг/м<sup>3</sup>. При дальнейшем снижении нагрузки до холостого хода перепад температур в камере сгорания уменьшается до 220–250 °С, а коэффициент избытка воздуха увеличивается до 10–14. При этом концентрация  $NO_x$  уменьшается до 30–70 мг/м<sup>3</sup>.

**Теплофикационные характеристики ГТУ** представляют собой зависимости тепловой мощности выхлопных газов от значения частичной нагрузки и  $t_{нв}$ . Эта интегральная величина рассчитывается по нагрузочным характеристикам для расхода и температуры выхлопных газов. Как известно, параметры ГТУ для расчетного режима работы определяются обычно для одной заранее выбранной температуры наружного воздуха (5–15 °С). Из-за влияния параметров наружного воздуха и прежде всего его температуры расход и температура выхлопных газов ГТУ значительно изменяются, что не позволяет стабилизировать параметры рабочего тела в схемах ГТУ-ТЭЦ и ПГУ. Пример теплофикационной характеристики для одновальная энергетической ГТУ

ГТЭ-45-3М показан на рис. 1.98, б для «номинальных» режимов работы, причем параметром кривых является высота расположения электростанции над уровнем моря. В современных энергетических ГТУ уменьшение влияния  $t_{нв}$  на температуру газов за турбиной достигается с помощью регулируемого ВНА компрессора и системы управления ГТУ.

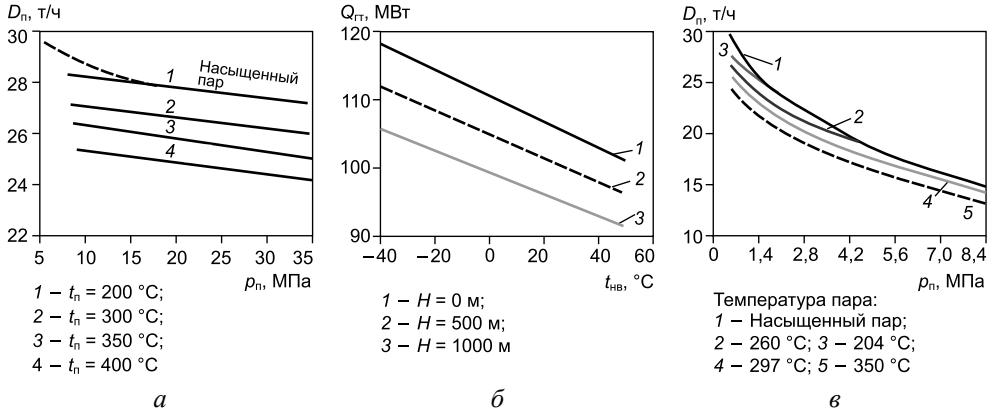


Рис. 1.98. Теплофикационные характеристики одновальных ГТУ UGT2500 (а) и ГТЭ-45-3М (б), а также двухвальной ГТУ LM2500 (в).

Несмотря на общность качественной картины влияния параметров наружного воздуха на основные показатели ГТУ, количественные соотношения могут быть разными для установок различного типа. Об этом, например, свидетельствуют данные рис. 1.99, из которого видно значительно более пологие кривые для ГТУ V94.2 и ГТЭ-110, оснащенных регулируемыми ВНА. В последних моделях семейства MS7001 и MS9001, кроме поворотного ВНА выполнены поворотными направляющие лопатки первых четырех ступеней компрессора.

В настоящее время большинство фирм-производителей ГТУ вместо данных о тепловой мощности выхлопных газов ГТУ в информационно-технических материалах представляют теплофикационные характеристики в виде зависимостей паропроизводительности от параметров вырабатываемого в котле-утилизаторе пара (рис. 1.98, а, в). В этих случаях утилизируемая тепловая мощность рассчитывается из условия охлаждения дымовых газов до температуры 100 °С.

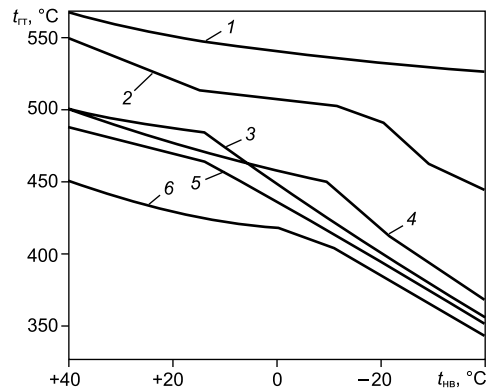


Рис. 1.99. Зависимость температуры газов на выходе из ГТУ от температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  [15]:

1 – ГТУ V94.2; 2 – ГТЭ-110; 3 – ГТУ НК-37-1; 4 – ГТГ-25; 5 – ГТУ 55СТ-20; 6 – ГТГ-16.

### 5.3. Системы автоматического регулирования и защиты ГТУ [11]

Функциями систем автоматического регулирования и защиты являются:

- поддержание заданного режима эксплуатации;
- предохранение ГТУ от резких изменений рабочих параметров при переходных процессах;
- обеспечение изменения частоты вращения роторов в рабочем диапазоне или поддержание  $n = \text{const}$ ;
- поддержание заданной температуры масла в маслосистеме;
- управление регулирующими органами ГТУ и пусковым устройством во время пуска и останова;
- регулирование противообледенительной системы компрессора;
- обеспечение защиты от возможных аварий (превышение частоты вращения, осевые сдвиги роторов, падение давления масла на смазку, помпаж компрессора и др.).

Система автоматического регулирования (САР) взаимосвязана с агрегатными системами: масляной, автоматического управления (САУ) и ее подсистемами (контроля, защиты). В ГТУ применяют в основном гидравлические (гидромеханические, гидродинамические), электрогидравлические, электропневматические и электронные системы регулирования. Особенности САР конкретных агрегатов описаны в специальной литературе; краткие сведения о некоторых из них приводятся в следующей главе. Гидравлические системы регулирования имеют по сравнению с другими типами САР наибольшую массу и наименьшую стоимость. В промышленных (авиапроизводных) ГТУ используют электронные и пневматические САР.

Режим работы ГТУ может быть задан частотой вращения силового вала, температурой продуктов сгорания и т. д. Все приводные ГТУ обычно оснащают регулятором скорости, который поддерживает заданную частоту вращения силовой турбины через передаточную связь путем изменения открытия регулирующего (топливного) клапана. Распространены гидравлические регуляторы скорости, представляющие собой либо масляный насос, либо безрасходный импеллер, воздействующий на мембранно-ленточную систему, или подпружиненный поршень. Применяют также электрические регуляторы скорости, получающие импульс от звездочки на регулируемом валу.

За счет трения, люфтов и зазоров в передаточных звеньях системы снижается чувствительность регулирования частоты вращения ротора, которая при любой нагрузке не должна превышать 0,3 % номинальных оборотов. ГТУ оснащают также регуляторами температуры газа за КС, которые либо ограничивают максимально допустимую температуру, либо поддерживают заданную температуру за турбиной.

В ГТУ с одним регулирующим элементом (топливным клапаном) можно регулировать только один параметр, например температуру газа или частоту вращения силовой турбины. Если нагрузка ГТУ определяется регулятором скорости, то регулятор температуры работает в режиме ограничения.

Для запуска ГТУ служит специальный пусковой или дежурный клапан. Управляет этим клапаном специальный регулятор пуска, который дозирует подачу топлива в КС в зависимости от давления воздуха за компрессором,



следовательно по расходу воздуха. Начальное открытие пускового клапана определяет температуру воспламенения, а последующее его открытие – температуру при разгоне газогенератора. Открытие регулирующего клапана, проходные сечения которого значительно больше, чем пускового, начинается после полного открытия последнего, когда расход воздуха велик. Система автоматического регулирования имеет также регулятор или ограничитель приемистости, который ограничивает ход регулирующего клапана при переходных процессах, исключая чрезмерные забросы температур.

САР выполняет функции регулирования осевого компрессора на пусковых режимах, открывая и закрывая клапаны выпуска воздуха из промежуточной ступени компрессора и за ним. Такие клапаны называют сбросными, так как их открытие при полном сбросе нагрузки позволяет снизить динамический заброс оборотов силового вала и уменьшить температурные напряжения в высоконагретых деталях ГТУ. Как низконапорные, так и высоконапорные одновальные осевые компрессоры, имеющие обычно регулируемый ВНА и поворотные лопатки первых ступеней, управляются в зависимости от давления воздуха за компрессором или по физической (иногда приведенной) частоте вращения. Регулируемый ВНА позволяет улучшать динамические характеристики ГТУ.

Неотъемлемая часть САР – механические и гидравлические защитные устройства. Главной исполнительный частью всех защит является стопорный клапан, перекрывающий подачу топливного газа при аварийных и нормальных остановах. Стопорный, регулирующий и дежурный клапаны обычно конструктивно объединяют в единый блок. Механические (бойковые) автоматы безопасности представляют собой устанавливаемые на валах и удерживаемые пружиной стержни из закаленной стали, резко выдвигающиеся из своих гнезд при превышении частоты вращения и воздействующие на рычаги системы защиты. В связи с большой важностью этой защиты для силового вала ее дублируют электрической или гидродинамической системами.

Масляное реле осевого сдвига ставят на каждом из роторов ГТУ. Оно представляет собой сопло, из которого вытекает масло через кольцевой зазор на специально предназначенную торцевую поверхность ротора. При изменении зазора между соплом и поверхностью меняется давление масла перед соплом, на что реагирует реле давления или электроконтактный манометр. Используются также электрические реле осевого сдвига.

Функции САР и защиты тесно переплетаются с функциями САУ. Агрегатная САУ кроме непосредственного управления включает в себя подсистемы контроля, электрической защиты и сигнализации. Перечень обязательно контролируемых параметров определен ГОСТ 23690-79. Там же указан и способ их контроля (запись, сигнализация, импульс в САУ и т. д.). Наиболее важными величинами, характеризующими режим работы ГТУ и подлежащими контролю, являются: частота вращения роторов; температура газа за турбиной (или за камерой сгорания), воздуха перед и за компрессором; температура подшипников; давление смазочного масла; уровень масла в масляных баках, разрежение на входе в компрессор.

Один из наиболее сложных вопросов – определение температуры газа перед турбиной. Непосредственное измерение с помощью стандартных промышленных хромель-алюмелевых термопар невозможно вследствие снижения

их термо-эдс с течением времени, приводящие к заниженным показаниям. Поэтому температуру рабочего тела измеряют за турбиной или между газогенератором и силовой турбиной. Температуру подшипников измеряют платиновыми или медными малогабаритными термометрами сопротивления.

Система контроля выдает информацию о работе маслосистемы агрегата и состоянии САР (в основном в виде величин давлений в различных точках). Система контроля тесно увязывается с системами защиты и сигнализации. Наиболее важными защитами, осуществляемыми обычно электрическими связями, являются:

- от превышения допустимой величины температуры газа за турбиной (перед турбиной), частоты вращения роторов турбин, вибрации роторов или подшипников, температуры подшипников;
- от падения ниже допустимой величины давления масла на смазку, давления топливного газа, уровня масла в маслобаке;
- от погасания факела в камере сгорания.

Защиты воздействуют на узел САР, обеспечивающий прекращение подачи топлива в КС. Предусматривают предупредительную звуковую и световую сигнализацию на каждую из защит. Пуск и останов агрегатная САУ выполняет по заложенной в ней программе. Построение программы проводят по последовательности прохождения операций, но возможно и по времени. Следующая операция начинается после завершения предыдущей и при наличии нужных параметров. В связи с разнообразием применяемых САУ невозможно дать им одно общее описание.

За последние полтора – два десятилетия благодаря значительным успехам в развитии микропроцессорной техники, применявшиеся ранее гидравлические системы регулирования практически полностью вытеснены электронными системами. Доминирующее применение электронных систем управления и регулирования было обусловлено усложнением задач регулирования современных ГТУ особенно в части реализации процессов защит, надежного запуска, переходных процессов, экологически чистого сжигания топлива в камерах сгорания ГТУ, адаптации к объектам использования различной сложности. Непрерывно возрастающий объем ГТУ разных классов обусловил появление на рынке специализированных фирм по разработке и выпуску электронных систем регулирования ГТУ, например, упоминавшаяся выше фирма Compressor Controls Corporation (ССС) (Швейцария), фирмы Woodward (США), Heinzmann (Германия) и др. На крупнейшем производителе судовых и промышленных ГТУ ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» широкое использование электронных систем регулирования и управления для ГТУ приходится на начало 90-х годов [9]. С 1993 г. предприятие использует электронные регуляторы фирмы СССР на приводных ГТУ компрессорных станций и на электростанции ЭГ6000 с двигателем ДВ71. Электронными регуляторами Series 3+ были оснащены также ГТУ ДЖ59. В 1998 г. на ГПА-Ц-6,3 была установлена электронная САУ фирмы Heinzmann.

В 2003 г. для ГТД ДА91 применена САУ НПО «Аврора». На других двигателях, в частности ДГ90, устанавливались САУ типа МСКУ-5000 НПФ «Система-Сервис» (Россия). Фирма поставляет электронные САУ МСКУ-5000 на базе контроллеров фирмы Siemens российским производителям промышленных ГТУ; этой системой оснащена приводная ГТУ-4РМ производ-

ства ОАО «Сатурн». Такие САУ обеспечивают работу ГТУ на всех рабочих режимах без постоянного присутствия обслуживающего персонала.

Важным достоинством электронных САУ является возможность реализации различных алгоритмов управления, отображения параметров установки в режиме реального времени, а также архивирование данных для последующего анализа технического состояния ГТУ. На дисплее САУ отображается мнемосхема ГТУ с нанесенными на нее точками расположения регулирующих и управляющих органов с указанием их фактического рабочего состояния (например, «открыт–закрыт»). Щит управления располагают в отдельном помещении, в котором поддерживают комфортную температуру и низкий шумовой фон. Щит имеет одну-две оперативные панели или пульт управления и агрегатные панели, несущие необходимую информацию. На оперативной панели (пульте) находятся кнопки пуска, останова, аварийного останова, ключ выбора режима управления, другие ключи, оперативная информация. Некоторые САУ перед запуском агрегата автоматически проводят проверку защит.

## 6. ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ГТУ

Для наглядного представления о том, какие системы жизнеобеспечения ГТУ необходимы для ее надежной и длительной эксплуатации, на рис. 1.100 показана компоновка газотурбинного привода центробежного нагнетателя природного газа при ее расположении в специальном контейнере [30]. В аналогичном исполнении могут поставляться генераторные ГТУ для их установки на открытых площадках при модернизации районных котелен, промышленных ТЭЦ и т. п.

Контейнер газоперекачивающего агрегата с приводной ГТУ-4РМ производства ОАО «НПО «Сатурн» состоит из двух отдельно транспортируемых блоков. Он разделен противопожарными перегородками на три отсека. В первом отсеке находится электротехническое оборудование, система автоматического управления. На крыше отсека установлено комплексное воздухоочистительное устройство (КВОУ), а также противообледенительная система и шумоглушитель входного тракта. КВОУ имеет 2-ступенчатую очистку воздуха – на мультициклонах и матерчатых фильтрах. Очистка циклового воздуха от капельной влаги, снега, пылевых частиц предотвращает эрозионный износ лопаточного аппарата компрессора ГТД. КВОУ обеспечивает заданные технические характеристики при эксплуатации в зонах с относительной влажностью до 100 %, с максимальной кратковременной запыленностью атмосферного воздуха не более  $200 \text{ мг/м}^3$  и среднегодовой концентрацией пылевых частиц в воздухе не более  $3 \text{ мг/м}^3$ . На входе КВОУ расположены осадкозадерживающие козырьки. Для удаления пыли из пылесборников по периметру корпуса предусмотрены площадки обслуживания. Внутренние поверхности всасывающего тракта (от фильтров тонкой очистки воздуха до лемнискаты двигателя) выполнены из нержавеющей стали. Шахта подвода воздуха к двигателю объединена с передней стенкой отсека ГТД.

В среднем отсеке контейнера на подмоторной раме закреплен, с возможностью выкатки из отсека в поперечном направлении, газотурбинный двигатель

со вспомогательным оборудованием. На входе к двигателю пристыкован воздухозаборный тракт, оснащенный коллектором промывки компрессора ГТД, на выходе – улитка газоотвода. Над газоотводом на крыше отсека закреплена выхлопная труба с шумоглушителем, а также располагается аппарат воздушного охлаждения масла маслосистемы ГТД и три вентилятора: два регулируют температурный режим контейнера, третий устраняет загазованность в отсеке при появлении сигнала о ее наличии (по команде САУ). В канале между вентиляторами и крышей контейнера силового блока установлены обратные клапаны. При выключении вентиляторов они механически закрываются, обеспечивая герметизацию вентиляционных каналов, в том числе и в случае пожара в блоке. На стенках отсека с наружной стороны размещен блок кранов топливного газа с фильтрами очистки и блок средств пожаротушения.

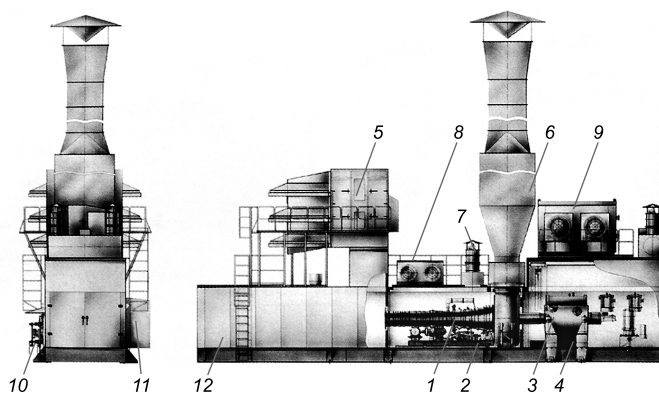


Рис. 1.100. Основные элементы жизнеобеспечения приводной ГТУ-4РМ при ее контейнерной поставке [30]:

1 – газотурбинный двигатель ГТД-4РМ; 2 – маслобак системы смазки ГТД; 3 – нагнетатель природного газа; 4 – маслобак нагнетателя; 5 – комплексное воздухоочистительное устройство; 6 – шумоглушитель выхлопных газов; 7 – блок вентиляторов; 8 – агрегат воздушного охлаждения масла ГТД; 9 – агрегат воздушного охлаждения масла нагнетателя; 10 – подсистема топливопитания; 11 – блок средств пожаротушения ГПА; 12 – блок управления.

В третьем отсеке находится нагнетатель газа со вспомогательным оборудованием и грузоподъемным механизмом. На крыше отсека размещены агрегат воздушного охлаждения масла и аккумулятор масла низкого давления маслосистемы нагнетателя. Двигатель и нагнетатель соединены трансмиссией с «сухой» муфтой, закрытой кожухом. Компенсация перекосов при передаче крутящего момента обеспечивается двумя гибкими муфтами диафрагменного типа (со стороны двигателя и нагнетателя).

Контейнер оснащен системами рабочего и аварийного освещения, отопления, кондиционирования, вентиляции, а также эффективной автоматической системой пожарной сигнализации и пожаротушения. Теплозвукоизоляция агрегата за счет специальных накладок, исключаящих «мостики холода»,

обеспечивает эксплуатацию в климатических условиях  $-45...+45\text{ }^{\circ}\text{C}$  (при этом температура в отсеке не будет превышать  $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Практически все перечисленные выше системы жизнеобеспечения и вспомогательное оборудование применяются на энергетических и промышленных ГТУ, устанавливаемых в капитальных сооружениях электрических станций (рис. 1.101, *а*). При работе ГТУ в когенерационных системах неотъемлемым блоком является котел-утилизатор, устанавливаемый за осевым или улиточным диффузором ГТУ (рис. 1.101, *б*). В таких компоновках забор воздуха для ГТУ осуществляется через проемы в стене на достаточной высоте (3–5 м). Подводящий воздухопровод при этом имеет потолочное расположение и его опускная часть располагается над входной улиткой компрессора. На практике также применяются подвальное расположение подводящих воздухопроводов (на Якутской ТЭЦ для ГТУ АО «Турбоатом») и шахтная компоновка, при которой подводящий воздухопровод опускается вертикально с крыши машзала, где расположено КВОУ (ПГУ Вирджиния, компоновочный рисунок на zoom-странице № 8). Воздушные фильтры и глушители шума на входе устанавливаются в передней расширенной части горизонтального канала. Газоотвод ГТУ или котел-утилизатор с дымовой трубой располагаются на противоположной стороне машзала. В когенерационных системах на газоходах между ГТУ и КУ в некоторых конструкциях устанавливаются вспомогательная дымовая труба (свеча) и соответствующий шибер, позволяющие работать ГТУ при остановленном КУ. Котлы-утилизаторы являются эффективными глушителями шума ГТУ, тем не менее все дымовые трубы ГТУ-станций имеют глушители низкочастотного шума. Для замедления расхолаживания ГТУ и КУ после их останова шиберы, установленные на входном и выходном трактах, автоматически закрываются.

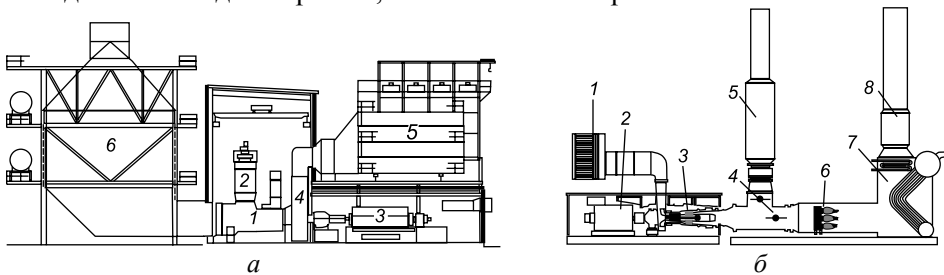


Рис. 1.101. Компоновка основного оборудования на парогазовой электростанции (*а*), ГТУ-ТЭЦ (*б*) и газотурбинной электростанции (*в*):

*а*: 1 – ГТУ; 2 – КС (выносная); 3 – электрогенератор; 4 – воздуховод к компрессору; 5 – КВОУ; 6 – паровой котел-утилизатор; *б*: 1 – КВОУ; 2 – генератор; 3 – ГТУ; 4 – шиберы; 5 – байпасная дымовая труба (свеча); 6 – камера дожига топлива; 7 – паровой КУ; 8 – дымовая труба с глушителем; *в*: 1 – камера всасывания; 2 – промежуточный отсек; 3 – шумоглушитель воздуховода; 4 – блок вентиляции отсека ГТУ; 5 – КВОУ; 6 – система подогрева циклового воздуха; 7 – ГТУ; 8 – выхлопная улитка; 9 – диффузор выхлопной системы; 10 – шумоглушитель выхлопной системы.

### 6.1. Фильтры для циклового воздуха

Газотурбинные двигатели, используемые в качестве привода промышленных энергетических и силовых установок, требуют высокой степени очистки циклового воздуха. Недостаточно эффективная очистка атмосферного воздуха приводит к существенному эрозионному износу проточной части двигателя, изменяет треугольники скоростей рабочего тела по проточной части компрессора и турбины, ухудшает процесс сгорания топлива и может вызвать засорение каналов системы охлаждения лопаток турбины. Иногда также наблюдается взаимодействие содержащихся в воздухе частиц с химически активными примесями в продуктах сгорания и коррозионно-эрозионное воздействие их на лопатки турбины. Все эти факторы приводят к снижению КПД, мощности, запаса устойчивости по помпажу, ухудшению эксплуатационных показателей и снижению ресурса двигателя.

Наибольший эрозионный износ вызывают частицы размером 30–50 мкм. Скорость эрозии приблизительно пропорциональна концентрации пыли. При увеличении скорости соударения в 2 раза эрозионный износ может возрасти в 10 раз. Образование отложений на поверхности лопаток происходит из-за тонкодисперсной пыли с частицами размером менее 5 мкм, иногда до 15 мкм. Согласно ГОСТ 21199-82 среднегодовая запыленность воздуха на входе в компрессор не должна превышать  $0,3 \text{ мг/м}^3$ , а для твердых частиц размерами более 20 мкм –  $0,03 \text{ мг/м}^3$ .

Очистка циклового воздуха ГТУ от пыли и аэрозолей осуществляется с помощью фильтров различных конструкций, размещаемых в воздухоочистительных устройствах (ВОУ). В настоящее время на ГТУ эксплуатируются ВОУ, выполненные на основе масляных (сетчатых), кассетных и мешочных фильтров, фильтр-патронов, фильтров из плиссированного материала, комбинированных систем фильтрации. В тех случаях, когда ВОУ выполняет также функции подогрева циклового воздуха, байпасирование циклового воздуха на период аварийного останова ГТУ, шумоглушение до уровня санитарных норм и обеспечение надежной работы в сложных метеусловиях, такое устройство называется комплексным (КВОУ). Конструктивная схема КВОУ типа Н72 показана на рис. 1.102, а [31]. Все типы ВОУ снабжены погодным (защитным) колпаком, выполняющим функцию предварительной очистки атмосферного воздуха от осадков и крупных фракций пыли. На том же рис. 1.102, б, в показаны общие виды КВОУ для приводной ГТУ GT35 и энергетической ГТУ V94.2 с расходами циклового воздуха 91 и 514 кг/с соответственно.

ООО «Самара-Авиагаз» совместно с ООО «ВНИИГаз» разработало конструктивный ряд ВОУ для ГТУ с расходом циклового воздуха от 37 до 100 кг/с (табл. 1.5). В этих ВОУ используется подогрев циклового воздуха в период обледенения путем отбора воздуха от ГТД, предусмотрен электрический обогрев байпасного клапана, в качестве защиты от прямого воздействия атмосферных осадков используется общий погодный колпак. В конструкции агрегата типа ГПА-Ц-16Л используется 2-ступенчатая конструкция ВОУ (первая ступень – инерционно-жалюзийный фильтр; вторая ступень – тканевые фильтры тонкой очистки). Такая конструкция КВОУ обеспечивает высокую эффективность очистки циклового воздуха, надежную защиту всасывающего тракта от обледе-

нения и формирование удовлетворительного поля скоростей и давлений на входе в ГТУ, а также эффективное шумоглушение на входе.

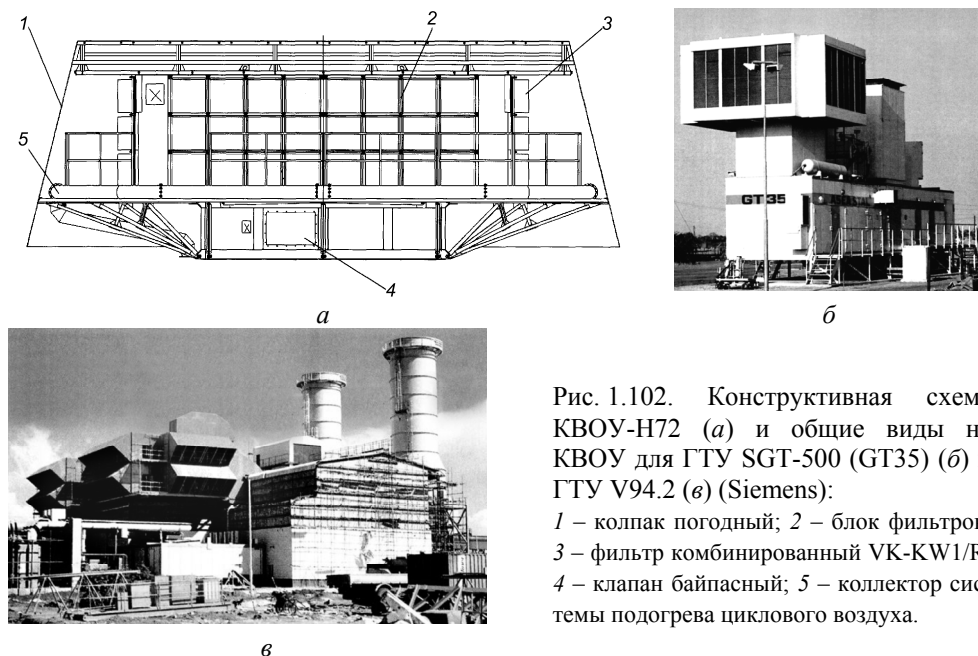


Рис. 1.102. Конструктивная схема КВОУ-Н72 (а) и общие виды на КВОУ для ГТУ SGT-500 (GT35) (б) и ГТУ V94.2 (е) (Siemens):

1 – колпак погодный; 2 – блок фильтров; 3 – фильтр комбинированный VK-KW1/R; 4 – клапан байпасный; 5 – коллектор системы подогрева циклового воздуха.

Таблица 1.5

**Основные параметры ВОУ российского производства**

Показатели	Наименование ВОУ					
	ВОУ-ЦН40	ВОУ-ЦН58	ВОУ-Ц58 <sup>2</sup>	ВОУ-Н72 <sup>1</sup>	ВОУ-Ц90 <sup>2</sup>	ВОУ-ЦН100
Расход воздуха, кг/с	37–40	52–58,2	52–58,2	до 86,2	86,2	100
Число мультициклонов, шт.	2148	3496–3726	3496–3726	–	4212	5832
Удельный расход воздуха на один мультициклон, кг/с	0,017–0,019	0,015–0,016	0,015–0,016	–	0,02	0,017
Число компакт-кассет, шт.	64	64	–	–	–	124
Гидравлическое сопротивление, начальное/конечное, Па	450/900	420/870	400/–	260/800	500/–	460/900
Клас фильтрации воздуха	F8	F8	–	F8	–	F8
Габариты (Д×Ш×В), м	7,5×9,2×4,5	7,96×8,3×5,52	7,96×8,3	–	–	–
Масса, кг	10 700	12 500	10500	7800	13 200	22 000
Срок службы, лет	20	20	20	20	20	20

<sup>1</sup> – ВОУ накопительного типа; <sup>2</sup> – ВОУ 1-ступенчатое циклонное; остальные ВОУ – 2-ступенчатые циклонно-накопительные.

Идеальная система очистки воздуха обеспечивает баланс между явно противоречивыми задачами в виде высокоэффективной фильтрации и малых потерь давлений воздуха на фильтре. Фактически для существенного снижения интенсивности загрязнения компрессоров необходима эффективная очистка от частиц размером 2–10 мкм. Эффективность процесса пылеулавливания оценивается отношением массового расхода пыли, уловленной фильтром, к массовому расходу пыли, поступившей в фильтр.

В ВОУ ГТУ, эксплуатируемых на объектах ОАО «Газпром», используются элементы очистки инерционного и фильтрующего типов. Элементы инерционного типа (рис. 1.103) устанавливаются в современных ВОУ при высоких (более 0,15 мг/м<sup>3</sup>) концентрациях примесей в цикловом воздухе и обеспечивают очистку воздуха по классу F7.

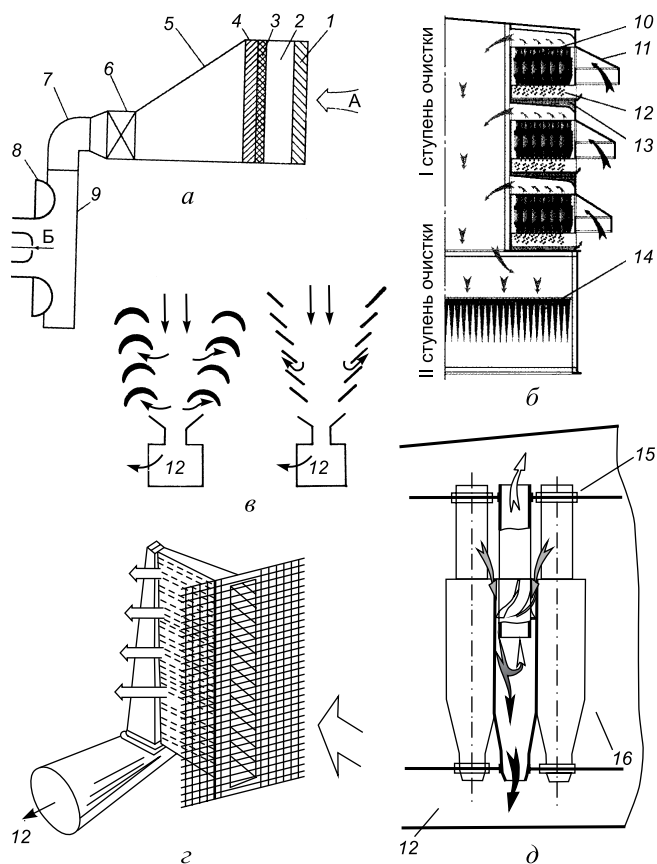


Рис. 1.103. Схемы ВОУ и инерционных фильтров: *а* – для ГТУ средней мощности; *б* – для ГТУ малой мощности; *в, г* – инерционно-жалюзийные сепараторы; *д* – циклон системы ВНИИГАЗ; *1* – жалюзийный сепаратор; *2* – корпус (помещение) фильтров; *3* – первая ступень фильтрации; *4* – вторая ступень фильтрации; *5* – конический соединительный патрубок; *6* – шумоглушитель; *7* – поворотный патрубок; *8* – входная часть компрессора; *9* – входной патрубок; *10* – мультициклонный блок; *11* – погодный козырек; *12* – пылесборник; *13* – канал подвода теплоты; *14* – фильтр тонкой очистки; *15* – короб чистого воздуха; *16* – полость атмосферы; *А* – вход засасываемого воздуха; *Б* – вход воздуха в компрессор.

Элементы фильтрующего типа (рис. 1.104) обеспечивают влагоотделение, защиту компрессоров ГТУ от эрозионно-опасных частиц (более 10 мкм) при более глубокой очистке воздуха до класса F9 и выше.



## ИЗМЕРЕНИЕ МОЩНОСТИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ГТД

Для доводки промышленных ГТД и получения их нагрузочных характеристик применяется нагрузочное устройство называемое гидротормозом (динамометром). Принцип действия его состоит в том, что при вращении диска в корпусе, заполненном проточной водой, силы трения в гидродинамическом пограничном слое вызывают закрутку потока, которая тормозится близко расположенным экраном корпуса; именно этот крутящий момент измеряется с помощью весоизмерительного устройства, прикрепленного к корпусу, а последний для этой цели устанавливается на шарикоподшипниках. Вся энергия, подводимая от ГТД к гидротормозу, за счет трения в пограничном слое жидкости переходит в тепловую энергию, жидкость нагревается и отводится из тормозной камеры в сливную магистраль. Частота вращения вала диска, связанного с силовым валом ГТД напрямую или через редуктор, измеряется с помощью индукционного датчика. Мощность ГТД определяется произведением двух указанных параметров – крутящего момента и частоты вращения ротора.

Согласно конструктивной схеме в неподвижном корпусе на подшипниках расположен вращающийся вал с закрепленным на нем рабочим диском. Корпус гидротормоза разделен на ряд функциональных полостей. Наиболее приближенная к оси тормоза водоподводящая полость обеспечивает подвод питательной воды к ступице рабочего диска. С двух сторон к торцам диска приближены неподвижные экраны, образующие придисковую полость. Вода воспринимает от рабочего диска импульс вращательного движения. Во внешней части придисковой полости между диском и экранами имеется выпуклая щель. Вращательный импульс воды воспринимается оребрением основной камеры, в результате чего скорость вращательного движения снижается до нулевого значения. Основная рабочая полость посредством клапанов слива имеет сообщение со сливной магистралью, а посредством клапанов перепуска через перепускную полость вода может быть возвращена из основной камеры в придисковую полость. При определенном сочетании параметров работы гидротормоза в центральной части вращающейся жидкости за счет действия центробежных сил статическое давление снижается и при определенной критической величине жидкость переходит в состояние насыщенного пара, т. е. внутри жидкости возникает и устойчиво существует суперкавитирующая полость (СКП), заполненная насыщенным паром. Размеры СКП могут достигать существенной величины, вследствие чего часть поверхности диска не находится в контакте с водой и сопротивление вращению диска снижается. Размером поверхности фазового перехода, а следовательно и изменением нагрузки гидротормоза, можно управлять с помощью воздействия на давление в корпусе гидротормоза, угловую скорость вращения жидкости в придисковой полости и давление насыщенного пара в СКП. В описанной конструкции многополостного управляемого

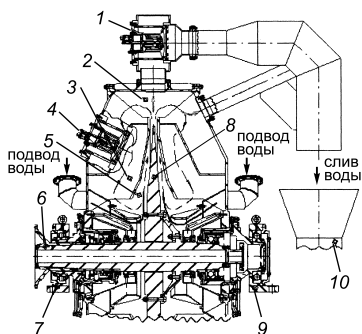


Схема гидротормоза «Осьминог»:  
 1 – сливной клапан; 2 – рабочая полость; 3 – перепускная полость; 4 – перепускной клапан; 5 – околодисковая область; 6 – ротор; 7 – опора; 8 – диск; 9 – опора; 10 – воронка.

Основной камерой в придисковую полость. При определенном сочетании параметров работы гидротормоза в центральной части вращающейся жидкости за счет действия центробежных сил статическое давление снижается и при определенной критической величине жидкость переходит в состояние насыщенного пара, т. е. внутри жидкости возникает и устойчиво существует суперкавитирующая полость (СКП), заполненная насыщенным паром. Размеры СКП могут достигать существенной величины, вследствие чего часть поверхности диска не находится в контакте с водой и сопротивление вращению диска снижается. Размером поверхности фазового перехода, а следовательно и изменением нагрузки гидротормоза, можно управлять с помощью воздействия на давление в корпусе гидротормоза, угловую скорость вращения жидкости в придисковой полости и давление насыщенного пара в СКП. В описанной конструкции многополостного управляемого

гидротормоза «Осьминог» производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» реализованы все три принципа регулирования нагрузки, что обеспечило широкое поле рабочих режимов тормоза и возможность изменения его нагрузки на любом режиме, в том числе и в процессе работы. Гидротормоз «Осьминог», предназначенный для стендовых испытаний энергетического ГТД максимальной мощностью 20 МВт, обеспечивает имитацию нагрузки аналогичной работе электрогенератора. Вал тормоза внутри корпуса закреплен на подшипниках качения и оснащен системой замера частоты вращения индукционного типа. Корпус гидротормоза подвешен на раме посредством подшипников, допускающих возможность корпусу проворачиваться вокруг своей оси и передавать тормозное усилие корпуса к силоизмерительным датчикам. По такому же принципу выполнены и другие гидротормозы предприятия («Навигатор» и «Навигатор-А»).

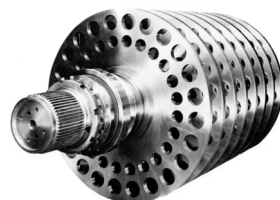
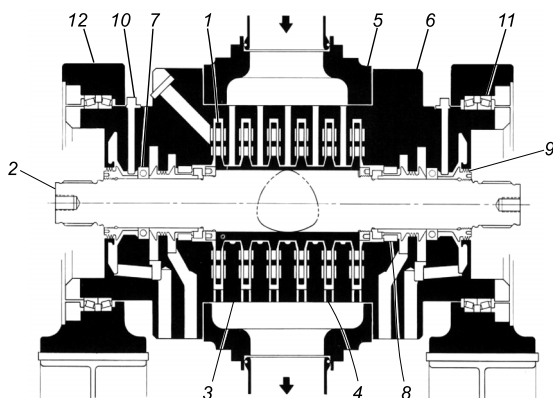


Схема динамометра серии 100 и его ротор:

1 – перфорированный диск; 2 – вал; 3 – перфорированный статор; 4 – выпускная полость (кольцевая); 5 – корпус; 6 – крышка; 7 – подшипник вала; 8 – угольное уплотнение; 9 – лабиринтовое уплотнение; 10 – масляный инжектор; 11 – подшипник цапфы; 12 – опора цапфы.

На зарубежном рынке широкая гамма динамометров различного назначения представлена американской фирмой Kahn, оборудование которой более пятидесяти лет используется при создании аэрокосмической техники. Например, универсальный динамометр (стенд) серии 505 используется для испытаний турбовинтовых авиадвигателей таких мировых фирм как GE, Pratt & Whitney, Rolls Royce и других, включая вертолетные ТРД фирмы Изотова (Россия). Выпускаемые динамометры Kahn работают в диапазоне мощности до 60 МВт. Для испытаний промышленных газовых и паровых турбин динамометры серии 100 работают на бескавитационном принципе; основные детали устройства поясняются на схеме. Ротор динамометра с закрепленными на нем перфорированными дисками вращается в корпусе, имеющем также перфорированные диафрагмы. При прокачке воды через динамометр центробежные силы отбрасывают жидкость к периферии дисков, где она приобретает окружную скорость, равную примерно половине таковой для диска и передает крутящий момент на корпус динамометра. Последний способен поворачиваться на подшипниках цапфы, изгибая при этом динамометрический элемент пропорционально действующему крутящему моменту. Потребляемая динамометром мощность, как обычно, затрачивается на нагрев протекающей воды (до 85 °С) и является степенной функцией частоты вращения ротора, которая эквидистантно сдвигается с увеличением диаметров дисков ротора. Расход воды составляет 20 л/(ч·кВт) при давлении 0,35 МПа.

< Газотурбинные технологии, июль-август 2007 г.>

На ГТУ, в том числе нового поколения, широко используются циклонные элементы противоточного типа конструкции ВНИИГАЗа. В качестве ступени фильтрации предложены фильтры из плиссированного материала (мини-плит). Это экологически чистые фильтрующие элементы классов F7–F9 с ресурсом до 100 тыс. ч с повышенной пылеемкостью. Они устанавливаются в ВОУ в качестве второй ступени очистки за элементами инерционного типа или за фильтрующими элементами низшего класса.

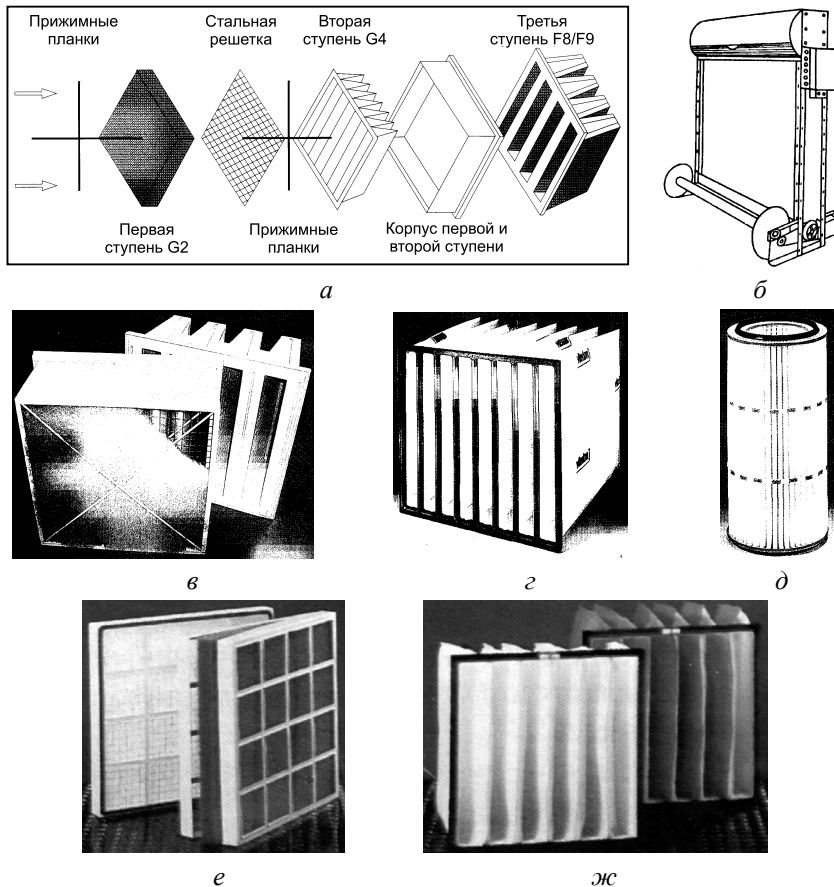


Рис. 1.104. Элементы ВОУ фильтрующего типа [32]:   
 а, в – состав компакт-кассеты МРК-4+VK-KW 1/R ее общий вид (F7–F9); е – кассетный фильтр (G2–G4); б – масляный (сетчатый) фильтр (G4); г – фильтр из плиссированного материала (F7–F9); д – фильтр-патрон (F5–F9); ж – мешочный (карманный) фильтр (G4–F8) (в скобках указаны классы фильтрации).

Комбинированные системы фильтрации включают ступень влагоотделения, предфильтр и фильтр из плиссированного материала, размещаемые в одном корпусе, состоящем из двух элементов, устанавливаемых в одной ячейке. Они обеспечивают улавливание и отвод капельной влаги, очистку

воздуха от твердых примесей по классу F7–F9. Параметры современных ВОУ приведены в табл. 1.6 [32].

Таблица 1.6

**Основные параметры современных ВОУ**

Фильтрующие элементы	Циклоны ВНИИГАЗ (ЦВ)	ЦВ + фильтры мешочные	Комбинированная система
Потери давления (min/max), Па	300/600	400/600	150/950
Ресурс, тыс. ч	>100	ЦВ > 100 ФВ < 22	I ст. > 10; II ст. до 30; III ст. до 100
Эффективность очистки: на пыли по ГОСТ 8002-74, % по стандарту EVROVENN	87,00 F6–F7	97,50 F7–F8	99,99 F7–F9

1-ступенчатые ВОУ, выполненные с использованием циклонов ВНИИГАЗа, рекомендуются для ГТУ стационарного типа во всех зонах запыленности. 2-ступенчатые ВОУ на основе циклонов ВНИИГАЗа (ЦВ) и воздушных фильтров (ФВ) рекомендуются для стационарных и промышленных ГТУ в зонах с расчетной концентрацией примесей в атмосферном воздухе более  $0,1 \text{ мг/м}^3$ . ВОУ на основе комбинированных систем фильтрации рекомендуются для ГТУ всех типов, устанавливаемых в районах с расчетной концентрацией твердых примесей в атмосферном воздухе не более  $0,1 \text{ мг/м}^3$ . Все типы ВОУ снабжены байпасными клапанами с электроподогревом, исключающими примерзание, и системой подогрева циклового воздуха – для борьбы с обледенением элементов входного тракта воздухоочистительного устройства.

Зарубежными компаниями для очистки циклового воздуха ГТУ от примесей широко используются КВОУ на основе компакт-кассет, которые включают две и более ступени фильтрации [33]. Компакт-кассеты отличаются относительно низкой стоимостью при высокой эффективности очистки, а также компактностью и легкостью конструкции. По сравнению с другими типами фильтрующих элементов, стоимость 100 тыс. ч жизненного цикла КВОУ, выполненных на основе компакт-кассет, в два раза меньше. Одним из производителей современных компакт-кассет является фирма *Filtertechnik* (Германия). 3-ступенчатые компакт-кассеты МРК-4+VK-KW1/R этой фирмы выполнены в жестком пластмассовом корпусе, состоящем из двух секций. В первой из них (по ходу воздуха) размещены фильтры 1-й и 2-й ступени очистки. В другой секции, выполненной в отдельном жестком корпусе, – третьей ступени очистки (фильтр МРК-4). Первая ступень очистки предназначена для улавливания и отвода капельной влаги, очистки воздуха от крупных включений. Фильтр размером  $540 \times 540$  мм выполнен из стекловолоконного материала толщиной 50 мм, соответствующего классу фильтрации G2 по стандартам DIN EN 779 (начальное аэродинамическое сопротивление не более 10 Па, конечное – не более 130 Па). Вторая ступень очистки для грубой очистки (соответствует классу фильтрации G4 того же стандарта) представляет собой фильтр карманного типа размером  $520 \times 520$  мм. Он выполнен на основе синтетического

фильтрующего материала Synfasan. Карманы (длиной 200 мм), изготовленные из этого же материала, крепятся на пластиковой раме (аэродинамическое сопротивление 82 и 250 Па). Третья ступень для тонкой очистки соответствует требованиям F7–F9 классов по стандартам DIN EN 779. Восемь гофропакетов, размещенных вертикально (с горизонтальным расположением гофр), устанавливаются в несущие рамки корпуса (аэродинамическое сопротивление 84 и 450 Па). Единственным способом определения реальной пылевой нагрузки на фильтр является определение перепада давления на фильтре при работе ГТУ.

Самоочищающиеся фильтры (иногда называемые фильтрами с пульсирующей очисткой) обеспечивают продление жизни фильтра, поддерживая низкий перепад давления на фильтре. Эти фильтры оборудованы инструментальными средствами для измерения перепадов давления по всей длине фильтра. Когда перепад давления достигает определенного уровня, то специальное устройство автоматически вдувает воздух в фильтр для того, чтобы физически встряхнуть элементы для удаления частиц пыли, которые скопились на фильтрующей поверхности и мгновенно сдул частицы с фильтрующей поверхности. Повышение перепада давления на фильтре понижает плотность воздуха на входе в ГТУ, что снижает ее мощность: каждые 100 мм перепада давления на входе в ГТУ означают потерю мощности 1–1,4 %. Как известно, в условиях ISO 2319, при которых фирмами указываются технические характеристики ГТУ, в том числе мощность и КПД, аэродинамические сопротивления впускного воздушного тракта и выхлопной системы приняты равными 0.

На рынке появились новые мощные воздушные фильтры компании Camfil. Фильтр типа Cam GT имеет вертикальную гофрированную фильтрующую стенку, что отличает его от многих других фильтрующих систем, которые имеют горизонтальные фильтрующие элементы. Вертикальная конфигурация разработана для того, чтобы позволить воде, появляющейся на фильтре ввиду наличия влаги в атмосфере, свободно удаляться из фильтра (при горизонтальных фильтрах вода может застаиваться). Эти фильтры уже используются вместе с фильтрами Hi-Cap на агрегатах типа LM6000 мощностью 43 МВт.

## 6.2. Охлаждение и подогрев засасываемого воздуха

Воздухоочистительные устройства обычно объединяют с устройствами для шумоглушения на всасывании и охлаждения или подогрева засасываемого в компрессор воздуха. Охлаждение засасываемого в компрессор воздуха позволяет увеличить удельную мощность ГТУ (до 10–12 %). Особенно эффективным оно оказывается при высоких температурах и низкой относительной влажности в окружающей атмосфере.

Обычно воздух охлаждается путем впрыска в него мелко распыленной (до 20 мкм) воды, поступающей через форсунки под давлением до 20 МПа, причем для улавливания неиспарившейся влаги предусматривают установку специального сепаратора. Требования к химическому составу впрыскиваемой воды определяются режимом работы ГТУ и ее назначением. При температуре окружающей среды около 0 °С и высокой относительной влажности возникает необходимость подогрева поступающего в компрессор воздуха во избежание возможного обледенения входного участка и ВНА компрессора, что

создает опасность для нормальной работы ГТУ. Подогрев может осуществляться как перепуском небольшой части циклового воздуха, отбираемого за компрессором, или продуктов сгорания на выхлопе из ГТУ в поток засасываемого воздуха, так и пропуском подогретого воздуха через лопатки ВНА компрессора. Обычно управление этими устройствами автоматизировано и включено в систему защиты ГТУ. Подогрев засасываемого воздуха может быть целесообразен также для расширения диапазона регулирования ГТУ.

При относительной влажности воздуха 95 %, но наличии влаги только в парообразном состоянии, обледенение может не происходить. Верхняя граница температуры начала обледенения зависит от нарастания скорости потока во входном тракте и ВНА. Чем выше осевая скорость на входе в компрессор, тем вероятнее обледенение. При неблагоприятных условиях вслед за ВНА могут обледеневать входные стойки компрессора, ребра и элементы входного воздуховода. Устройства воздухоочистки и шумоглушения при малой скорости воздуха начинают обледеневать при температуре воздуха близкой к 0 °С. Традиционный метод защиты от льда – это ведение контроля за температурой воздуха на входе и температурой таяния. Отбор теплого воздуха за компрессором для подогрева циклового воздуха ведет к потере энергии и снижению КПД. Однако мониторинг температуры воздуха и точки таяния не всегда является доступным способом предупреждения обледенения.

Компания Vidro-Meter (Швейцария) в течение многих лет занималась разработкой систем предупреждения льдообразования в авиационной промышленности и адаптировала свои технологии в устройстве датчика EW 140 Ice Detection Sensor для использования в наземных газовых турбинах. Система опробована на авиапроизводных и тяжелых промышленных газовых турбинах. В датчике обледенения используется пьезо-электрический кристалл, который осуществляет вибрацию диафрагмы с резонирующей частотой около 70 кГц. Амплитуда колебаний очень маленькая, менее 1 мкм. Если наружная поверхность этой диафрагмы увлажняется или загрязняется, то масса увеличивается и колебания уменьшаются, а резонирующая частота падает. Если начинает образовываться лед, то увеличивается упругость мембраны и резонирующая частота растет. Рост резонирующей частоты – надежный сигнал начала образования льда. Степень увеличения частоты адекватна нарастанию толщины слоя льда.

## 7. ГЛУШЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА ГТУ

Поскольку ГТУ являются мощным источником вредного для здоровья обслуживающего персонала и окружающего населения шума, требуется обязательная установка специальных устройств, с помощью которых уровень шума должен быть снижен до допустимых санитарных норм. В местах нахождения обслуживающего персонала и помещениях пультов управления ГТУ допустимые уровни звукового давления (УЗД), создаваемые ГТУ, регламентируются ГОСТ 21129-75 и приведены в табл. 1.7 [2].

Типичные требования, относящиеся к уровням звукового давления, говорят об ограничении его на уровне 80–90 дБА для измерений вблизи источника шума и 45–70 дБА для измерений на некотором удалении от источника

шума. Измерения вблизи источника шума подразумевают обычно расстояние 1 м от поверхности оборудования. Измерения на некотором удалении от источника шума производятся либо на границе электростанции или рядом с соседствующим объектом, или на удалении 125 м от оборудования, которое находится в самом наилучшем техническом состоянии.

Таблица 1.7

**Допустимые уровни звукового давления на ГТУ-станциях**

Помещения станции	УЗД, дБА при среднегеометрической частоте полос (Гц)								Уровень звука
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Для обслуживающего персонала	99	92	86	83	80	78	76	74	85
Пульт управления ГТУ	94	87	82	78	75	73	71	70	80

Имеются четыре главных типа шумов, которые производят электростанции: тональный, широкополосный, низкочастотный и импульсный. Первый тип шума имеет дискретные частоты. Он производится за счет взаимодействия компонентов машин. Широкополосный («белый») шум характеризуется непрерывным распределением звукового давления с частотами выше, чем 100 Гц. Основными источниками такого шума в ГТУ являются: входной тракт осевого компрессора, выходной тракт турбины, корпус ГТУ и камеры сгорания, воздушные охладители масла и воды, вентиляторы, масляные насосы и т. д. Низкочастотный шум, имеющий диапазон частот от 20 до 100 Гц, является самым тяжелым в плане его воздействия из-за длинноволнового характера. Он может вызывать вибрации окон или аналогичных конструкций и борьба с ним обходится очень дорого. Импульсный шум описывается как тот, который имеет короткие акустические импульсы резких звуков, амплитуда которых резко изменяется во времени. В ГТУ источником импульсного шума интенсивностью примерно 110 дБА являются воздушные фильтры, в которых используется сжатый воздух высокого давления для встряхивания фильтрующей поверхности и сдува пыли.

Источники создания шума можно разделить на 2 категории – механические и аэродинамические. Механический (структурный) шум создается вращающимися деталями, передается по корпусу установки и излучается с ее поверхности. Течение потока газов через турбину вызывает аэродинамический шум, который излучается на входных и выходных устройствах ГТУ.

Еще одним серьезным источником аэродинамического шума является камера сгорания на стороне выхода горячих газов. Этот шум в большинстве случаев является низкочастотным. Он является результатом колебательных процессов, сопровождающих горение топлива в камере сгорания.

Мероприятия по борьбе со структурным шумом на электростанциях и других производствах хорошо известны, в достаточной мере апробированы и описаны в специальных руководствах, поэтому здесь они не рассматриваются. Отличительной характеристикой работающих ГТУ от других источников

шума является наличие аэродинамических шумов в воздушных и газовых трактах установки.

Аэродинамический шум может быть снижен путем тщательной проработки дизайна проточной части машин и различного рода каналов. Современный дизайн входных и выходных систем делает возможным использование компьютерных моделей динамики потоков газов, что позволяет проектировать потоки газов с учетом уменьшения производимого машинами шума. К примеру, могут быть определены резонансные звуковые частоты, что позволяет проектировщику предотвратить генерирования звуковых волн, длина которых является кратной основной гармонике возбуждающих колебаний.

Одним из возможных способов уменьшения шума от газового тракта ГТУ является установка там глушителей в основном диссипативного типа, а в последнее время и активные глушители [34]. Диссипативные глушители основаны на уменьшении шума в результате попадания звука на определенные материалы и превращении звуковой энергии в тепловую. Активные глушители основаны на использовании созданного специальным устройством сигнала, находящегося в противофазе с основным. При наложении волн уровень шума в канале снижается.

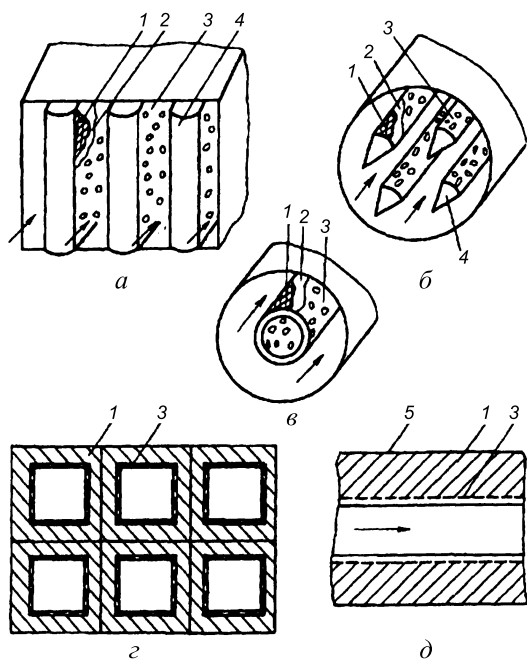


Рис. 1.105. Глушители диссипативного типа [34]:

*а* – пластинчатый; *б* – кулисный; *в* – цилиндрический; *г* – сотовый; *д* – трубчатый; 1 – звукопоглощающий материал; 2 – стеклоткань; 3 – перфорированный лист; 4 – обтекатель; 5 – корпус глушителя.

В мировой практике в основном используются глушители диссипативного типа. Конструкции диссипативных глушителей отличаются друг от друга только расположением звукопоглощающего материала по сечению канала. На рис. 1.105 показаны основные типы диссипативных глушителей: трубчатый, пластинчатый, сотовый, цилиндрический, кулисный. Часто глушители представляют сочетание различных комбинаций перечисленных элементов, расположенных в объеме канала.

Энергия шума поглощается и переходит в другие формы энергии, чаще всего в тепловую. Это означает, что звуковая изоляция должна иметь хорошие теплоизоляционные свойства для того, чтобы позволить ей сопротивляться притоку тепла, которое генерируется в связи с поглощением звуковых волн. Одним из таких материалов является минеральное волокно представляющее собой смесь



неорганических материалов, расплавленных в печи, а затем закрученных в волокно и покрытых термоусадочной смолой. Эти материалы непосредственно наносятся на поверхности деталей и узлов ГТУ путем разбрызгивания (чаще всего это делается применительно к крупным частям турбин), или же крепятся в виде отформованных блоков или гибких матов.

Особое внимание уделяется шумоглушению на всасе и выхлопе ГТУ. Хорошие результаты для выпускных систем ГТУ получены при использовании базальтового волокна. В данном случае структура базальтового элемента состоит из длинных базальтовых волокон, заключенных в керамическую оболочку. Такое строение обеспечивает такие же акустические качества, которые наблюдаются у керамических волокон при минимальном риске повреждения материала глушителя.

Шумоглушители обычно содержат один или несколько проходов, которые покрыты звукопоглощающими материалами, смонтированными в конструкции, которые защищают их от эрозии со стороны протекающего воздуха. Толстые перегородки, при этом достаточно широко расставленные в шумоглушителе, должны использоваться для достижения оптимальной работы с целью ослабления низкочастотных шумов, тонкие перегородки – для высокочастотного шума. Повышенная звукопоглощающая способность глушителя может иногда достигаться путем установки дополнительных поворотных участков или колен для потока воздуха. С целью оптимизации толщины перегородок очень важно располагать данными о частотном распределении генерируемого ГТУ шума.

Источником шума в компрессоре является его всасывающая часть, через которую распространяются звуковые волны, возбужденные переменными аэродинамическими силами, возникающими при прохождении воздуха через лопаточный аппарат (перед первой ступенью компрессора уровень звука может достигать 130–140 дБА). Основным видом шума при этом является так называемый сиренный шум, обусловленный взаимодействием неподвижного и вращающегося рядов лопаток, через которые проходит поток воздуха.

Эффективного снижения широкополосного шума можно добиться используя звукопоглощающие и звукоизолирующие материалы в специальных шумоподавляющих конструкциях. В качестве таких материалов используют пористые и волокнистые материалы, защищенные тканями, сетками или тонкими перфорированными листами. Последние для обеспечения акустической «прозрачности» должны иметь отверстия суммарной площадью 20–30 % площади листа. Меньшая величина достаточна для низких частот. Предпочтительны отверстия диаметром 3–5 мм. Возможно выполнение и щелевой перфорации. Звукопоглощающие материалы и конструкции выбираются с учетом конкретных условий работы. Наиболее термостойким волокнистым материалом является вата из кремнезёма или каолина. Для увеличения звукопоглощающих свойств шумоглушающих устройств используют также воздушные промежутки между самим звукопоглощающим материалом и несущей его конструкцией. Это эффективно особенно для низких частот, причем наибольший эффект достигается для частот, когда середина пористого слоя отстоит на  $\frac{1}{4}$  длины звуковой волны от твердой стенки. Поглощение шума низких частот заметно улучшается с увеличением толщины звукопоглощающего материала.

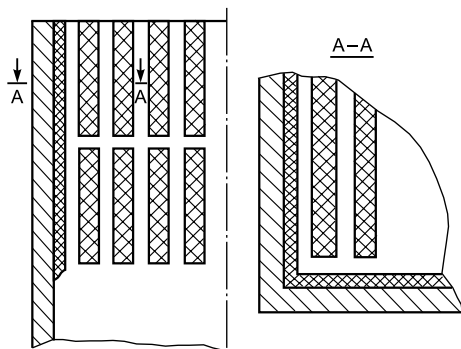


Рис. 1.106. Схема расположения звукопоглощающих панелей на участке тракта [11].

исходит. Акустическая обработка стенок прямолинейных участков тракта прямоугольного сечения при обычно принимаемых скоростях потока неэффективна. Поэтому для радикальной защиты от шума тракты ГТУ должны иметь участок в виде ряда сравнительно узких каналов или иметь несколько поворотов с акустической облицовкой.

Наиболее сильный источник шума – воздухозаборы осевых компрессоров. Уровень шума со стороны выхлопа ГТУ на 15–20 дБА меньше, чем со стороны всаса, имеет более плотное распределение спектра частот, и в нем отсутствует сиренный шум. Шум выходного тракта заметно увеличивается при возрастании расхода газа, т. е. единичной мощности. Наиболее распространены в трактах забора воздуха и сброса дымовых газов продольные или щелевые (пластинчатые) глушители, выполняемые из звукопоглощающих материалов в виде пакета панелей (рис. 1.106). Для входного тракта ГТУ применяют панели щелевого глушителя, изготовленные из пенополиуретана или поролона.

Для выходного тракта ГТУ применяют панели из минераловатных плит или маты из супертонкого волокна. Возможно также подвешивание цилиндрических звукопоглотителей из мелкофракционного керамзита (рис. 1.107). Для глуше-

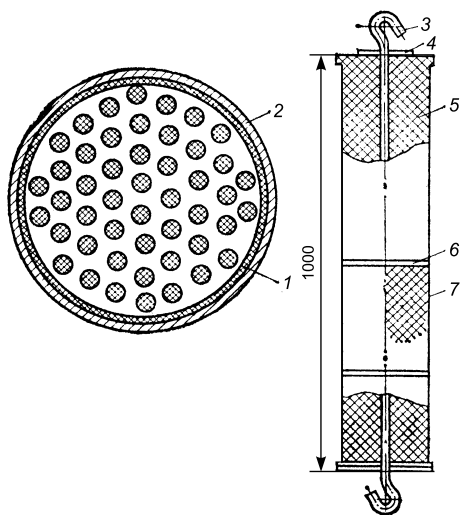


Рис. 1.107. Схема установки цилиндрических звукопоглотителей в дымовой трубе и деталь вертикально подвешиваемого цилиндра [11]:

1 – звукопоглощающая облицовка; 2 – дымовая труба; 3 – стержень; 4 – крышка; 5 – звукопоглотитель; 6 – стяжные кольца; 7 – обложка из тканой стальной сетки.

ния низких частот нужны более толстые щиты или цилиндры большого диаметра.

На рис. 1.108 показаны характерные схемы шумоглушения, используемые в мировой практике. Как правило, это различные комбинации цилиндрических и кулисных глушителей. Например, на рис. 1.108, *а* показана схема шумоглушения выхлопного тракта ГТУ фирмы Siemens мощностью 17,5 МВт. Глушитель имеет следующие размеры: длина большого цилиндра 8300 мм, длина малого цилиндра 3100 мм, а диаметры 2700 и 950 мм. Толщина каждого кольца 200 мм. Скорость потока между кольцами 60 м/с, а сопротивление 490 Па. Снижение уровня звуковой мощности этим глушителем составляет до 26 дБ на среднегеометрической частоте 500 Гц. На рис. 1.108, *б* показан глушитель газотурбинной установки мощностью 50 МВт. Габариты глушителя: длина облицованного участка 17 м, диаметр звукопоглощающего цилиндра 3,2 м. Аэродинамическое сопротивление 490 Па при скорости потока 50 м/с. На рис. 1.108, *в* показан активный глушитель, работающий по принципу «антизвук» на газовой турбине мощностью 11 МВт. Эффективность этого глушителя составляет 10–13 дБ на низких частотах (ниже 300 Гц).

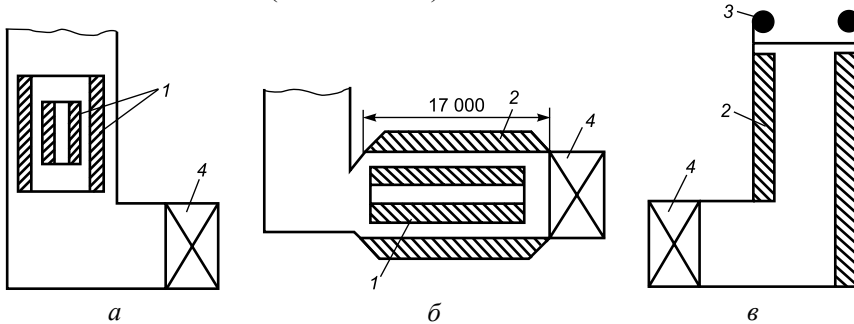


Рис. 1.108. Глушители выхлопных трактов:

*а* – комбинация цилиндрических глушителей; *б* – сочетание цилиндрического и трубчатого глушителя; *в* – по принципу «антизвук»; 1 – звукопоглощающие цилиндры; 2 – звукопоглощающая облицовка; 3 – громкоговорители системы «антизвук»; 4 – ГТУ.

При скоростях потока более 25 м/с в пластинчатых глушителях генерируется шум низкой частоты и заметно снижается затухание звука во всем диапазоне частот. Не следует также объединять выхлопы двух или нескольких ГТУ на одну дымовую трубу, так как при этом генерируется шум низкой частоты, для борьбы с которым требуется применение громоздких и дорогостоящих низкочастотных глушителей. Газовоздухопроводы необходимо присоединять через гибкие манжеты или другим способом, исключающим распространение структурного шума по всем элементам установки.

Утилизаторы тепла могут служить хорошими глушителями шума выхлопа ГТУ, особенно при развитой поверхности теплообмена. Хорошие результаты по снижению шума корпуса турбоагрегата достигаются при использовании сплошного герметичного звукоизолирующего кожуха, установленного на полу машинного зала на амортизирующих прокладках, и закрывающего турбоагрегат на раме полностью, т. е. кожуха в виде бокса. Двухслойный звукоизолирующий

кожух с воздушным промежутком между слоями звукопоглотителя имеет меньшую массу и большую акустическую эффективность.

Важно отметить, что аэродинамическое сопротивление глушителя влияет на снижение мощности и экономичности ГТУ. Поэтому наилучшим вариантом является аэродинамическая оптимизация всего газового тракта с расположенными в нем элементами глушителя.

### *Литература*

1. Кириллов И. И. Газовые турбины и газотурбинные установки, т. 1. – М.: Машгиз, 1956. – 434 с.
2. Стационарные газотурбинные установки / Под ред. Л. В. Арсеньева, В. Г. Тырышкина. – Л.: Машиностроение, 1989. – 543.
3. Ольховский Г. Г. Энергетические газотурбинные установки. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 303 с.
4. Теплотехника / Швец И. Т., Толубинский В. И., Алабовский А. Н. и др. – К.: Вища школа, 1976. – 518 с.
5. Газотурбинный агрегат «Надежда» / Богорадовский Г. И., Корневский Л. Г., Шайдак Б. П., Юдовин Б. И. // Компрессоры и турбины. – 1997. – № 3–4. – С. 4–7.
6. Industrial Gas Turbines FT8/FT8A / Информационные материалы компании MAN GHH. – 10 с.
7. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. – М.–Л.: Машиностроение, 1964. – 336 с.
8. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Жирицкий Г. С., Локай В. И., Максугова М. К. и др. – М.: Машиностроение, 1971. – 619 с.
9. Николаевские газотурбинные двигатели и установки. История создания / ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Центр НИОКР «Машпроект»; Под ред. В. И. Романова. – Николаев: «Юг-Информ», 2005. – 304 с.
10. Швец И. Т., Дыбан Е. П. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. – К.: Наукова думка, 1979. – 650 с.
11. Ревзин Б. С. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты. – М.: Недра, 1986. – 216 с.
12. Абианц В. Х. Газовые турбины. – М.: Знание, 1971. – 48 с.
13. Diesel & Gas Turbine worldwide (ST-18).
14. Нарезный Э. Г. Сударев А. В. Камеры сгорания судовых газотурбинных установок. – Л.: Судостроение, 1973. – 232 с.
15. Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 579 с.
16. Nuovo Pignone Gas Turbines: main features / Информационные материалы фирмы Nuovo Pignone, Италия, 1990. – 40 с.
17. Сударев А. В., Маев В. А. Камеры сгорания газотурбинных установок – интенсификация горения. – Л.: Недра, 1990. – 274 с.
18. Малоэмиссионная камера сгорания для двигателей серии НК / Беляев В. В., Лавров В. Н., Постников А. М. и др. // Турбины и дизели. – 2009. – № 5. – С. 8–11.
19. Hitachi Gas Turbine H-25 / Информационные материалы фирмы Hitachi, Япония. – 13 с.

20. Романов В. И., Ванковский В. Г., Жиханов С. Д. Совершенствование экологических характеристик ГТД производства НПП «Машпроект» // Расширение регионального энергообеспечения газотурбинными и возобновляемыми источниками. – Николаев, 2001. – С. 65–71.
21. Jeffs E. Asea Brown Boveri introducing a dual fuel dry low-NO<sub>x</sub> burner design // Gas Turbine World. – 1989, May–June. – P. 20–24.
22. GT13E2 An improved, high-efficiency and low-emission gas turbine // Preprint ABB. – 11 p.
23. Davis L. B., Black S. H. Dry low NO<sub>x</sub> combustion systems for GE heavy-duty gas turbines // GE Power Generation, GER-3568C. – 1992. – 12 p.
24. Brooks F. J. GE gas turbine performance characteristics // Preprint GER-3567D. – 1993. – 32 p.
25. Копелев С. З. Охлаждаемые лопатки газовых турбин. – М.: Наука, 1983. – 145 с.
26. Клименко В. Н. Потенциальные возможности мелкоканальных систем внутреннего конвективного охлаждения лопаток газовых турбин // Пром. теплотехника. – 1990. – Т. 12, № 4. – С. 93–98.
27. Ольховский Г. Г. Газовые турбины и парогазовые установки за рубежом // Теплоэнергетика. – 1988. – № 11. – С. 70–75.
28. Малахов С. В., Ольховский Г. Г., Трушечкин В. П., Хомиченко В. Н. Тепловые характеристики газотурбинных установок V94.2, работающих в составе ПГУ-450Т на Северо-Западной ТЭЦ // Электрические станции. – 2004. – № 5. – С. 9–16.
29. Безлепкин В. П. Парогазовые установки со сбросом газов в котел. – Л.: Машиностроение, 1984. – 231 с.
30. Принят в эксплуатацию газоперекачивающий агрегат ГПА-4РМ / Набиуллин Р. Х., Шайдак Б. П., Уласевич М. П. и др. // Газотурбинные технологии. – 2004. – № 6(33). – С. 2–6.
31. Рыжинский И. Н., Цодоков В. Г., Михайлов В. Г. Высокоэффективные устройства подготовки циклового воздуха для ГТУ // Газотурбинные технологии. – 2004. – № 5(32). – С. 28–31.
32. Современные воздухоочистительные устройства для ГТУ / Лисицын О. В., Подлегаев С. Н., Пчелкин В. В. и др. // Газотурбинные технологии. – 2006. – № 1. – С. 12–14.
33. Лисицын О. В., Подлегаев С. Н., Пчелкин В. В. Трехступенчатые компакт-кассеты для подготовки циклового воздуха ГПА // Газотурбинные технологии. – 2004. – № 4 (31). – С. 32–34.
34. Тупов В. Б. Глушители газовых трактов ГТУ // Теплоэнергетика. – 1996. – № 2. – С. 61–64.

# ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ ГТУ МАЛОЙ И СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ ВЕДУЩИХ МИРОВЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ

## 1. ПРИМЕНЕНИЕ ГТУ В ЭНЕРГЕТИКЕ И НА ТРАНСПОРТЕ ГАЗА В БЫВШЕМ СССР

Известно, что в Советском Союзе быстро и успешно развивались главным образом отрасли машиностроения, связанные с военно-промышленным комплексом. Это способствовало разработке и серийному выпуску достаточно совершенных газотурбинных двигателей для военной авиации, а позднее и для военно-морского флота, на фоне заметного отставания по параметрам и технологичности стационарных ГТУ, предназначенных для энергетики. Из-за отсутствия системного подхода в развитии газотурбостроения ГТУ средней мощности (40–90 МВт) в стране вообще не выпускались.

Газотурбостроение в СССР начало развиваться в конце 1940-х годов. Первая опытно-промышленная газотурбинная установка ГТ-25/700 производства Ленинградского металлического завода (ЛМЗ) была установлена на Киевской ТЭЦ-2 и стала экспериментальной базой для создания целой серии энергетических ГТУ различной мощности. В разработке проекта участвовали ЦКТИ, ВТИ и Киевское отделение Теплоэлектропроекта.

Всего к началу 1970-х годов в стране были изготовлены 29 газотурбинных установок единичной мощностью от 1,5 до 100 МВт, причем около 20 ГТУ введены в эксплуатацию. В стране эксплуатировались две чисто газотурбинные электростанции: Якутская и Небит-Дагская ГРЭС мощностью соответственно 170 и около 100 МВт. На Небит-Дагской работают установки ГТГ-12 [1]. Кроме того, в северных и восточных регионах страны работает значительное число ГТУ (ГТГ-1, ГТГ-4, ГТГ-12, ГТГ-18), выполненных на базе авиационных или судовых ГТД мощностью 2,5; 4 и 10–12 МВт. Основные характеристики первых энергетических ГТУ и некоторые показатели их эксплуатации приводятся в табл. 2.1.

Внедрение крупных газотурбинных установок началось с ввода в эксплуатацию в 1971 г. на Краснодарской ТЭЦ современной по тогдашним меркам турбины ГТ-100-750-2 ЛМЗ мощностью 100 МВт с температурой газа 750 °С перед первой ее ступенью, выполненной по сложному термодинамическому циклу (рис. 1.8). С учетом полученного опыта, были смонтированы три ГТ-100-750-2 на ГРЭС-3 Мосэнерго, две – на Ивановской ГРЭС и две – на Симферопольской ГРЭС. Вторую ГТУ-100-750-2 установили и на Краснодар-

ской ТЭЦ. Всего было выпущено 10 таких агрегатов; все они применялись в качестве пиковых установок, работая по 700–1200 ч/год в осенний и зимний периоды при максимуме нагрузок [2].

Таблица 2.1

**Показатели эксплуатации первых в СССР энергетических ГТУ [1]**

Показатель	Тип и год ввода головного образца			
	ГТГ-25, 1970 г.	ГТГ-100, 1971 г.	ГТГ-35, 1972 г.	ГТГ-12, 1974 г.
Мощность, МВт	23	105	32	12
КПД, %	22,0	28,5	23,8	27,0
Начальная температура, °С	700	750	770	790
Степень сжатия	9,15	26,70	6,50	10,50
Расход воздуха, кг/с	188,0	460,0	215,0	86,6
Число выпущенных ГТУ	4	10	7	35
Максимальная наработка на агрегатах, тыс. ч	66,74	8,64	63,16	22,62
Максимальное число пусков на агрегат	941	2145	1214	297
Удельная мощность, МВт·с/кг	0,1223	0,2283	0,1488	0,1386

В это же время на Харьковском турбинном заводе (ныне АО «Турбоатом») была изготовлена более простая, но надежная газотурбинная установка ГТЭ-35 мощностью 35 МВт (рис. 2.1). Несколько таких ГТУ, смонтированных на Якутской ГРЭС, успешно работают до сих пор. Установки работают в автономном режиме с использованием теплоты выхлопных газов в теплофикационных подогревателях.

С использованием ГТЭ-35 в 1972 г. на Невинномысской ГРЭС была создана первая в мире парогазовая установка ПГУ-200 с высоконапорным парогенератором на жидком и газообразном топливе и с температурой газов перед турбиной 770 °С, степенью сжатия в компрессоре 6,5, расходом воздуха 215 кг/с, КПД – 23,8 %. Поверхности нагрева парогенератора работают в ней под давлением и расположены внутри корпуса, размещенного между компрессором и турбиной ГТУ. Там же сжигается все топливо. При наработке этой ГТУ более 110 тыс. ч она запускалась около 3 тыс. раз; КПД ПГУ составлял 36,9 %.

В 1980–1982 гг. на Молдавской ГРЭС вошли в эксплуатацию два энергоблока ПГУ-250 с низконапорным парогенератором (по сбросной схеме в обычный паровой газоплотный котел) на базе газовой турбины ГТЭ-35-770.

В 1988 г. на ЛМЗ была разработана самая мощная в СССР одновальная ГТУ простого цикла ГТЭ-150 мощностью 150 МВт с начальной (проектной) температурой 950 °С, смонтированная на ГРЭС-3 Мосэнерго. ГТУ имела новые компоновочные решения, осевой выхлоп дымовых газов, более компактный всасывающий тракт, тиристорные пусковые устройства и, как следствие, обладала лучшими технико-экономическими показателями по сравнению с ГТ-100. Освоение данной модели ГТЭ-150 продолжалось до второй

половины 1990-х годов. Второй агрегат ГТЭ-150 с начальной температурой 1100 °С и КПД – 32 % был установлен на электростанции в 1999 г.

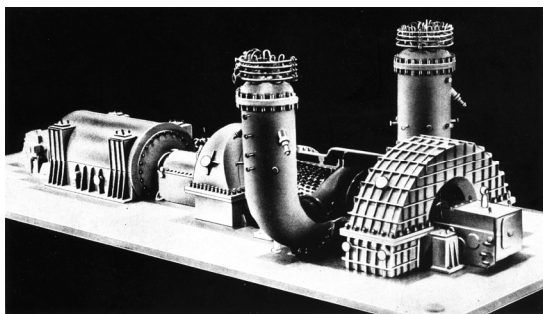
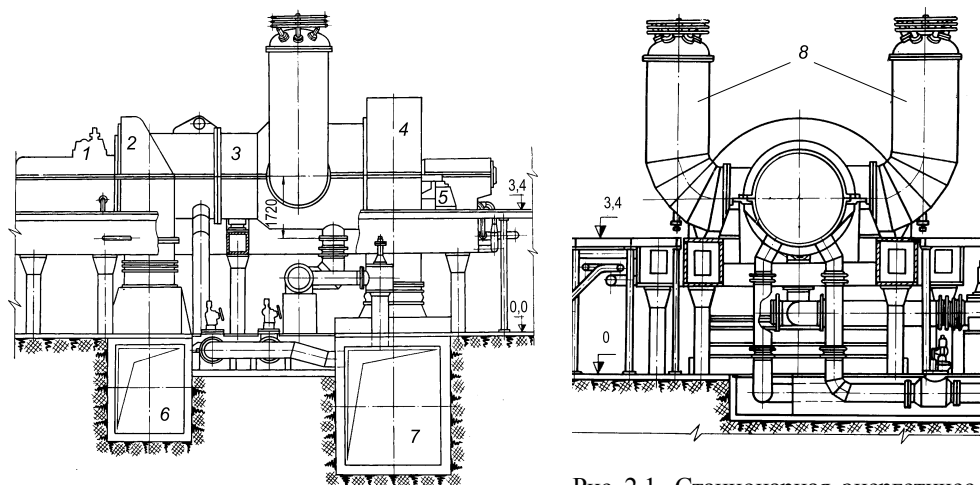


Рис. 2.1. Стационарная энергетическая ГТУ ГТЭ-35 мощностью 35 МВт АО «Турбоатом»:

1 – корпус подшипника ротора; 2 – верхняя часть входной улитки компрессора; 3 – компрессор; 4 – выхлопная улитка турбины; 5 – пусковой двигатель; 6 – подвальный воздуховод к улитке компрессора; 7 – подвальный газоход от выхлопной улитки турбины к дымовой трубе; 8 – выносные камеры сгорания.

70-е и 80-е годы характеризовались интенсивным развитием передвижной энергетики с применением газовых турбин разработки и производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» [3]. Первая электростанция с судовыми газотурбинными двигателями была построена Тюменским судостроительным заводом в 1970 г. Это была плавучая электростанция типа «Северное сияние» (ПлЭС-01), на которой было установлено два судовых газотурбинных двигателя 1-го поколения мощностью 10 МВт каждый с удельным расходом топлива 380 г/кВт·ч. В период за 1973–1978 гг. было сооружено еще три электростанции типа «Северное сияние», на которых устанавливались более надежные и экономичные двигатели второго поколения, разработанные на базе судовых ГТД М8Е, мощностью 12 МВт, с удельным расходом 310 г/кВт·ч и работающие на жидком топливе. К 1980 г. были построены две электростанции, где установлены судовые ГТД типа ДЦ59 мощностью 12 МВт и работающие на природном газе.

В 1973 г. началась модернизация чешских паротурбинных энергопоездов, которые в послевоенное время использовались при восстановлении объектов народного хозяйства. Вместо паротурбинных установок, работающих на угле, были применены газотурбинные двигатели типа ДО12 (судовой двигатель



М62) мощностью 4,0 МВт, работающие на дизельном топливе. Головной энергопоезд ГТЭ-4 «Маяк-01» в составе трех платформ был модернизирован в ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» и по настоящее время используется для обеспечения электроэнергией г. Лабитнанги Тюменской области. Всего было изготовлено 19 электростанций ГТЭ-4, которые широко использовались в 70-е годы как основные источники энергоснабжения в ходе строительства Байкало-Амурской магистрали и прилегающих к ней промышленных объектов и поселков.

Широкое применение как в передвижной, так и в стационарной энергетике, нашел блочный газотурбинный агрегат ГТГ-12 разработки и производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», где применен судовый двигатель 2-го поколения ДЦ59. Впервые этот агрегат был применен при модернизации стационарной Небит-Дагской ГРЭС (Туркмения), где физически устаревшие ГТУ АО «НЗЛ» ГТ-700-12М были заменены на установки ГТГ-12, работающие на природном газе.

С 1980 по 1990 гг. был разработан и внедрен в эксплуатацию новый тип передвижных газотурбинных электростанций на железнодорожном ходу ГТЭ-24 на базе агрегатов ГТГ-12. Все технологическое оборудование, в том числе и две установки ГТГ-12 со своими электрогенераторами, распределительные устройства, главный щит управления монтировались на шести железнодорожных платформах. В этот же период девять стационарных электростанций с агрегатами ГТГ-12 мощностью от 24 до 144 МВт были спроектированы институтом «Сельэнергопроект» и введены в эксплуатацию. Их суммарная установленная мощность составляла 660 МВт. Типичным примером применения электростанций ГТЭ-24 являются ГРЭС, построенные в г. Мирном (Якутия), Байконуре (г. Ленинск, Казахстан), Тенгизе (Казахстан), Уренгое, Пангоде (Тюменская обл.) и др.

На 1989 г. установленная мощность энергетических ГТУ в системе Минэнерго СССР находилась на уровне 2 тыс. МВт.

Традиционной областью применения газовых турбин является компрессорные станции магистральных газопроводов; структура парка ГПА показана в табл. 2.2 [4].

По состоянию на 1.01.97 г. около 11 % мощностей имеют наработку более 100 тыс. ч, 49 % – в пределах 50–100 тыс. ч. Около 9 % транспортируемого природного газа расходуется на привод компрессоров, поэтому повышение экономичности приводных ГТУ является актуальной проблемой.

В оснащении компрессорных станций газотурбинными газоперекачивающими агрегатами существенная роль принадлежала двум крупным поставщикам стационарных газотурбинных установок – Невскому заводу (НЗЛ, г. Санкт-Петербург) и турбомоторному заводу (ТМЗ, г. Екатеринбург). Параметры ГТУ, разработанных этими предприятиями, представлены в табл. 2.3; как указывалось, здесь и в последующих главах приняты обозначения для начальной температуры газа в ГТУ  $t_r$  (вместо  $t_3$ ), а температуры выхлопных газов за турбиной  $t_{гт}$  (вместо  $t_4$ ). Эти ГТУ относятся к машинам первого поколения и при сравнительно низкой экономичности показали достаточно высокую надежность. Так, например, ГТН-6 ТМЗ мощностью 6 МВт нарабатывали в условиях компрессорных станций 15,2 млн ч; ГТН-16 мощностью 160 МВт – 1,15 млн ч. Средняя наработка на отказ в 1991 г. составила 8500 и 3500 ч для турбин указанной мощности соответственно.

Таблица 2.2

## Структура парка газоперекачивающих агрегатов

Тип ГТУ	Единичная мощность, МВт	Количество агрегатов, шт.	Суммарная мощность, МВт	Наибольшая наработка, тыс. ч	Место установки ГПА с наибольшей наработкой
Центавр	2,62/3,9	20/10	91,4	76,7	Степное
ГТ-700-5	4,25	26	110,5	191,9	Н. Туринская
ГТК-5	4,4	14	61,6	85,1	Ногинская
ГТ-750-6, Ладога, Аврора. Дон-1	6,0	76/6/15/2	594,0	154,6	Н. Туринская
ГТ-750-6	6,0	140	840,0	161,1	Лонг-Юганская
ГТН-6	6,3	83	522,9	104,9	Вуктыльская
ГПА-Ц-6,3	6,3	438	2759,4	137,4	Оханская
Дон 2,3	6,5	5	32,5	–	Истинская
ГТНР-10	10,0	1	10,0	–	Алгасовская
ГТК-10	10,0	753	7530,0	133,4	Казымская
ГТК-10-2, ГТК-10-4	10,0	5/14	190,0	54,0	Башмаковская
ГТК-10 И	10,0	150	1500,0	130,1	Фроловская
ГПУ-10	10,0	278	2780,0	106,1	Долматовская
Коберра-182	11,9/12,9	19/14	406,7	107,1	Тургасская
ГПА-12Р	12,0	2	24,0	8,3	Ординская
ГТНР-12,5	12,5	1	12,5	23,5	Ординская
ГТК-16	16,0	3	48,0	110,1	Кр. Туринская
ГТНР-16	16,0	1	16,0	0,002	Мокроусская
ГТН-16	16,0	58	928,0	59,9	Кр. Туринская
ГТН 16М	16,0	2	32,0	8,8	Ухтинская
ГТН-16М-1	16,0	2	32,0	–	Приводинская
ГПА-Ц-16	16,0/18,0	569/10	9284,0	69,6	Приозерная
ГПУ-16	16,0	68	1088,0	26,1	Вятская
ГПА-16	16,0	8	128,0	12,1	Агрызская
ГПА-16МГ	16,0	10	160,0	–	Заволжская
ГПА-16МЖ	16,0	16	256,0	–	Арская
ГТК-25 И	25,0	105	2625,0	120,6	Надымская
ГТК-25 ИР	25,0	5	125,0	–	Заволжская
ГПА-Ц-25	25,0	1	25,0	–	Тольяттинская
ГТН-25	25,0	86	2150,0	70,7	Ивдельская
ГТН-25-1	25,0	6	150,0	20,3	Елецкая
<b>Итого:</b>		<b>3022</b>	<b>34512,5</b>		

Таблица 2.3

**Стационарные ГТУ производства НЗЛ и ТМЗ  
для магистральных газопроводов**

Тип ГТУ	Год выпуска/количество агрегатов, шт.	Мощность, МВт	$\pi_k$	$t_r, ^\circ\text{C}$	$\eta_{es}, \%$	$n_{гтк}, \text{об/мин}$	$n_{ст}, \text{об/мин}$	$G_b, \text{кг/с}$
<i>Невский завод</i>								
ГТ-700-4	1957/59	4,00	5,0	700	18,0	–	3096	41,5
ГТ-700-5	1960/133	4,25	3,9	700	25,0	4998	5496	45,2
ГТ-750-6	1963/258	6,00	4,6	750	27,0	5196	5298	53,4
ГТК-5	1965/31	4,40	3,9	700	26,0	4998	5400	45,2
ГТК-10	1969/1030	10,00	4,6	780	28,0	5196	4800	85,0
ГТК-10-3	1970/34	10,00	4,6	780	30,0	–	4800	89,0
ГТН-6	1970	6,00	6,0	760	23,0	6100	6100	45,5
ГТН-25	1981/126	27,50	12,1	780	28,0	4320/5316	4800	175,0
ГТЭР-10	–	10,00	–	–	32,5	–	4800	79,0
ГТЭР-12	1994/1	12,00	–	–	33,0	–	5000	90,7
ГТЭР-16	1994/2	16,00	–	–	33,2	–	5200	92,9
ГТК-10М	1996/1	10,30	4,24	780	33,2	–	4800	78,9
<i>Турбомоторный завод</i>								
ГТ-6-750	–	6,00	6,0	760	24,0	3000	6100	45,0
ГТК-16	–	16,00	7,5	810	26,0	4900	4600	100,0
ГТН-16	–	16,00	11– 11,5	900– 920	29,0	6900	6500	89,0

Типовые конструктивно-технологические принципы, характерные для этих стационарных газоперекачивающих агрегатов, хорошо видны из описания установки ГТК-10 НЗЛ – двухвальной ГТУ открытого цикла с регенерацией. Конструктивное исполнение – блочное: блоки турбогруппы, камеры сгорания, регенератора, системы регулирования, вспомогательных систем (рис. 2.2) [2]. Масса установки 56 т. Агрегаты турбоблока: осевой компрессор, ТВД, ТНД и пусковой турбодетандер – смонтированы на общей раме. Корпус компрессора – чугунный, имеет горизонтальный и вертикальный технологический разъемы. Корпуса подшипников ротора компрессора – ТВД отлиты заодно с корпусом компрессора. Выхлоп из компрессора – нижний, с целью облегчения трассировки воздухопроводов – раздвоенный. Ротор компрессора – барабанный, 10-ступенчатый. Концевая часть ротора компрессора (со стороны всасывающего патрубка) соединена с барабаном горячей прессовой посадкой и фиксируется радиальными штифтами. На другом конце ротора, откованном заодно с барабаном, консольно насажен

диск 1-ступенчатой ТВД. Передача крутящего момента с диска ТВД на вал и их соосность в процессе работы обеспечиваются радиальными штифтами. За пятой ступенью выполнен промежуточный выпуск воздуха через восемь противоположных клапанов, равномерно расположенных по окружности. Ротор ТНД – двухпорный, 1-ступенчатый, консольный. Крепление диска на валу выполнено аналогично ротору ТВД. Обе турбины расположены в общем корпусе, имеющем горизонтальный и вертикальный технологический разъемы. Часть высокого давления (ЧВД) – литая, низкого (ЧНД) – сварная. ЧВД имеет патрубок, через который поступает газ из камеры сгорания, ЧНД имеет раздвоенный патрубок для присоединения выхлопных трубопроводов. В корпусе установлена сварно-штампованная внутренняя вставка из аустенитной стали толщиной 4 мм. Между вставкой и наружным корпусом из низколегированной стали уложена изоляция. Охлаждение наружного корпуса производится до уровня температуры выхлопной части компрессора. Это дало возможность жестко соединить корпуса турбин и компрессора. Камера сгорания – индивидуальная, выносная (на рисунке не показана). Горелочное устройство установлено во фронтальной части камеры, состоит из основной и дежурной горелок. Рабочее топливо – природный газ. Фронтальное устройство – трехрегистрающее, пламенная труба – цилиндрическая. К корпусу переднего подшипника компрессора прикреплен пусковой турбодетандер – двухвенечная турбина, использующая энергию расширения газа из газопровода до атмосферного давления. Противоточный воздухоподогреватель состоит из двух вертикальных секций со степенью регенерации 0,7. Этот агрегат имел несколько модификаций и в связи с длительным сроком его производства (с середины 60-х годов) неоднократно модернизировался. Одна из последних моделей ГТК-10-4 наиболее широко распространена на магистральных газопроводах СНГ.

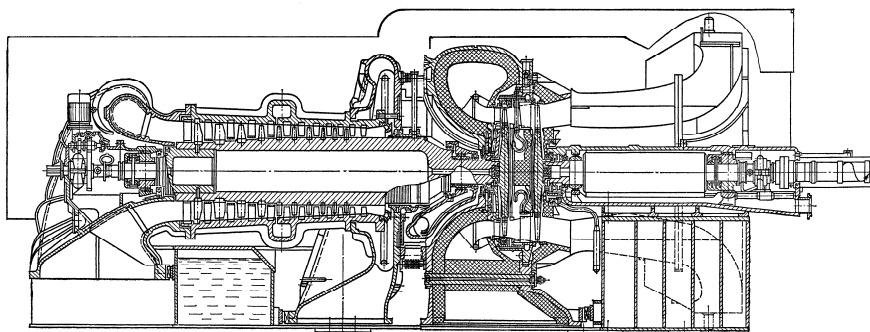


Рис. 2.2. Конструктивная схема установки ГТК-10 НЗЛ мощностью 10 МВт.

Из описания видно, что в конструкции ГТУ отражены принципы конструирования стационарных газотурбинных установок, в значительной мере заимствованных из области проектирования стационарных паровых турбин. Такая же тенденция была характерной и для ГТУ, выпускавшихся ТМЗ [2].

В связи с острой нехваткой газоперекачивающих агрегатов для магистральных газопроводов в 70-е годы в ОАО «Самарское конструкторское бюро

машиностроения» было широко развернуто производство промышленной приводной ГТУ НК-12СТ (индекс двигателей НК составлен по инициалам генерального конструктора авиадвигателей Николая Кузнецова), созданной по заказу Мингазпрома на базе авиационного турбовинтового двигателя НК-12МВ, устанавливавшегося на самолетах Ту-95, Ту-114, Ан-22. ГТУ НК-12СТ со свободной силовой турбиной использовались для привода нагнетателей Сумского НПО им. М. В. Фрунзе в составе агрегата ГПА-Ц-6,3 [5]. Применительно к условиям КС газопроводов при  $t_{\text{нв}} = 15^\circ\text{C}$  и  $p_a = 101,3$  кПа он имеет мощность 6,3 МВт и КПД 26,1 % при степени повышения давления 7,8 и начальной температуре газа  $810^\circ\text{C}$ . Умеренная экономичность объясняется пониженным КПД турбомашин вследствие снижения начальных параметров газа, что обеспечивало длительную работоспособность ГТУ. Большую часть узлов и деталей двигателя используют после выработки ими летного ресурса. Общий ресурс ГТД составляет 30 000 ч. Масса двигателя в составе ГПА – 4 т. Приводные агрегаты навешены непосредственно на статор ГТД. В настоящее время двигатели НК-12СТ эксплуатируются в составе 852 газоперекачивающих агрегатов на 117 компрессорных станциях. Большинство из них имеет наработку около 60 тыс. ч без ремонта.

С 1983 г. на КС начал поступать агрегат ГПА-Ц-16 мощностью 16 МВт и КПД = 27,5 %, использующий в качестве привода гибридный ГТД НК-16СТ. Он был создан на базе выработавших ресурс авиадвигателей НК8-2У, эксплуатирующихся на самолетах Ту-154 и Ил-62.

На компрессорных станциях концерна Газпром находятся в эксплуатации 750 газоперекачивающих агрегатов ГПА-Ц-6,3 с двигателями НК-12СТ и 419 агрегатов ГПА-Ц-16 с двигателями НК-16СТ общей мощностью 12,0 ГВт, что составляет четверть парка газоперекачивающих агрегатов и 35 % установленной мощности входящих в него газотурбинных агрегатов.

После 1991 г. и другие фирмы-производители авиационных ГТД начали разрабатывать и предлагать на рынке гибридные промышленные ГТУ в классе мощности от 2 до 25 МВт, предназначенные как для работы на КС магистральных газопроводов, так и для привода электрогенераторов [6]. Технические характеристики и описание особенностей конструкций таких ГТУ приводятся в последующих разделах.

Большой вклад в создание газоперекачивающих агрегатов на базе судовых ГТД внесло ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» [21]. В 1976 г. на базе двигателя М8Е был создан первый на предприятии газоперекачивающий агрегат ГПА-10, серийное производство которого было начато в 1978 г. Всего было выпущено порядка 600 агрегатов ГПА-10 и модернизированных агрегатов ГПА-10-01. В 1987 г. для более мощных газоперекачивающих агрегатов ГП-12,5 и ГПА-16 на базе судового двигателя ДТ59 был создан ГТД ДЖ59Л2, а с 1992 г. предприятием разработано и реализовано 36 проектов модернизации ГПА с использованием созданных им двигателей II, III и IV поколений.

## 2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ПРОМЫШЛЕННЫЕ ГТУ РОССИЙСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

### 2.1. ГТУ производства АО «Авиадвигатель»

АО «Авиадвигатель» (Россия, г. Пермь) создало и передало в серийное производство 24 типа двигателей для самолетов и вертолетов, среди которых самолеты 60–80-х годов Ту-134, Ту-154М, Ил-62М, транспортный Ил-76, истребитель-перехватчик МиГ-31, вертолеты Ми-6, Ми-9. В 1992 г. сертифицирован высокопараметрический двигатель ПС-90А (индекс двигателей ПС составлен по инициалам генерального конструктора авиадвигателя Павла Соловьева) для российских самолетов нового поколения Ту-204, Ил-96-300 и модифицированного Ил-76МФ с улучшенными характеристиками. Двигатели разработки АО «Авиадвигатель» составляют около 60 % двигательного парка стран СНГ.

Достижения современной авиационной техники – топливная экономичность, электронная система управления, контроля и диагностики, модульная конструкция, простота и удобство обслуживания в полной мере используются при создании промышленных установок, что обеспечивает соответствие характеристик создаваемых двигателей уровню лучших мировых достижений [7].

АО «Авиадвигатель» работает в сотрудничестве с пермскими предприятиями АО «Пермские моторы» – серийным изготовителем, АО «Стар» – разработчиком и изготовителем автоматики для авиадвигателей и ГТУ, НПО «Искра» – разработчиком и изготовителем ГПА и ГТЭС. Эти компании сформировали центр по разработке, изготовлению, комплектной поставке и сервисному обслуживанию блочно-комплектных газоперекачивающих агрегатов и газотурбинных электростанций нового поколения.

По заказу Газпрома разработано семейство промышленных газотурбинных установок в диапазоне мощности 2,5–16 МВт. Эти авиапроизводные ГТУ являются двухвальными и предназначены (за исключением ГТУ-2,5П) для непосредственного привода нагнетателей природного газа на компрессорных станциях. Технические данные ГТУ представлены в табл. 2.4 из которой видно, что в связи с повышенными оборотами вала силовой турбины для привода электрогенератора необходимо применение понижающего редуктора [6, 7].

Таблица 2.4

Газотурбинные установки АО «Авиадвигатель»

Показатель*	ГТУ-2,5П	ГТУ-4П	ГТУ-6П	ГТУ-12П/12ПЭР	ГТУ-16П/16ПЭР
Мощность на валу, МВт:					
– номинальная	2,7	4,3		12,7/12,8	16,8/17
– максимальная	2,9	4,7	6,25	13,9	18,5
КПД, %	21,8	24,8	27,1	33,7/32,9	35,6/34,8
Частота вращения вала СТ, об/мин	5500	5520	–	6500	5300
Изменяемый диапазон частоты вращения выходного вала, %	–	–	–	70–105	–

Окончание табл. 2.4.

Показатель*	ГТУ-2,5П	ГТУ-4П	ГТУ-6П	ГТУ-12П/12ПЭР	ГТУ-16П/16ПЭР
Частота вращения выходного вала редуктора для привода генератора, об/мин	1000/3000	3000	–	3000	3000
Степень повышения давления	5,8	7,3	–	16,1	19,5
Температура газа перед ТВД, °С	683	790	897	1126	1207
Температура газа за турбиной, °С	375	415	471	493/504	495/507
Расход рабочего тела, кг/с	24,6	29,4	33,5	45,9	56,1
Удельный расход топлива, кг/кВт·ч ( $Q_H^p = 49,9$ МДж/кг)	0,341	0,298	0,276	0,208/ 0,223	0,194/ 0,211
Удельный расход теплоты, кДж/кВт·ч	16 822	15 000	–	10 435	9730
Коэффициент избытка воздуха в выхлопных газах	5,78	4,96	4,18	3,42	3,38
Выбросы NO <sub>x</sub> /CO, мг/нм <sup>3</sup> (при 15 % O <sub>2</sub> )	50/100	50/50	50/50	50/30	50/30
Безвозвратные потери масла, кг/ч	0,5	0,5	–	0,6	–
Давление топливного газа, МПа	1–1,2	1,4–1,6	1,8–2,2	2,4–3,0	2,8–3,2
Межремонтный ресурс, ч	25 000				
Влияние сопротивления (+100 мм Н <sub>2</sub> O) входного тракта на:					
– снижение мощности, %	–1,45	–1,68	–1,68	–1,26	–1,55
– снижение КПД, %	–1,07	–1,01	–1,01	–0,60	–0,50
Влияние сопротивления (+100 мм Н <sub>2</sub> O) выходного тракта на:					
– снижение мощности, %	–0,43	–0,70	–0,70	–0,52	–0,66
– снижение КПД, %	–1,07	–1,01	–1,01	–0,60	–0,58
Начало серийного производства, год	1994	1996	1992	1995	1995
Количество валов	2				
Расход топливного газа, кг/ч	878	1248	–	2700	3394
Масса, т	2,6	2,5	2,6	5,0	6,8

\* – в условиях ISO, без учета потерь на входе и выходе ГТУ.

ГТУ-2,5П используются для привода генераторов передвижных и блочно-комплектных электростанций мощностью 2,5 МВт. Созданы на базе одного из самых надежных авиационных двигателей Д-30 3-й серии (самолет Ту-134)

разработки АО «Авиадвигатель», производства АО «Пермские моторы». В ГТУ-2,5П отбор мощности происходит с холодного конца двигателя, для чего вал ССТ проходит внутри ротора газогенератора (рис. 2.3).

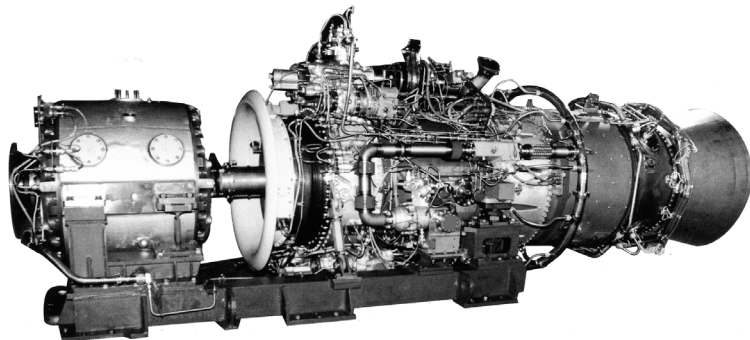


Рис. 2.3. Общий вид ГТУ-2,5П с понижающим редуктором [7].

Турбина компрессора и силовая турбина выполнены 2-ступенчатыми. К конструктивным особенностям ГТУ относится возможность замены узлов без полной разборки двигателя, отдельное расположение САУ и элементов обеспечения, а также выносной редуктор. Поставляется в комплектации согласно требованиям Заказчика с редуктором Р-25 (частота вращения выходного вала 1000 об/мин) или Р-45 (частота 3000 об/мин), с воздушной системой запуска и с дожимным топливным компрессором. Необходимое для работы ГТУ давление топливного газа составляет 1–1,2 МПа. ГТУ оснащена системой контроля за состоянием, созданная на базе авиационных технологий. Уровень эмиссии  $\text{NO}_x < 50 \text{ мг/нм}^3$ .

ГТУ-2,5П разработана для модернизации передвижных автоматизированных электростанций ПАЭС-2500. Модернизированный вариант получил название ПАЭС-2500М. Характеризуется высокой степенью готовности к пуску. Может использоваться как в базовом режиме, так и в режимах резервирования, пиковом, полупиковом. Основным потребителем электростанций являются предприятия Газпрома.

Среди эксплуатационных характеристик отмечаются такие: возможность сброса 100 % от номинальной нагрузки с выходом на режим холостого хода и наброса 110 % от номинальной нагрузки с сохранением требуемых параметров электрического тока; быстрый турбодетандерный запуск и прием нагрузки не более, чем за 70 с; возможность перепрограммирования двухканальной электронной системы управления; энергонезависимость (обеспечение собственных нужд от внутреннего источника); точность и надежность диагностики, в том числе осмотр с помощью бороскопов, позволяющий производить эксплуатацию ГТУ по техническому состоянию. Описание технологии применения бороскопов содержится на zoom-странице № 2.

Конструкция базовой ГТУ-2,5П позволила создать ГТУ-4П мощностью 4 МВт, которая обладает всеми преимуществами и эксплуатационными характеристиками ГТУ-2,5П; двухпараметрические нагрузочные характеристики этих ГТУ были приведены на рис. 1.88. По результатам исследований



были определены оптимальные монтажные радиальные зазоры по лопаткам компрессора и турбин для условий работы ГТУ-4П, уточнена геометрия выходных кромок (путем снятия металла со спинки, не меняя величины горла межлопаточного канала) [8]. Проведенные на специальном стенде приемосдаточные испытания 14 серийных ГТУ-4П на номинальном режиме подтвердили соответствие КПД проектным данным.

Газотурбинная установка – двухвальная, со свободной силовой турбиной. Ротор газогенератора состоит из 10-ступенчатого осевого компрессора и 2-ступенчатой осевой турбины. Камера сгорания трубчато-кольцевого типа с 12 пламенными трубами и 12 свечами расположена между компрессором и турбиной. Силовая турбина – осевая, 2-ступенчатая. Частота вращения силовой турбины 5520 об/мин. Для снижения частоты вращения выходного вала ГТУ до 3000 об/мин использован редуктор с передаточным отношением 1,84.

По техническому заданию РАО «ЕЭС России» на базе ГТУ-4П была создана электростанция ГТЭС «Урал-4000». Основные узлы ГТЭС (ГТУ и генератор) размещены в транспортном контейнере с шумо- и теплоизолирующей обшивкой. Электрогенератор ГТГ-4-2РУХЛ мощностью 5 МВА изготовлен в ОАО «Привод» (г. Лысьва), особенностью которого является картерная схема смазки подшипников (без маслостанции). В генераторе применена бесщеточная система возбуждения, которая упрощает обслуживание и облегчает автоматизацию энергоустановки. ГТЭС укомплектована всеми необходимыми системами жизнеобеспечения и вспомогательными устройствами, а также комплексом контроля и управления электростанцией КУЭС-2500Р, разработанным ОАО «Стар» (г. Пермь) на современном уровне с применением средств цифровой микропроцессорной техники. Первая стационарная электростанция с ГТУ-4П была введена в строй в 1996 г. в АО «Пермские моторы» для собственных нужд. По заданию Заказчика могут быть разработаны варианты ГТУ, работающие на жидком топливе и на нетрадиционных: биогазе, попутном, нефтяном и т. д., а также в двухтопливном варианте.

Для повышения мощности ГТУ до 6 МВт и КПД до 37–40 % разрабатывается регенератор. Все ГТУ, в том числе с регенеративным циклом, проектируются с учетом возможного применения в составе комбинированных теплоэлектростанций.

ГТУ-12П и ГТУ-16П предназначены для привода центробежных нагнетателей природного газа в составе газотурбинных газоперекачивающих агрегатов нового поколения ГПА-12 «Урал» и ГПА-16 «Урал» и используются при реконструкции компрессорных станций, оборудованных ГПА типа ГТК-10, Совега и др.; имеют высокую степень унификации и полную взаимозаменяемость. Внешний вид ГТУ-12П представлен на рис. 1.47. ГТУ-16П разработана на базе высокоэффективного газогенератора современного авиадвигателя ПС-90А. Компрессор и турбина оборудованы активной системой регулирования радиальных зазоров между статором и ротором, что позволяет оптимизировать их величину на различных режимах с целью повышения КПД. Модульная конструкция ГТУ позволяет менять компоненты без полной разборки, имеется возможность съема коробки приводов агрегатов и замены газогенератора или свободной турбины. САУ и элементы систем обеспечения

располагаются отдельно от двигателя, что позволяет менять модули САУ во время работы. Расположение всех агрегатов и датчиков давления вне моторного отсека ГТУ обеспечивает свободный доступ к ним. Монтаж/демонтаж изделия производится в течение 15 ч. Корпуса силовой турбины обеспечивают локализацию частей роторных деталей (лопаток) в случае разрушения. Точность и надежность диагностики (в том числе осмотр бороскопами) позволяет проводить эксплуатацию ГТУ по техническому состоянию. Конструкция камеры сгорания позволяет производить на месте эксплуатации замену узлов горячей части КС и лопаток соплового аппарата первой ступени турбины. Возможны варианты поставки ГТУ с топливным дожимным компрессором, с редуктором для привода электрогенератора или со специальной силовой турбиной для различных вариантов применения. Статические характеристики ГТУ-16П приведены на рис. 2.4.

В 1994 г. Газпром принял на оснащение КС агрегаты ГПА-12 «Урал» (17 шт.) и ГПА-16 «Урал» (4 шт.) с ГТУ-12П и ГТУ-16П соответственно. При этом ГТУ-16П имеет в своем составе 85 % деталей, унифицированных с ГТУ-12П. Средняя наработка на отказ ГТУ-12П в 2000 г. (с учетом отказов САУ), приведшая к аварийному останову ГПА, составила 2461 ч. Для ГТУ-16П указанная наработка достигла 4761 ч. Большинство отказов имело конструктивно-производственный характер.

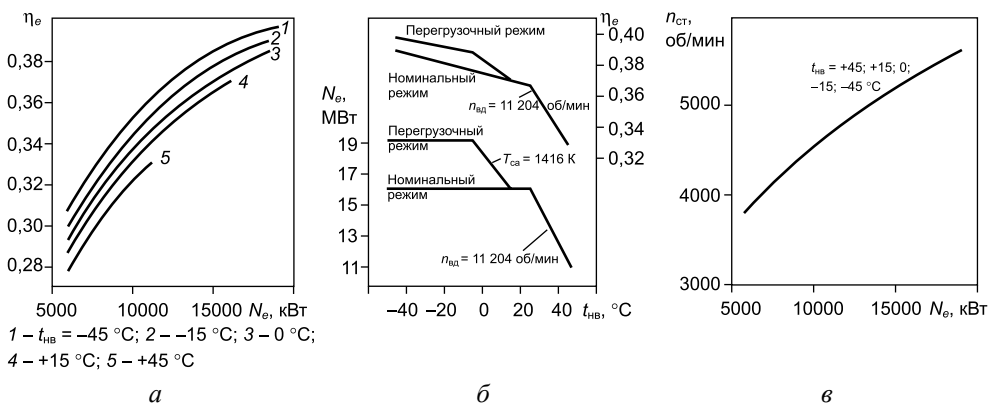


Рис. 2.4. Статические характеристики приводной ГТУ-16П [7]:

а – нагрузочные; б – климатические; в – скоростная.

Электростанция ЭГЭС-12С на базе ГТУ-12П разработана НПО «Искра», которая осуществляет изготовление и поставку газотурбинных электростанций и энергоблоков различной мощности [9]. Техничко-экономические показатели энергоблока представлены в табл. 2.5. Основу энергоблока составляют синхронный турбогенератор ТС-12-2РУХЛ-3 (производства ОАО «Привод», г. Лысьва) и его привод – газотурбинная установка ГТУ-12ПГ-2, которые расположены в общем машинном зале. Редуктор типа ТА45Х разработки фирмы Renk (Германия) обеспечивает необходимую частоту вращения ротора турбогенератора – 3000 об/мин. К зданию машинного зала энергоблока примыкает входной тракт газотурбинной установки с 2-ступенчатым воздухоочиститель-

ным устройством (ВОУ). Газоход и выхлопная труба с шумоглушителем располагаются над входным воздухопроводом.

Для снижения уровня шума и тепловыделений в машинный зал газотурбинная установка (включающая двигатель, входной конфузор, выхлопную улитку, трансмиссию и системы жизнеобеспечения) помещается в специальный звукотеплоизолирующий кожух и устанавливается на опорную раму, образуя силовой блок. Система охлаждения ГТУ с принудительной подачей атмосферного воздуха под кожух ГТУ с расходом 10–12 кг/с обеспечивает необходимый температурный режим и минимальное избыточное давление воздуха – 70 Па. Забор воздуха производится из зоны гарантированно удаленной от мест возможной утечки газа. Воздухоочистительное устройство включает циклонную ступень очистки и воздушные тканевые фильтры. При этом достигается 100 %-ная очистка от пылевых частиц размером более 10 мкм и 95 %-ная – от частиц размером более 2 мкм. Заданные технические характеристики обеспечиваются при эксплуатации в зонах с относительной влажностью до 100 %, максимальной кратковременной запыленностью атмосферного воздуха не более 200 мг/м<sup>3</sup> и среднегодовой концентрацией пылевых частиц в атмосферном воздухе не более 3 мг/м<sup>3</sup>. ВОУ рассчитано на совместную работу с агрегатной системой подогрева циклового воздуха, которая осуществляется путем подачи горячего воздуха от 13-й ступени компрессора ГТД.

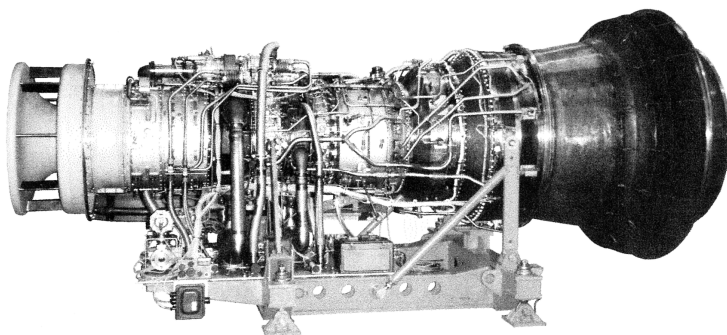
Таблица 2.5

**Основные параметры энергоблока ЭГЭС-12С**

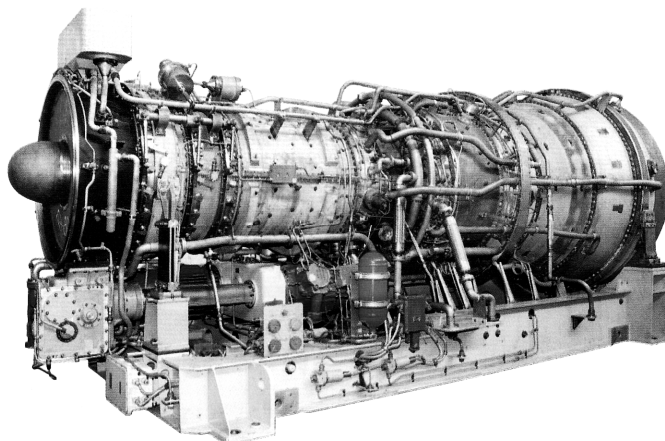
Показатель	Величина
Номинальная электрическая мощность (на клеммах турбогенератора), МВт	12
Электрический КПД, %, не менее	31,5
Назначенный ресурс энергоблока, тыс. ч	100
Наработка до капитального ремонта, тыс. ч	25
Удельный расход топливного газа при номинальной мощности, г/кВт·ч	266
Частота переменного тока, номинальная, Гц	50
Качество электроэнергии: • установившееся отклонение напряжения (от номинального значения) при плавном изменении/постоянной симметричной нагрузке в диапазоне от 10 до 100 % от номинальной мощности, %, не более • переходное отклонение напряжения генератора при сбросе 100 % – наборе 70 % симметричной нагрузки, %, не более • время восстановления напряжения генератора при сбросе/наборе 70 % симметричной нагрузки, с	+1/+0,5 ±10 От 2 до 5

Запуск ГТД осуществляется гидростартером от электронно-гидравлической системы запуска С107-ГТУ. Гидростанция размещается вне помещения машинного зала и обеспечивает последовательный запуск нескольких ГТУ. Время разгона ротора газогенератора до частоты вращения 2200 об/мин (режим «холодной» прокрутки) составляет не более 30 с.

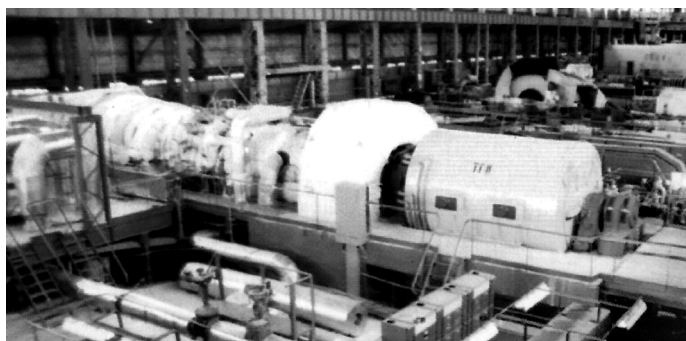
**СДЕЛАНО В УКРАИНЕ**  
(внешние виды некоторых типов газотурбинных приводов)



Двигатель Д-336 мощностью 10 МВт производства ОАО «Мотор Сич».



Двигатель ДН80 мощностью 25 МВт производства  
ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект».



Энергетическая ГТУ ГТЭ-45-3М мощностью 58,2 МВт  
производства АО «Турбоатом».

Турбогенератор ТС-12-2РУХЛ-3 – двухполюсный, синхронный, с бесщеточной диодной цифровой системой возбуждения типа СВБД-Ц, с циркуляционной системой смазки. Имеет вентиляционный модуль воздухоочистки и рециркуляции и встроенные трансформаторы тока и напряжения. Охлаждение турбогенератора осуществляется атмосферным воздухом с помощью вентиляторов, установленных на валу ротора. Воздух проходит через модуль воздухоочистки и рециркуляции, вентиляционные каналы и далее выбрасывается в атмосферу.

Система автоматического управления (САУ) энергоблока выполнена на базе программно-технических средств компании Siemens. САУ энергоблока взаимодействует с аппаратурой силовой автоматики, с системами возбуждения генератора, бесперебойного питания, контроля загазованности под кожухом ГТУ, пожарной сигнализации и автоматического пожаротушения, измерения вибрации, гидрозпуска, а также с АСУ ТП ЭСН. Энергоблок оборудован системой объемного пожаротушения под кожухом ГТУ. Она включает в себя установку углекислотного пожаротушения и установку пожарной сигнализации. Топливом для ГТУ энергоблока является природный газ (или попутный нефтяной газ). Для исключения раскрутки генератора и двигателя при аварийном снятии нагрузки в системе регулирования подачи топлива ГТУ последовательно установлены два отсечных газовых клапана. Система маслообеспечения ГТУ и объединенная система маслообеспечения редуктора и генератора обеспечивают работу циркуляционных систем смазки. При останове энергоблока на период выбега роторов подача масла в двигатель, редуктор и генератор осуществляется электроприводными масляными насосами.

13 энергоблоков ЭГЭС-12С «Урал» эксплуатируются в составе многоагрегатных электростанций собственных нужд на нефтяных месторождениях Сургутнефтегаза. Суммарная наработка лидерного энергоблока на конец 2004 г. составила 4466 ч.

## **2.2. ГТУ производства ОАО «НПО «Сатурн» – АО «Рыбинские моторы»**

В начале 1980-х годов в ОАО «НПО «Сатурн» велись разработки перспективного газогенератора «77» с начальной температурой газа около 1500 °С для целого семейства авиационных двигателей различного применения [10]. Конструктивно газогенератор состоял из 9-ступенчатого компрессора, кольцевой камеры сгорания, 1-ступенчатой турбины, двухпорного ротора и технологического сопла (для проведения доводочных испытаний). Компрессор имел степень повышения давления 12,4 и расход воздуха 22,2 кг/с, степень расширения в турбине компрессора 3,62. Однако созданный и доведенный газогенератор оказался невостребованным в авиации. Поэтому НПО «Сатурн» разработал на базе созданного газогенератора целый ряд газотурбинных приводов для газоперекачивающих агрегатов, теплоэлектростанций, кораблей морского флота. Параметры некоторых из них (ГТД-4РМ, ГТД-6,3РМ, ГТД-10РМ) приведены в табл. 2.6.

Высокий температурный потенциал газогенератора позволяет получить на его базе ряд двигателей мощностью от 4 до 10 МВт с незначительными отличиями друг от друга. Основой ряда таких двигателей является созданный для «Газпрома» газоперекачивающий агрегат ГПА-4РМ, который предназначен для закачки газа в подземные хранилища. Схематично продольный разрез

двигателя этого агрегата и основные параметры показаны на рис. 2.5 и табл. 2.6. Газотурбинный двигатель ГТД-4РМ создан на базе газогенератора «77» со следующими изменениями [11]:

- с целью увеличения ресурса снижена начальная температура газа;
- входное устройство двигателя адаптировано с комплексным воздухоочистительным устройством;
- камера сгорания адаптирована под газообразное топливо;
- для повышения КПД и увеличения ресурса турбина компрессора спроектирована 2-ступенчатой, без центрального отверстия в диске;
- силовая турбина (с опорами и выходным валом) спроектирована вновь, с максимальной частотой вращения  $n_{ст} = 11\ 500$  об/мин.

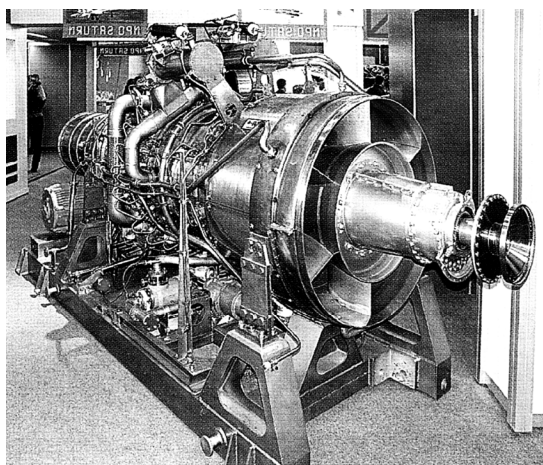
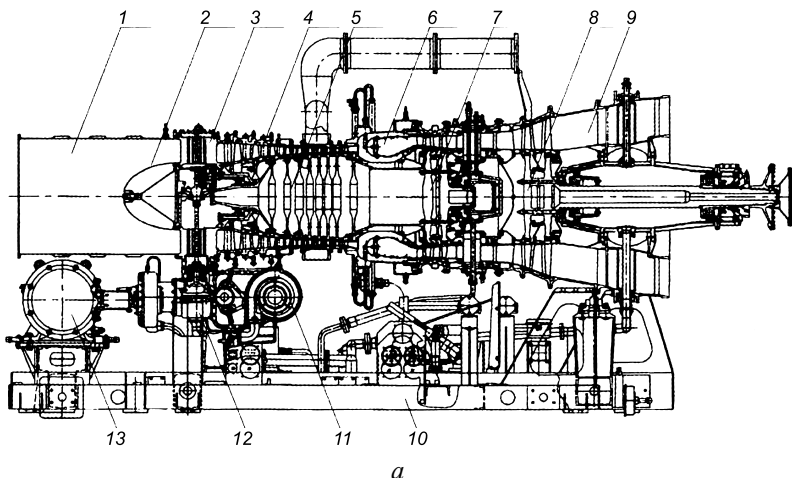


Рис. 2.5. Продольный разрез (а) и вид на двигатель со стороны выходного вала (б) ГТД-4РМ с силовой турбиной [12]: 1 – удлинительная проставка; 2 – обтекатель; 3 – корпус передней опоры; 4 – статор компрессора; 5 – ротор компрессора; 6 – жаровая труба; 7 – турбина компрессора; 8 – силовая турбина; 9 – промежуточный корпус; 10 – подмоторная рама; 11 – компрессор «Гном»; 12 – коробка приводов с агрегатами; 13 – выносная коробка приводов.

Газогенератор двигателя состоит из осевого однокаскадного 9-ступенчатого компрессора, кольцевой прямоточной камеры сгорания и осевой реак-

тивной 2-ступенчатой турбины. К газогенератору пристыкован модуль 2-ступенчатой свободной силовой турбины. К нижней части переднего корпуса компрессора крепится коробка агрегатов двигателя. Компрессор двигателя высоконагруженный; нагрузка на ступень превышает нагрузку двигателей четвертого поколения на 45 %, КПД компрессора выше КПД соответствующих аналогов на 0,5–1,5 %.

Уровень выбросов оксидов азота и окиси углерода на головном образце менее 80 мг/м<sup>3</sup>, с дальнейшим снижением после окончательной доводки камеры сгорания до 50 мг/м<sup>3</sup>. Максимальная температура газа перед турбиной компрессора – 947 °С (при  $t_{нв} > +20$  °С), степень расширения газа в турбине компрессора – 4,22; рабочие лопатки первой ступени – охлаждаемые. Силовая турбина при температуре на входе 597 °С, степени расширения 2,59 имеет эффективный КПД 93 %.

Таблица 2.6

**Технические характеристики ГТУ-приводов  
ОАО «НПО «Сатурн» – АО «Рыбинские моторы»**

Тип ГТУ	Мощность, МВт	КПД, %	Расход топлива, кг/ч	Степень повышения давления	Расход воздуха, кг/с	Температура газа, °С		Частота вращения выходного вала, об/мин
						перед турбиной	на выхлопе	
ГТД-4РМ	4,11	32,5	923	12,1	21,7	881	386	10500
ГТД-6,3РМ	6,44	33,4	1424	11,6	21,6	1172	559	8200
ГТД-10РМ	10,23	36,5	2045	17,9	32,5	1227	512	6500
ГТД-6РМ	6,16	24,8	1961	8,6	44,2	830	435	3000
ГТД-8РМ	8,21	25,0	2560	9,8	49,5	935	493	3000

В составе ГПА двигатель комплектуется воздухозаборным устройством, газоотводом (выполненным в виде осерадиального диффузора и газосборного ресивера), трансмиссионным валом привода нагнетателя с упругими муфтами. Двигатель крепится на раме на упругих опорах. Узлы крепления находятся на корпусе компрессора и на опорном корпусе силовой турбины. На раме двигателя размещено пусковое устройство. Двигатель поддерживает постоянную мощность 4 МВт до температуры наружного воздуха плюс 30 °С. При температуре ниже плюс 5 °С возможно увеличение мощности до 4,8 МВт.

Наличие освоенного в производстве прототипа ГТД-4РМ позволило НПО «Сатурн» создать двигатели ГТД-6,3РМ и ГТД-10РМ. Массогабаритные и технические характеристики агрегатов позволяют применять их при модернизации всех типов ГПА, эксплуатирующихся на предприятиях «Газпрома» в данном классе мощности, а также использовать их в качестве мини-электростанций в составе реконструируемых котельных.

Двигатель ГТД-6,3РМ, полученный в результате форсирования ГТД-4РМ, имеет начальную температуру газов 1172 °С, что потребовало более интенсивного охлаждения лопаток турбины компрессора, а также увеличения ее

пропускной способности. Указанные изменения проведены за счет пере профилирования сопловых и рабочих лопаток турбины компрессора. Под увеличенный расход топлива изменена конструкция топливного коллектора и камеры сгорания. В остальном сохранены все узлы и агрегаты двигателя ГТД-4РМ.

Из-за прочностных и ресурсных ограничений характеристик горячих узлов и деталей двигателя ограничено форсирование температуры газа перед турбиной. Постановка дополнительной нулевой ступени компрессора и, в результате этого, увеличение расхода циклового воздуха позволила достичь мощности двигателя 10 МВт. Относительно высокая втулка компрессора базового двигателя позволила скомпоновать нулевую ступень с получением заданного прироста расхода воздуха и  $\pi_k$  практически без уменьшения КПД компрессора в целом. Температура газа перед турбиной – 1227 °С. Рабочая точка на характеристике компрессора оставлена без изменения. Такой подход позволил сохранить без изменений профили сопловых и рабочих лопаток турбины компрессора, а также систему охлаждения горячих деталей двигателя. Поэтому, турбины компрессора в обоих двигателях совершенно идентичны.

Спроектированный двигатель получил обозначение ГТД-10РМ. Он состоит из 10-ступенчатого компрессора (одна ступень нулевая, девять ступеней с двигателя ГТД-4РМ), камеры сгорания, работающей на газовом топливе, охлаждаемой турбины компрессора и свободной силовой турбины. Спроектированная вновь 3-ступенчатая силовая турбина отличается от турбины ГТД-6,3РМ измененным (из-за увеличенной мощности) профилированием сопловых и рабочих лопаток, а также частотой вращения (6500 об/мин вместо 8200). Силовая турбина для ГТД-10РМ спроектирована на базе серийно выпускаемой силовой турбины двигателя ДН-70 (ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект») со степенью унификации 70 %. Конструктивная схема двигателя ГТД-10РМ показана на рис. 2.6. Двигатель поддерживает постоянную мощность до температуры наружного воздуха +22 °С; при  $t_{нв} < +5$  °С возможно увеличение мощности на 20 %.

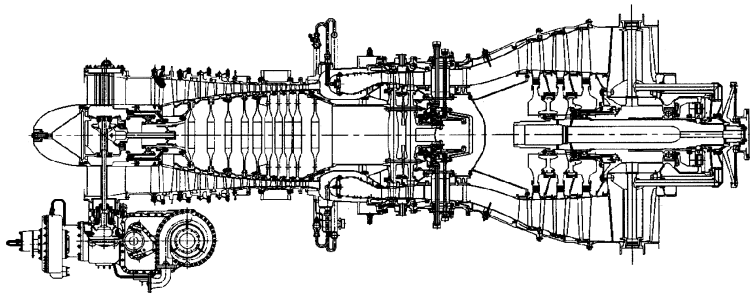


Рис. 2.6. Конструктивная схема ГТД-10 РМ.

АО «Рыбинские моторы» выпускает также газотурбинные двигатели ГТД-6РМ и ГТД-8РМ, технические характеристики которых представлены в табл. 2.6, разработанные на базе авиадвигателей Д-30КУ и Д-30КП, показатель вероятности безотказной работы которых составляет 0,9999 [13]. С 1972 г. предприятие выпускает эти двигатели для самолетов Ил-62М, Ил-76, Ту-154М. На базе этих двигателей выпускаются блочные электростанции, которые кроме



энергетического блока (газотурбинный двигатель ГТД-6РМ, турбогенератор, трансмиссия, входная улитка, газоотвод, маслобаки двигателя и турбогенератора, маслоохладители маслосистем двигателя и турбогенератора), содержат комплексное воздухоочистительное устройство, воздуховод и газоотвод.

Высокая унификация ГТД-6РМ с авиационным аналогом (более 95 % деталей), имеющим высокую надежность, обеспечивают ему большой эксплуатационный ресурс. Конструкция двигателя ГТД-6РМ (рис. 2.7) предусматривает вывод приводного вала силовой турбины в сторону компрессора, что позволяет выполнить отвод выхлопных газов через осевой или боковой газоотводы, в зависимости от условий заказчика. Двигатель ГТД-6РМ поддерживает  $N_{\text{ном}} = 6$  МВт до  $t_{\text{нв}} = +40$  °С.

На ГТД-6РМ применена система запуска на базе асинхронного электродвигателя мощностью 55 кВт с управлением через тиристорный преобразователь частоты, регулируемый по программе САУ агрегата. В качестве силовой турбины ГТД-6РМ использована 4-ступенчатая турбина низкого давления авиационного двигателя. Частота вращения силовой турбины 3000 об/мин соответствует оборотам турбогенератора. Полный назначенный ресурс ГТД-6РМ 120 тыс. ч. ГТД-6РМ позволяет отбирать из компрессора технологический воздух давлением 0,6–0,7 МПа. Безвозвратные потери масла составляют 0,4 кг/ч. Для обеспечения экологических характеристик двигателя ГТД-6РМ используется однозонная малоэмиссионная камера сгорания, которая обеспечивает уровень выбросов  $\text{NO}_x$  и СО не более 50 мг/нм<sup>3</sup>.

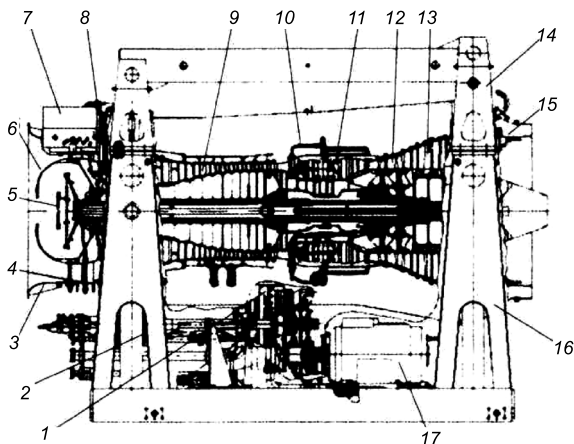


Рис. 2.7. Конструктивная схема ГТД-6РМ [13]:

1, 2 — соответственно задняя и передняя коробка приводов; 3 — лемниската; 4 — корпус входной; 5 — трансмиссия; 6 — обтекатель; 7 — агрегат исполнительных клапанов; 8 — разделительный корпус; 9 — компрессор; 10 — коллектор для газообразного топлива; 11 — камера сгорания; 12 — турбина компрессора; 13 — силовая турбина; 14 — траверса; 15 — опорный венец; 16 — рама подмоторная; 17 — электродвигатель.

Предприятие поставляет также ГТУ мощностью 2,5 МВт, на базе которой комплектуется электростанция. Она предназначена для обеспечения электрической энергией компрессорной станции и жилого поселка. В состав энергоблока входит газотурбинный двигатель ДО49Р (НПО «Сатурн») номинальной мощностью 2,85 МВт и КПД 28,5 % (ISO), турбогенератор ТК-2,5-2РУХЛ-3 (ОАО «Привод»), система автоматического управления (ОАО «Стар»). ДО49Р является усовершенствованным аналогом своего прототипа ДО49, разработанного ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», который рассматривается в этой главе ниже.

### 2.3. ГТУ производства СНТК им. Н. Д. Кузнецова

Самарский научно-технический комплекс им. Н. Д. Кузнецова разрабатывает промышленные авиапроизводные ГТУ для блочно-комплектных газоперекачивающих агрегатов (ГПА), газоперекачивающих станций и энергетических установок.

Выше указывалось, что первой моделью такой ГТУ (1974 г.) явилась установка НК-12СТ, созданная на базе одновального турбовинтового двигателя НК-12МВ. Позднее на базе газогенератора этого двигателя создано семейство промышленных приводных двигателей, которые занимают мощностной диапазон 6–12 МВт [14]. Технические данные производимых ГТУ представлены в табл. 2.7. Продольный разрез и общий вид ГТУ НК-12СТ, состоящей из газогенератора и 1-ступенчатой ССТ, приведены на рис. 2.8. Турбина газогенератора образована на основе трех первых ступеней 5-ступенчатой турбины прототипа, а 1-ступенчатая свободная турбина – из пятой ступени, с измененными углами установки сопловых и рабочих лопаток. Температура газа перед турбиной была понижена примерно на 250 °С.

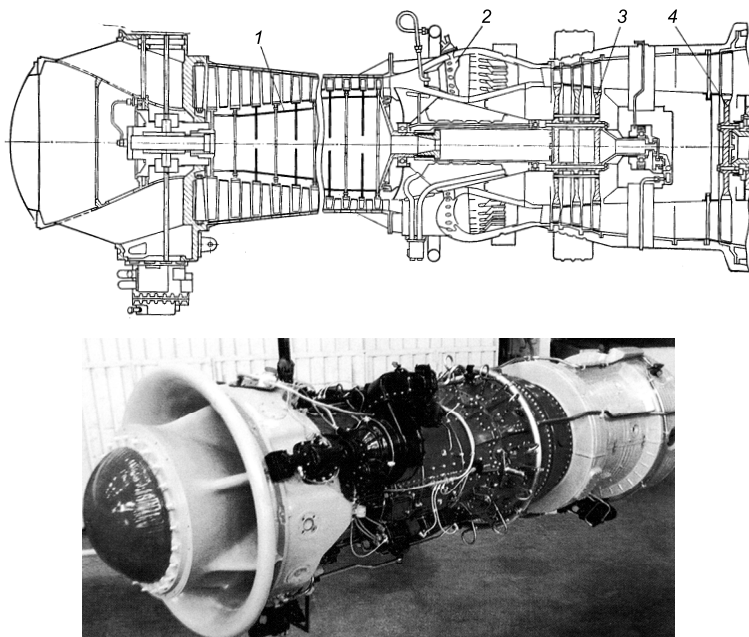


Рис. 2.8. Конструктивная схема ГТУ НК-12СТ [5] и ее внешний вид (внизу).

14-ступенчатый компрессор имеет регулируемый ВНА (с обогреваемыми лопатками) и промежуточные выпуски воздуха между пятой-шестой и восьмой-девятой ступенями. Ротор компрессора 1 имеет барабанно-дисковую конструкцию с роликовыми опорными и шариковыми опорно-упорными подшипниками, рабочие лопатки и диски – стальные, хвостовики лопаток – трапециевидные. Средняя часть статора компрессора имеет горизонтальный разъем;

направляющие аппараты – сварные. Над рабочими лопатками и в лабиринтовых уплотнениях наносят прирабатывающийся специальный слой из асбоалюмоталька и алюмографита, позволяющий сохранять малые зазоры. Камера сгорания 2 кольцевого типа, многорегистровая, с сопловыми смесителями вторичного воздуха, снабжена двумя воспламенителями. В 3-ступенчатой турбине привода компрессора 3 ротор опирается на два роликовых подшипника и соединен передним концом вала с ротором компрессора при помощи шлицевой муфты. Задний подшипник выполнен демпферным.

Таблица 2.7

**Технические характеристики промышленных ГТУ  
фирмы СНТК им. Н. Д. Кузнецова**

Двигатель	N, МВт	КПД, %	$n_{ст}$ , об/мин	Темпе- ратура перед турби- ной, °С	Темпе- ратура выхлоп- ных га- зов, °С	$\pi_k$	Расход возду- ха, кг/с	Ресурс, тыс. ч	Примене- ние
НК-12СТ	6,3	26,1	8200	657	–	8,60	56,50	33,0	ГПА-Ц-6,3
НК-12СТ-8	8,0	27,5	8200	727	–	9,00	56,50	33,0	ГПА-Ц-6,3
НК-14СТ(П)	8,0	32,0	8200/ 9000	1007	–	10,00	36,60	100,0	ГПА-Ц-6,3Б ГПА «Волга»
НК-14СТ-10	10,0	34,6	8200	1087	–	10,60	37,00	100,0	ГПА-Ц-10Б
НК-14Э	10,0	33,0	8250/ 3000	1077	477	10,80	39,00	60,0	Электро- станция АТГ-10
НК-14ЭБР	10,5	33,0	8226/ 3000	1100	397	11,10	39,00	–	–
НК-16СТ	16,0	29,0	5300	794	378	10,00	102,40	–	ГПА-Ц-16
НК-16-18СТ	18,0	31,0	5300	837	387	10,25	106,57	–	ГПА-Ц-16
НК-37	26,5	36,4	3000	1150	454	22,40	98,30	–	АМЭС
НК-37-1	32,5	37,0	–	1143	483	25,60	106,80	–	–
НК-38СТ	16,0	38,0	5300	1230	456	26,47	57,90	–	ГПА-Ц-16
ОС-12	–	–	6500– 8300	525– 727	–	6–8	56,00	5,0	газоструй- ная уста- новка

Диски ротора турбины компрессора соединены с передним и задним валами и между собой с помощью стяжных шпилек. Они имеют дефлекторы для организации охлаждения. Рабочие лопатки с четырехзубыми елочными

хвостовиками. На статоре над лопатками размещены истираемые металлокерамические вставки. Сопловые аппараты турбины компрессора имеют наборные лопатки. Первая ступень аппарата состоит из воздухоохлаждаемых литых лопаток из сплава ЖС-6К, с дефлектором и выпуском воздуха в выходную кромку; вторая и третья ступени – с неохлаждаемыми литыми лопатками из того же сплава. В 1-ступенчатой свободной силовой турбине 4 ротор на подшипниках качения имеет консольное расположение рабочего колеса. Крутящий момент передается с помощью шлицевой втулки. Коробка приводов присоединена к силовой турбине. Передняя опора ротора демпферного типа.

При создании двигателя НК-12СТ были выполнены следующие условия: максимально использованы детали и узлы базового авиационного двигателя; обеспечен повышенный ресурс путем существенного снижения температуры газа перед турбиной; методами упрочнения предусмотрено восстановление свойств поверхностного слоя деталей, имеющих наработку в эксплуатации; максимально сохранены узлы компрессора (как наиболее «капризного» при обработке характеристик).

В результате в НК-12СТ было использовано около 80 % деталей базового авиационного двигателя, причем значительная часть этих деталей – после наработки на самолете. Изменения в камере сгорания были связаны, в первую очередь, с переводом ее на природный газ. Для замены отработавших ресурс двигателей НК-12СТ был создан в 1995 г. более экономичный и мощный двигатель НК-14СТ мощностью 8 МВт. По сравнению с НК-12СТ в нем уменьшен расход воздуха на 35 %. Удельная мощность двигателя повышена путем увеличения температуры газа перед турбиной до 1007 °С, увеличена и степень повышения давления, что позволило повысить КПД двигателя до 32 %. В компрессоре вместо трех снятых первых ступеней были добавлены в выходной части четыре новые, с использованием лопаточной части базового компрессора. Наибольшему изменению подверглись узлы обеих турбин – потребовалось создание новых 2-ступенчатых турбин газогенератора и свободной турбины. При этом три первых лопаточных венца – охлаждаемые. Модификация НК-14СТ (П) с повышенной частотой вращения свободной турбины  $n_{ст} = 9000$  об/мин используется в агрегате для закачки газа в хранилище.

Двигатели НК-12СТ и НК-14СТ устанавливаются в ГПА-Ц-6,3 производства Сумского МНПО им. М. В. Фрунзе. По данным на начало 2002 г. головной образец НК-14СТ на Сызранской компрессорной станции наработал более 33 500 ч. Дальнейшее развитие НК-14СТ осуществлено в форсированных по мощности вариантах: НК-14СТ-10 ( $N_e = 10$  МВт) и НК-14СТ-12 ( $N_e = 12$  МВт). Форсирование по мощности достигнуто повышением температуры газов перед турбиной до 1087 °С. Для обеспечения КПД двигателя 34,6 % в турбину газогенератора введена дополнительная третья ступень. Кроме того, улучшено охлаждение элементов турбины. Свободная турбина (за исключением лопаток соплового аппарата первой ступени) не отличается от турбины двигателя НК-14СТ и имеет частоту вращения на номинальном режиме 8200 об/мин традиционную для всего семейства двигателей на базе НК-12МВ.

Дальнейшее форсирование по мощности до 12 МВт (НК-14СТ-12) осуществляется путем увеличения расхода воздуха за счет установки на входе в компрессор дополнительной ступени – бывшей третьей ступени компрессора

двигателя НК-12МВ (НК-12СТ). В качестве свободной турбины используется турбина двигателя НК-38СТ с некоторым увеличением пропускной способности относительно штатной. Повышение КПД до 35 % достигается благодаря повышению  $\pi_k$  и оптимальному сочетанию узлов установки.

Выполнен проект варианта двигателя НК-14СТ с регенерацией тепла выхлопных газов (НК-14СТ-Р). В процессе проектирования предусматривались минимальные изменения в серийном базовом двигателе НК-14СТ. Основное изменение – это размещение между компрессором и камерой сгорания двух улиток, предназначенных для отвода закомпрессорного воздуха к теплообменнику и подвода его после нагрева в камеру сгорания. При этом длина трансмиссии увеличилась на 420 мм. С целью повышения эффективности теплообменного контура повышается пропускная способность турбины газогенератора на 12–15 %. При степени регенерации 0,85 КПД двигателя на номинальном режиме ( $N_e = 8$  МВт) составил 41 %. Для компенсации потерь полного давления в улитках и коммуникациях, связанных с теплообменником, а также в самом теплообменнике по холодному и горячему компонентам, повышена температура газа перед турбиной примерно на 50 °С. Поэтому в двигателе предусмотрена охлаждаемая рабочая лопатка второй ступени турбины.

На базе серийного НК-14СТ создан одновальный двигатель НК-14Э с переднерасположенным редуктором (передаточное отношение 2,75) для привода электрогенератора с номинальной мощностью 9,5 и 10 МВт для блочно-модульных электростанций БГТЭС-9,5 и АТГ-10 соответственно. Работа НК-14Э с электрогенератором при постоянной частоте вращения (3000 об/мин) аналогична работе авиационного прототипа – турбовинтового одновального двигателя НК-12МВ, где нагружение двигателя при  $n = \text{const}$  осуществляется путем поворота лопастей воздушного винта изменяемого шага. Одновальная схема приводного двигателя обеспечивает важную для автономной электростанции динамику сброса–наброса нагрузки – не более 5 с от режима минимальной мощности до номинальной. Такая схема обеспечивает также рабочий диапазон мощности от максимального значения до нулевого. Кроме того, она позволяет уменьшить габариты и массу двигателя.

Для повышения эффективности применения НК-14Э в когенерационных схемах разработан вариант двигателя с дожиганием топлива после свободной турбины в специальной камере дожигания НК-14ЭФК. В качестве прототипа этой камеры выбрана камера сгорания многоцелевого теплогенератора конструкции СНТК им. Н. Д. Кузнецова. Наряду с выработкой электроэнергии двигатель можно использовать для получения технологического пара в котле-утилизаторе. Наличие дожигающего устройства с температурой на выходе около 727 °С позволяет при использовании тепловой энергии на выхлопе увеличить производство пара с 20–25 (без дожигающего устройства) до 70–80 т/ч.

На рис. 2.9, а показан общий вид ГТУ семейства НК-16СТ, выполненной с двухвальным газогенератором и свободной силовой турбиной, представляющими отдельные модули с плавающим (телескопическим) соединением их корпусов. Каждый из модулей может быть заменен независимо от другого, что представляет собой значительный шаг вперед. Свободная силовая турбина выполнена на подшипниках качения и имеет конструкцию, типичную для авиадвигателестроения. Компрессор низкого давления состоит из четырех

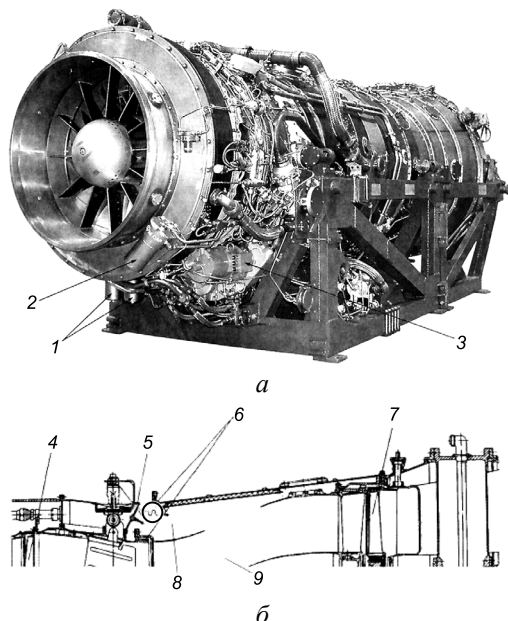


Рис. 2.9. Общий вид газотурбинного привода НК-16-18СТ (а) и схема сильфонного уплотнения в стыке газогенератора и силовой турбины (б).

а: 1 – фильтры систем газогенератора и свободной турбины; 2 – фильтр системы автоматического регулирования; 3 – электростартер;  
 б: 4 – турбина ГГ; 5 – стенка 16.440.210; 6 – уплотнения разъема газогенератора и свободной турбины; 7 – свободная турбина (СТ); 8 – межблочковая полость; 9 – переходный канал.

да НК-16СТ, а также деталей и узлов авиационного двигателя НК-8-2У 2 серии. Эксплуатационная наработка двигателей НК-16СТ, НК-16-18СТ в составе ГПА-Ц-16 достигла 50–100 тыс. ч. В конструкции стыка газогенератора (ГГ) и свободной турбины (СТ) этих двигателей исходно были заложены плавающие телескопические уплотнения, которые в результате износа не предотвращали полностью утечки газа через стык ГГ и СТ, приводившие к снижению мощности и КПД двигателя. Кроме того, увеличение продува горячего воздуха и газа в отсек ГПА, приводит к росту температуры в отсеке сверх допустимой. Эти недостатки устранены в новой конструкции стыка ГГ и СТ с сильфонным уплотнением (рис. 2.9, б), обеспечивающим полную герметичность и снижение температуры в отсеке двигателя ГПА на 38–56 °С. В 2008 г. совместно с серийным заводом был изготовлен первый опытный экземпляр двигателя НК-16-20СТ мощностью 20 МВт с КПД 33 %.

В 90-х годах СНТК им. Н. Д. Кузнецова разработал по заказу Газпрома два новых двигателя для газоперекачивающих агрегатов, конвертируя для этой цели

ступеней. КВД – 6-ступенчатый. Все турбины – 1-ступенчатые. В системе ГПА двигатель снабжен конфузуром на входе в КНД и диффузором за силовой турбиной. Отсек двигателя вентилируется за счет работы специального центробежного вентилятора. Сам двигатель заключен в сохраненный канал вентиляторного контура, благодаря чему осуществляется охлаждение корпуса и опоры турбины. В системе предотвращения всасывающего тракта ГТУ используется теплота выхлопных газов двигателя. Предусматривается установка утилизаторов тепла выхлопных газов с сопротивлением 8,5 кПа. Масса двигателя в составе ГПА – 7,8 т. Общий ресурс 30–40 тыс. ч. Изготовлено более 1000 штук ГТУ НК-16СТ мощностью 16 МВт в составе ГПА-Ц-16, суммарная наработка которых составила более 24 млн ч.

С 1996 г. ОАО КПП «Авиамотор» выпускает газотурбинный привод НК-16-18СТ мощностью 18 МВт с КПД 31% с использованием конструктивной схемы серийного газотурбинного привода

современные авиадвигатели. На базе газогенератора авиационного двигателя НК-321 создан НК-36СТ мощностью 25 МВт, КПД 36 %. На двигателе НК-36СТ была проведена большая работа по снижению уровня эмиссии  $\text{NO}_x$ . В конце 1995 г. были завершены межведомственные испытания двигателя НК-36СТ в составе ГПА-Ц-25. Самарский «Моторостроитель» в кооперации с Казанским моторостроительным производственным объединением и ОАО «Металлист-Самара», закончив подготовку производства, начал их серийный выпуск. Головной образец двигателя НК-36СТ успешно отработал в составе ГПА-Ц-25 на Тольяттинской опытной компрессорной станции 13 800 ч.

В 1999 г. СНТК совместно с ОАО «Моторостроитель» приступил к созданию блочно-модульного ГПА-25НК «Самара» с двигателем НК-36СТ. Агрегат предназначен для замены устаревших зарубежных и отечественных ГПА. Модуль и блоки ГПА-25НК являются модификациями аналогичных модулей и блоков, производство которых освоено многими предприятиями.

Другим новым двигателем, созданным по заказу Газпрома (1994 г.), был двигатель наземного применения НК-38СТ мощностью 16 МВт и КПД 38 % (ISO) на базе газогенератора НК-93 – авиационного двигателя нового поколения. Он предназначен для замены НК-16СТ в эксплуатируемых газоперекачивающих агрегатах ГПА-Ц-16. Три двигателя НК-38СТ поставлено для компрессорных станций. Нарботка двигателей в составе переоборудованных под них газоперекачивающих агрегатов ГПА-Ц-16 достигла 1500 ч.

В 1991 г. была разработана промышленная ГТУ НК-37 для автоматизированной модульной парогазовой электростанции типа АМЭС, разработанной ПО «Кировский завод» (г. Санкт-Петербург) [15]. Блочно-модульное исполнение энергоустановок позволяет на 30–40 % уменьшить капитальные вложения в строительство укрытия для двигателя и сократить в 2–3 раза объем строительно-монтажных работ, а следовательно, и сроки строительства. Продольный разрез двигателя НК-37 изображен на рис. 2.10, его основные показатели при стандартных условиях и работе на природном газе приведены в табл. 2.7.

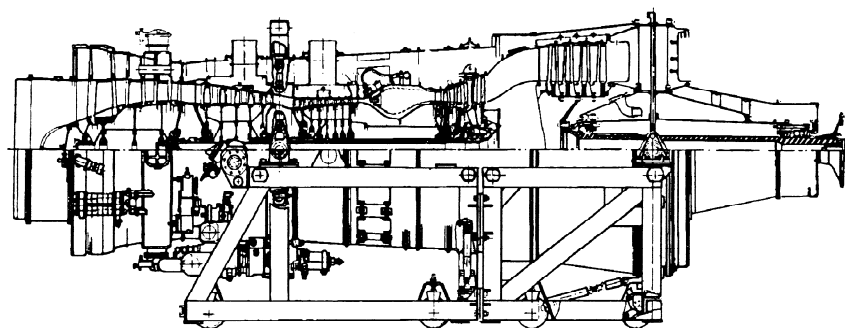


Рис. 2.10. Конструктивная схема ГТУ НК-37 [15].

Базовый двигатель – двухконтурный, трехвальный, с 15-ступенчатым осевым компрессором, кольцевой камерой сгорания и 4-ступенчатой силовой турбиной. Конвертирование проводилось с максимальным сохранением узлов и деталей, отработанных в процессе доводки базового двигателя, степень

унификации с ним двигателя НК-37 составляет 60 %. При использовании базового двигателя в качестве прототипа для газогенератора НК-37 в его конструкцию были внесены соответствующие изменения: камера сгорания спроектирована для работы на двух видах топлива – природном газе и дизельном топливе. Оболочки внешнего контура образуют защитный кожух, куда направляется часть воздуха для снижения температуры наружной поверхности двигателя до уровня санитарных норм. 4-ступенчатая силовая турбина спроектирована в соответствии со специфическими требованиями электрогенератора. В конструкции опоры и корпуса силовой турбины использованы узлы и детали надежной и проверенной в эксплуатации силовой турбины двигателя НК-16СТ. Как следует из рис. 2.11, мощность ГТД с понижением температуры наружного воздуха от +15 до –15 °С возрастает, а при более низких температурах остается постоянной. При температурах выше –15 °С автоматически поддерживается постоянная (максимальная) температура газа перед турбиной газогенератора, а мощность снижается.

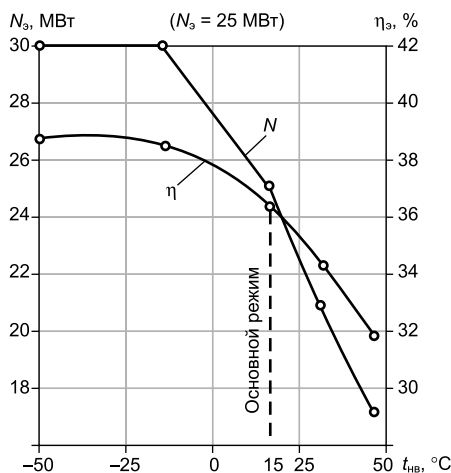


Рис. 2.11. Зависимости показателей двигателя НК-37 от температуры окружающей среды без учета потерь на входе и выходе [15].

При сохранении традиционной для двигателей семейства НК камеры сгорания содержание оксидов азота в газах составляло бы 350–390 мг/м<sup>3</sup>. С целью снижения вредных выбросов в 1990–2000 гг. в ОАО «СНТК им. Н. Д. Кузнецова» разработан ряд малоэмиссионных камер сгорания для ГТУ: НК-36СТ, НК-37, НК-38СТ и НК-37-1. При этом сохранено традиционное для СНТК применение большого количества микрофакельных горелок. Камеры сгорания с выносными пламенными трубами имеют кольцевой газосборник, на котором располагается до 12 пламенных труб. Вокруг каждой трубы за дежурной зоной размещено от 4 до 6 горелок предварительного смешения. Выносные пламенные трубы являются модулями.

В августе 1999 г. началась эксплуатация теплоэлектростанции для Безымянской ТЭЦ г. Самары, созданной совместно с ОАО «Самараэнерго». Это первая в России промышленная теплоэлектростанция с газотурбинным двигателем авиационного типа НК-37 электрической мощностью 25 МВт при КПД 36,4 % и тепловой – 33 Гкал/ч, коэффициент использования теплоты топлива 85 %.

СНТК им. Н. Д. Кузнецова и ЗАО «Эверест-Турбосервис» (г. Казань) разработали двигатель НК-16ЭТС для безредукторного привода генератора. Энергопривод имеет назначенный ресурс 60 тыс. ч; проводятся работы по доведению его до 75 тыс. ч. Его силовая турбина проектируется с использованием элементов СТ НК-37 (3 ступени).



#### 2.4. ГТУ, выпускаемые другими производителями

Кроме описанных выше на российском рынке работают фирмы, производящие ГТУ в одном или двух классах мощности. Технические характеристики таких ГТУ представлены в табл. 2.8; для некоторых из них даются особенности конструкций и скомплектованных на их основе блочных электростанций.

«Завод имени В. Я. Климова» (г. Санкт-Петербург) производит вертолетные турбовинтовые двигатели типа ТВ2-117 и ТВ3-117 (табл. 2.8), адаптированные к применению в энергетике. Они снабжены редукторами, понижающими частоту вращения силового вала до 1500 об/мин, и электрическими генераторами соответствующей мощности. Редукторы позволяют суммировать мощности двух двигателей (спарка). Таким образом, на базе двух типов двигателей можно собирать установки мощностью от 0,8 до 2,5 МВт. Оба двигателя снабжены двухтопливными камерами сгорания. Эмиссия  $\text{NO}_x$  в выхлопных газах составляет 45–50 ppm. Заводом на основе ГТД типа ТВ3 изготовлена блочно-модульная электростанция мощностью 750 кВт. Электростанция изготовлена в виде 4 блоков-модулей.

Уральский завод гражданской авиации на базе двух двигателей ТВ2-117, создал установку ЭУ1500/3000, которая эксплуатируется на Каолино-керамическом комбинате (г. Кыштым). Такие энергоустановки поставляются на предприятие «Теплоэнергосервис» в г. Курган и на Юрюзанский моторный завод. ЭУ 1500 блочной конструкции состоит из основного блока, системы нагрева и циркуляции воды и блока дожимного газового компрессора. Блок силового привода помещен в звуко теплоизолирующий контейнер.

Парогазовая установка мощностью 3,0 МВт, выполненная на базе спарки двигателей ТВ3-117, с паровым котлом-утилизатором и паровой турбиной ГТУ 800К мощностью 0,8 МВт Калужского турбинного завода в конденсационном режиме имеет КПД 31 %.

В ОАО «Пролетарский завод» (г. С.-Петербург) создана передвижная автоматизированная газотурбинная электростанция ПГТЭС-1500 мощностью 1,5 МВт, работающая как автономно, так и параллельно с энергосистемой любой мощности [16]. Головной образец ПГТЭС 1500 установлен в 1999 г. на одной из площадок Ново-Уренгойского месторождения ООО «Уренгойбур-энерго». В 2000 г. были изготовлены и поставлены три электростанции ПГТЭС-1500 для ОАО «Таймыргаз». Электростанция создана на базе серийного корабельного газотурбогенератора ГТГ-1500-2Г. На Ухтинской КС (ООО «Севергазпром») установлены еще шесть блочно-модульных энергоблоков такого же типа для работы в составе единой электростанции. ГТУ приводит в действие через планетарный редуктор синхронный электрогенератор производства предприятия «Новая сила» (г. С.-Петербург). Отличительные особенности ГТУ – простота конструкции, высокая ремонтпригодность, большой ресурс. Общая наработка указанных ГТГ составляет более 6 млн ч. Электростанция имеет блочно-контейнерное исполнение. Оборудование и агрегаты размещены в двух контейнерных блоках: силовом и управления. Газотурбинный двигатель и генератор установлены на общей раме. В состав ГТД входят турбокомпрессор (ТК), камера сгорания, редуктор, теплоизоляционная обшивка, рама. Системы двигателя – масляная, воздушная, дренажа ТК, промывки проточной части ТК, электропитания постоянного тока и управления.

Таблица 2.8

**ГТУ средней и малой мощности, выпускаемых в России**

Тип ГТУ	Фирма-разработчик	Мощность, МВт	КПД, %	Степень повышения давления	Расход воздуха, кг/с	Температура газа, °С		Частота вращения вала турбины, об/мин
						перед турбиной	на выходе	
ТВ2-117	Завод имени В. Я. Климова	0,80	20,0	5,64	7,55	750	400	12000
ТВ3-117	– " –	1,10	25,0	7,67	7,98	815	407	15000
ТВ7-117	– " –	1,80	30,0	14,20	7,95	1127	507	–
ГТД-1250	– " –	0,80	26,7	10,19	4,48	939	465	–
ГТГ-1500-2Г	АО «Пролетарский завод»	1,50*	21,0*	6,10	11,20	840	480	12536
ГТК-10М	АО «Невский завод»	10,30	33,2	4,24	78,90	780	538	4800
ГТУ «Надежда»	– " –	16,00	43,0	10,00	58,90	1070	548	5240
АЛ-31СТ	НПЦ «Люлька-Сатурн»	16,80*	37,0*	18,10	65,20	–	490	5300
АЛ-31СТЭ	– " –	20,00*	36,0*	20,00	61,70	1252	515	3000
ГТУ-89СТ20	МКБ «Гранит»	20,00*	32,6*	14,00	100,00	1000	450	3000
ГТУ-55СТ20	– " –	20,00*	30,0*	10,40	99,50	–	465	3000
ГТЭ-25У	АО «Уральский турбинный завод»	32,00*	32,5*	13,50	124,00	1060	470	3000
ГТЭ-16	– " –	16,46	30,4	11,50	85,00	920	420	3000
ГТЭ-6У	– " –	6,35	31,0	12,00	33,00	920	406	3000
ГТЭ-65	ОАО «Силловые машины»-ЛМЗ	61,50	35,2*	15,60	184,40	1190	555	5441

\* – на клеммах электрогенератора.

ГТУ имеет 13-ступенчатый осевой компрессор и 3-ступенчатую турбину (рис. 2.12). Камера сгорания – выносная, противоточная. Ротор компрессора барабанного типа; к нему крепятся диски турбины, стянутые между собой центральным стяжным болтом. Ротор ГТУ связан торсионом с валом редуктора, что позволяет компенсировать некоторую несоосность ротора и генератора. На ободах дисков в четырехзубых елочных пазух установлены рабочие лопатки.

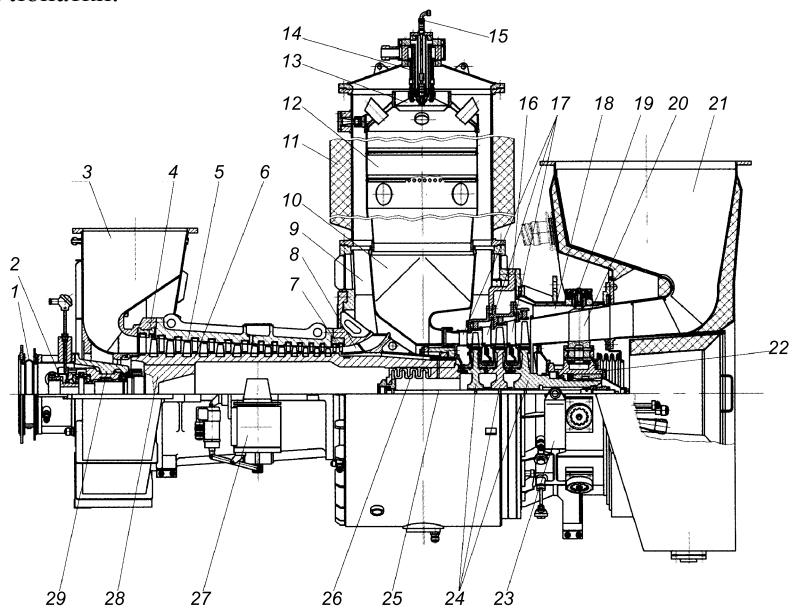


Рис. 2.12. Конструктивная схема ГТГ-1500-2Г [16]:

1 – компенсатор; 2 – втулка торсиона; 3 – всасывающий патрубок; 4 – входная ступень компрессора; 5 – статор компрессора; 6 – ротор компрессора; 7 – спрямляющий аппарат; 8 – диффузор компрессора; 9 – шторный патрубок; 10 – газосборник; 11 – корпус камеры сгорания; 12 – жаровая труба; 13 – завихритель; 14 – горелка; 15 – воспламенитель; 16 – диафрагма; 17 – сопловые лопатки турбины; 18 – опора турбинная; 19 – демпфирующее устройство; 20 – стойка; 21 – выхлопной патрубок; 22 – подшипник турбины; 23 – опора; 24 – диски турбины; 25 – стяжной болт; 26 – втулка-компенсатор; 27 – антипомпажный клапан; 28 – левый вал; 29 – подшипник компрессора.

Для создания надежной системы охлаждения дисков турбины и замков рабочих лопаток воздухом, поступающим от компрессора, в конструкции ротора применены дефлекторы и покрывающие диски. Замковые части рабочих лопаток турбины выполнены с полками и удлиненными ножками, между которыми проходит охлаждающий воздух. На конце пера лопаток 1-й и 2-й ступеней имеются бандажные полки с гребешками лабиринтного уплотнения.

На напорном патрубке компрессора установлена противоточная камера сгорания, состоящая из корпуса с крышкой, двухконтурной горелки, воспла-

менителя, жаровой трубы и завихрителя. Уровни эмиссии  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$  в выхлопных газах составляют соответственно 60 и 80 мг/нм<sup>3</sup> (при 15 %  $\text{O}_2$ ).

Редуктор – планетарный, трехпоточный, 1-ступенчатый с передаточным отношением 8,357, обеспечивает понижение частоты вращения ротора ТК с 12 536 до 1500 об/мин ротора генератора. Редуктор крепится на фланце рамы и имеет с ней общую масляную полость. В табл. 2.8 приведены основные характеристики ГТУ. В составе ГТГ применен синхронный генератор трехфазного тока, типа ГСБ 1800-6.3 1500 УХЛ2, мощностью 1800 кВт, напряжением 6,3 кВ, частотой вращения 1500 об/мин. ГТГ запускается автоматически с помощью двух электростартеров постоянного тока мощностью не менее 200 кВт через выпрямительный агрегат. Время работы стартеров – 70 с; время выхода ГТУ на режим холостого хода не превышает 3 мин. Точность поддержания установленной частоты вращения в диапазоне нагрузки от холостого хода до 100 % номинальной мощности в пределах  $\pm 0,2$  %; отклонение частоты при номинальной статической характеристике при мгновенных сбросах и набросах 100 % номинальной активной нагрузки не более 5,5 %; максимальное динамическое отклонение напряжения при набросе и сбросе 100 % нагрузки по току с коэффициентом мощности 0,3–0,4 не превышает 4 %.

Электростанция обеспечивает прямым включением пуск асинхронного короткозамкнутого двигателя с кратностью пускового тока не более 7 и номинальной мощностью 600 кВт без отклонений параметров электрического тока. Уровень звукового давления на расстоянии 1 м от контейнера силового блока – 80 дБА. Ресурс до капитального ремонта – 50 тыс. ч, полный – 100 тыс. ч. Габаритные размеры (без контейнера) – 6,3×2,34×2,7 м; масса агрегата в сборе с синхронным генератором на напряжение 6,3 кВ составляет 17 т.

ГТГ надежно работает с нагрузкой до 1800 кВт при снижении температуры атмосферного воздуха ниже  $-5$  °С. Газотурбогенератор выдерживает перегрузки при коротком замыкании и допускает кратковременную нагрузку, равную 200 % номинальной мощности, на время срабатывания защиты. Количество и температура отработанных газов и коэффициента избытка воздуха в них при различных нагрузках и  $t_{\text{нв}} = 15$  °С приведены в табл. 2.9.

Таблица 2.9

**Параметры выхлопных газов ГТГ-1500-2Г при различных нагрузках**

Показатель	Нагрузка, %			
	0	50	75	100
Объемный расход, м <sup>3</sup> /с	17	20	22	24
Температура отработанных газов, °С	245	350	410	480
Коэффициент избытка воздуха	11,0	6,8	5,6	4,6

ОАО «Невский завод» (НЗЛ) является одним из ведущих предприятий-изготовителей газотурбинного оборудования для различных отраслей промышленности. Вновь проектируемые двигатели предназначаются для привода нагнетателей природного газа и планируются на замену выработавших свой ресурс агрегатов типа ГТК-10. В настоящее время в условиях компрессорной станции эксплуатируется газоперекачивающий агрегат «Волга» созданный на базе но-

вого газотурбинного двигателя мощностью 16 МВт с КПД 32,5 %. В нем были подвергнуты реконструкции «критические» узлы прототипов, которые отработали более 60 млн ч при наработке отдельных агрегатов более 120 тыс. ч. Совместно с СП «Альстом Пауэр Невский» проводится модернизация агрегата ГТК-10 с целью создания новой модели ГТК-10М со следующими показателями: мощность – 10,3 МВт, КПД – 33,2 %, расход выхлопных газов – 78,9 кг/с, температура газов перед турбиной – 780 °С, температура газов за турбиной – 538 °С, степень повышения давлений – 4,24, частота вращения ротора СТ – 4800 об/мин.

Проектирование новых ГТУ проводится по схеме открытого термодинамического цикла с регенерацией теплоты выхлопных газов. По заказу Газпрома выполняется головной образец приводной двухвальной ГТУ «Надежда» с регенерацией теплоты выхлопных газов и промежуточным охлаждением воздуха в осевом компрессоре со следующими показателями: мощность – 16,0 МВт, КПД – 43,0 %, расход выхлопных газов – 58,9 кг/с, температура газов перед турбиной – 1070 °С, температура выхлопных газов за турбиной – 548 °С, степень повышения давлений – 10,0, частота вращения ротора СТ – 5240 об/мин, частота вращения ротора газогенератора – 7300 об/мин [17].

Промежуточное охлаждение воздуха в компрессоре осуществляется в 6 аппаратах воздушного охлаждения. В схеме ГТУ предусмотрена установка пластинчатого регенератора конструкции фирмы Sollar со степенью регенерации 0,9. Продольный разрез турбогруппы ГТУ приведен на рис. 2.13.

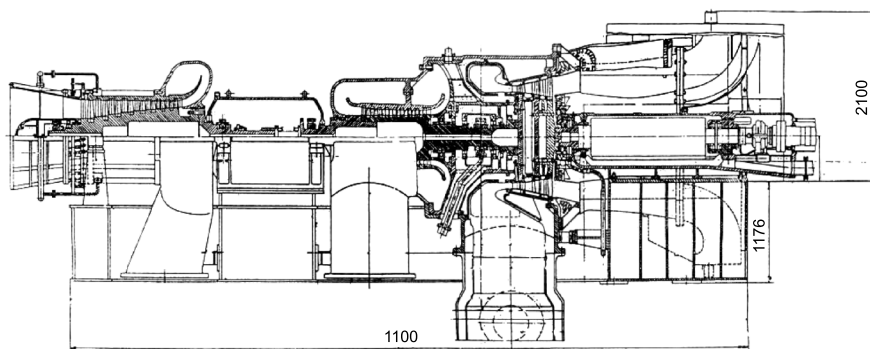


Рис. 2.13. Продольный разрез ГТУ «Надежда» [17].

Компрессор имеет 16 ступеней: КНД и КВД по 8 ступеней каждый и выполнен в виде двух блоков КНД и КВД, при этом ТВД и КВД выполняются в одном блоке, а соединение роторов компрессоров выполняется с помощью упругой муфты. ВНА – регулируемый с подогревом от обледенения. Направляющие лопатки всех ступеней выполнены без бандажей. В среднем блоке подшипников расположен главный масляный насос и пусковой механизм, включающий в себя валоповорот, пусковой турбодетандер, зубчатую передачу и расцепное устройство. Роторы компрессоров барабанного типа, двухпорные; ТВД консольно расположена на роторе КВД. Силовая турбина 2-ступенчатая, диски турбины расположены консольно на выходном валу. Рабочие и

сопловые лопатки ТВД – охлаждаемые воздухом. Несущая статорная обойма, охлаждаемая воздухом, имеет максимальную температуру не более 300 °С, а равномерность температуры достигается тем, что проточная часть турбины, образованная полками направляющих лопаток, не имеет непосредственного соприкосновения с несущей частью обоймы. Передача тепла осуществляется только через 3 узких ребра обоймы, охлаждаемых воздухом.

НПЦ «Люлька-Сатурн» начиная с 1946 г. создает различные модели авиационных ТРД для боевых самолетов СССР. До 1984 г. генеральным конструктором ОКБ «Сатурн» являлся академик А. М. Люлька. При создании первых ТРД ему пришлось первому решать проблемы вибрационного горения<sup>1</sup>, помпажа и т. д. В середине 1970-х годов был разработан принципиально новый двигатель АЛ-31Ф с тягой 125 кН, предназначенный для нового поколения истребителей-бомбардировщиков Су-27. В этом двигателе А. М. Люлька реализовал свою схему двухконтурного двигателя, на которую получил авторское свидетельство еще в 1941 г. В 1979 г. Су-27 впервые поднялся в воздух с двигателем АЛ-31Ф, и с 1982 г. эти истребители составляют основу российских ВВС.

НПЦ им. А. М. Люльки и ОАО «НПО «Сатурн» в начале 1990-х годов на базе двигателя АЛ-31Ф разработал стационарный двигатель АЛ-31СТ с силовой турбиной номинальной мощностью 16 МВт, который серийно изготавливается в Уфимском моторостроительном производственном объединении. Удачные конструктивные решения, технологии, материалы, разработанные и примененные при создании двигателей АЛ-31Ф для самолетов семейства Су-27, нашли применение в этой ГТУ. Газотурбинный привод АЛ-31СТ предназначен для использования в составе новых и модернизированных газоперекачивающих агрегатов. Гибридная трехвальная ГТУ АЛ-31СТ применяется в ГПА типа: «Нева-16», ГПА-Ц-16, ГПА-Ц-16Л, ГПА-16Р, «Уфа», PGT-21S [18]. Суммарная нагрузка привода АЛ-31СТ в различных ГПА составляет более 110 тыс. ч.

Газогенератор двигателя – двухвальный. Он включает в себя осевые компрессоры низкого (4 ступени) и высокого (9 ступеней) давления, камеру сгорания, специально разработанную для работы на газе, с уровнем эмиссии  $\text{NO}_x = 55 \text{ ppm}$ , и 1-ступенчатые турбины высокого и низкого давления. Коробка приводных агрегатов установлена на раме в нижней части двигателя. Трехступенчатая свободная силовая турбина спроектирована специально для работы с нагнетателем. ВНА 1-й ступени компрессора и кок при околонулевых температурах окружающего воздуха обогреваются воздухом, отбираемым за 7-й ступенью компрессора высокого давления. Воздух из компрессора кроме системы антиобледенения двигателя и воздухозаборного тракта отбирается также в общестанционную систему. За компрессором низкого давления предусмотрен канал для сброса воздуха в атмосферу, необходимый для устойчивой работы компрессора при запусках и остановах. Управление сбросом воздуха обеспечивает антипомпажный клапан. Технические характеристики АЛ-31СТ представлены в табл. 2.8.

<sup>1</sup> Вибрационное горение – вид неустойчивого горения, характеризуемый автоколебаниями газа в камере сгорания двигателя. Причиной является чувствительность смесе-, вихреобразования и горения к колебаниям давления газа в камере. Сопровождается резким увеличением шума, срывами пламени, разрушением камеры, выходом из строя отдельных узлов двигателя.

На базе двигателя АЛ-31СТ разработана и выпускается энергетическая ГТУ АЛ-31СТЭ мощностью 20 МВт и с числом оборотов силовой турбины 3000 об/мин; другие технические данные этой установки приведены в табл. 2.8. Новым узлом энергетического привода является специально разработанная 5-ступенчатая силовая турбина. Компоновка ГТУ приведена на рис. 2.14.

Силовая турбина (СТ) – самостоятельный модуль, устанавливаемый на раме. Модуль СТ стыкуется с модулем газогенератора и имеет с ним газодинамическую связь. СТ состоит из следующих узлов: 5-ступенчатого ротора, промежуточного вала с полумуфтой, 5-ступенчатого соплового аппарата, имеющего горизонтальный разъем, передней и задней опор с коническим корпусом, в котором расположена дополнительная опора промежуточного вала. Крутящий момент с ротора силовой турбины передается через шлицевое соединение на промежуточный вал и далее через полумуфту с 30 призонными болтами на вал генератора.

Ротор силовой турбины – двухопорный, барабанно-дисковой конструкции, состоящий из пяти дисков, переднего и заднего носков, четырех междисковых проставок, переднего и заднего лабиринтов думмиса<sup>1</sup>. Для обеспечения передачи крутящего момента и требуемой жесткости конструкции на носках и дисках, в местах соединения выполнены торцевые хирты. Лопатки всех пяти ступеней – неохлаждаемые, отлиты из жаропрочного материала, устойчивого к газовой коррозии.

Передняя опора представляет собой силовую конструкцию, включающую в себя наружный и внутренний корпус (с корпусом подшипника), которые соединены между собой при помощи шести литых полых стоек. Для обеспечения гидравлического совершенства проточной части стойки закрываются

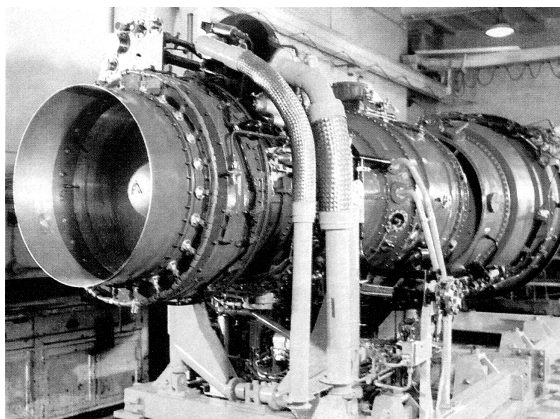
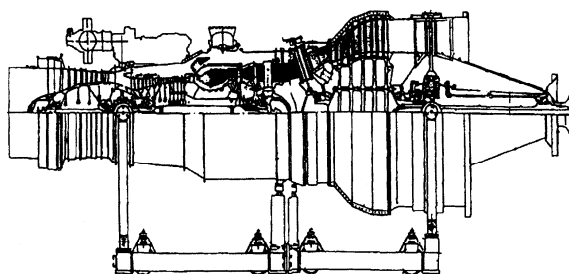


Рис. 2.14. Конструктивная схема ГТУ АЛ-31СТЭ с 5-ступенчатой силовой турбиной (вверху) [18] и ее внешний вид.

<sup>1</sup> Думмис (разгрузочный поршень) предназначен для уменьшения (компенсации части) осевого усилия на опорно-упорный подшипник. На наружной части думмиса выполнены гребни лабиринтного уплотнения. Заимствовано из паротурбостроения.

обтекателями. Задняя опора состоит из внутреннего корпуса с корпусом подшипника, наружного корпуса и полых литых стоек, которые соединяются с внутренним и наружным корпусами с помощью сварки. Через стойки передней и задней опор производится подвод и откачка масла, суфлирование масляных полостей.

Сопловой аппарат состоит из двух половин с продольным разъемом. В корпусе соплового аппарата установлены 5 ступеней сопловых лопаток. Лопатки – литые, с последующей механической обработкой. Корпус соплового аппарата собирается из 16 сегментов, получаемых литьем с последующей сваркой и механообработкой.

Исходя из требований мощности, надежности и долговечности, силовая турбина для АЛ-31СТЭ специально спроектирована 5-ступенчатой. В связи с продолжительным выбегом СТ, обусловленным большой массой генератора, на АЛ-31СТЭ применены электроприводные нагнетательные и откачивающие маслоснабсы.

ГТУ-89СТ-20 производства ММПП «Салют»/МКБ «Гранит» мощностью 20 МВт эксплуатируется на ГТЭС-72 ООО «Ямбурггаздобыча» и отработала 8500 ч при 1500 запусках. ГТУ является типичным авиапроизводным двигателем, имеющим двухвальный газогенератор (роторы высокого и низкого давления) изделия «89» и свободную силовую турбину стационарного типа, разработанную ЗМКБ «Прогресс». Технические данные ГТУ приведены в табл. 2.8. Расчетный ресурс СТ-20 более 100 тыс. ч обеспечивается низкими уровнями напряжения в лопатках и дисках, умеренными скоростями газа в проточной части, применением подшипников скольжения и т. п. Расчетный КПД ССТ равен 94 %. Для повышения динамических характеристик установки, улучшения качества отпускаемой энергии, обеспечения эксплуатации по техническому состоянию (за счет развитой диагностики) в ГТУ-89СТ-20 доработана цифровая электронная САУ-89. Размеры установки: длина – 7,7 м, ширина – 2,6 м, масса – 3 т.

АО «Уральский турбинный завод» (бывший ТМЗ) (г. Екатеринбург). Взамен агрегата ГТК-16 на заводе был создан первый в СССР моноблочный газотурбинный газоперекачивающий агрегат ГТН-16 с охлаждаемыми дефлекторными сопловыми лопатками турбины компрессора [5]. Основные параметры ГТУ (см. табл. 2.3):  $\pi_k = 11,0 \div 11,5$ ;  $t_r = 900 \div 920$  °С;  $G_b = 89$  кг/с;  $\eta_e = 29$  %;  $n_{тк} = 6900$  об/мин;  $n_{ст} = 6500$  об/мин; число ступеней  $z_k = 15$ ;  $z_{тк} = 2$ ;  $z_{ст} = 1$ . ГТН-16 является дальнейшим развитием приводных ГТУ ТМЗ простого цикла. Двенадцать ступеней осевого компрессора полностью унифицированы с ГТН-6. К ним спереди добавлен предвключенный отсек из трех ступеней с суммарной степенью сжатия  $\pi_{\Sigma} = 2$  с трансзвуковой первой ступенью, что привело к заметному повышению удельной быстроходности вала турбины привода компрессора. Одновременно была существенно поднята и быстроходность силового вала. Это создало необходимые условия для выполнения 1-ступенчатой силовой турбины и, что особенно важно, для получения 1-ступенчатого полнонапорного нагнетателя, так как 2-ступенчатые заметно сложнее и дороже.

По сравнению с ГТН-6 нагруженность ступеней турбины ГТН-16 увеличилась в 1,5–2 раза. Направляющая лопатка первой ступени турбины привода компрессора, получаемая прецизионным литьем из никелевого сплава с содержанием кобальта, является охлаждаемой.



Продольный разрез агрегата ГТН-16 представлен на рис. 2.15. Ротор турбокомпрессора – комбинированный, в котором новые ступени осевого компрессора и турбины привода компрессора – дисковой конструкции. Четыре первых венца направляющих лопаток осевого компрессора поворотные. Первая ступень турбины привода компрессора с бандажированными рабочими лопатками с увеличивающейся к периферии хордой выполнена из высокопрочного деформируемого сплава на никелевой основе. Система охлаждения турбины и среднего подшипника аналогична применявшейся в ГТН-6. Кольцевая камера сгорания имеет торообразную форму и конструктивно объединена с газовпуском и обоймой турбины компрессора. В камере сгорания закреплены тонколистовые штампованные элементы пламенной части, смесителя и газовпуска. Фронтное устройство – многорегистровое, двадцатигорелочное. Выхлопной патрубок турбины направлен вбок.

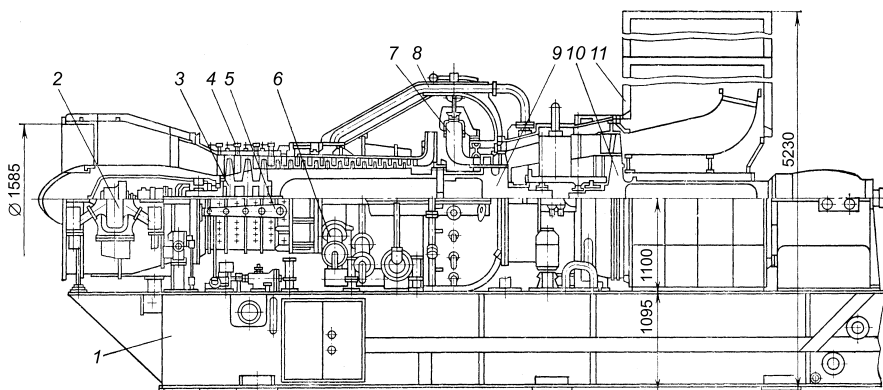


Рис. 2.15. Блочный агрегат ГТН-16 УТЗ:

1 – рама-маслобак; 2 – пусковой турбодетандер; 3 – комбинированный ротор компрессора; 4 – поворотные направляющие лопатки компрессора; 5 – рычаг привода к поворотным направляющим лопаткам; 6 – противопомпажный клапан; 7 – кольцевая камера сгорания; 8 – подвод охлаждающего воздуха к корпусу среднего подшипника; 9 – ротор турбокомпрессора; 10 – силовая турбина; 11 – выхлопной патрубок с отводом газов вбок.

Повышение быстроходности и других параметров ГТУ позволило создать моноблочный ГПА мощностью 16 МВт. Масса моноблока – 72 т. С ГТУ ГТН-16 во многом унифицирована создаваемая заводом приводная ГТУ ГТН-25 мощностью 25 МВт. Она имеет:  $\pi_k = 13$ ;  $t_r = 1050$  °С;  $\eta_e = 31$  %; воздухоохлаждаемые рабочие лопатки первой ступени турбины привода компрессора, два венца охлаждаемых сопловых лопаток. Расход воздуха в ней превышает 100 кг/с за счет повышения  $n_{тк}$  до 7100 об/мин и замены трех первых ступеней осевого компрессора на более расходные и напорные. Роторы ГТН-25 и ГТН-16 широко унифицированы между собой, а лопаточный аппарат осевого компрессора с лопатками ГТН-6. Унифицированы также КС и другие элементы.

В 2000 г. завод выпустил автоматизированную блочно-комплектную энергетическую установку ГТЭ-25У, предназначенную для модернизации

действующих электростанций. Эта установка в классе мощности 30 МВт имеет начальную температуру газов 1060 °С, освоенную заводом в производстве ГТУ-приводов мощностью 25 МВт начиная с 1989 г. Первая такая установка смонтирована на ГТУ-ТЭЦ в г. Электросталь. Технические данные ГТУ приведены в табл. 2.8.

Одновальная ГТУ выполнена по схеме простого, открытого цикла. Проточная часть компрессора сформирована путем моделирования проточной части проверенного в эксплуатации 15-ступенчатого компрессора установки ГТН-16 с добавлением одной ступени. Компрессор имеет четыре ряда направляющих лопаток первых ступеней, выполненных поворотными, и два ряда клапанов перепуска воздуха. Турбина – 4-ступенчатая, с развитой системой охлаждения. Сопловые лопатки первых двух ступеней и рабочие лопатки 1-й ступени охлаждаются воздухом. Компрессор и турбина спроектированы на оптимальную частоту вращения (5940 об/мин) с выдачей мощности через редуктор на генератор (3000 об/мин), расположенный со стороны компрессора. Камера сгорания сконструирована по принципу предварительного приготовления топливо-воздушной смеси. Турбомашины образуют комплектный блок со встроенной камерой сгорания, которая представляет собой секционную систему радиально расположенных пламенных труб, объединенную на выходе осердиальным газосборником. Запуск ГТУ осуществляется генератором, работающим в режиме двигателя, с управлением от тиристорного пускового устройства. Продолжительность пуска ГТУ из холодного состояния до момента выхода на заданный режим не более 25 мин. Габаритные размеры ГТУ: 10,4×3,7×5,3 м, масса турбоблока – 50 т.

*Ленинградский Металлический завод (ЛМЗ) – филиал ОАО «Силловые машины»* в 2008 г. изготовил и поставил для ТЭЦ-9 ОАО «Мосэнерго» головной образец стационарной энергетической газотурбинной установки среднего класса мощности ГТЭ-65 (рис. 2.16) [19]. Энергоустановка используется с котлом-утилизатором О-111 (поставки ОАО «ЗИОМАР») для комбинированной выработки электроэнергии и пара, направляемого в общий коллектор для паровых турбин станции.

ГТЭ-65 способна нести базовую, полупиковую и пиковую нагрузку как автономно, так и в составе парогазового блока. При проектировании компрессора и других элементов ГТУ учтен опыт создания и сорокалетней эксплуатации энергетических и газоперекачивающих газотурбинных установок ЛМЗ, других отечественных и зарубежных предприятий. Установка выполнена по простой тепловой схеме в виде одновального двухпорного турбокомпрессора с частотой вращения ротора 5441 об/мин и приводом электрогенератора через редуктор. Основные показатели ГТЭ-65 в базовом режиме работы, приведенные к стандартным условиям, представлены в табл. 2.8.

Продольный разрез ГТЭ-65 и ее внешний вид показан на рис. 2.16. Турбогруппа выполнена в виде двухпорной конструкции по одновальной схеме с выводом мощности со стороны компрессора. Она представляет собой конструктивное объединение входного конфузора, 16-ступенчатого осевого компрессора, кольцевой камеры сгорания, 4-ступенчатой турбины и выхлопного диффузора. Ротор турбогруппы набран из отдельных дисков, на которые установлены рабочие лопатки компрессора и турбины. Центрирование дисков

между собой и концевыми частями осуществляется по хиртовым поясам. Общая жесткость ротора обеспечивается центральной стяжкой, которая ввернута одним концом в передний полый вал и затянута со стороны заднего полого вала гайкой.

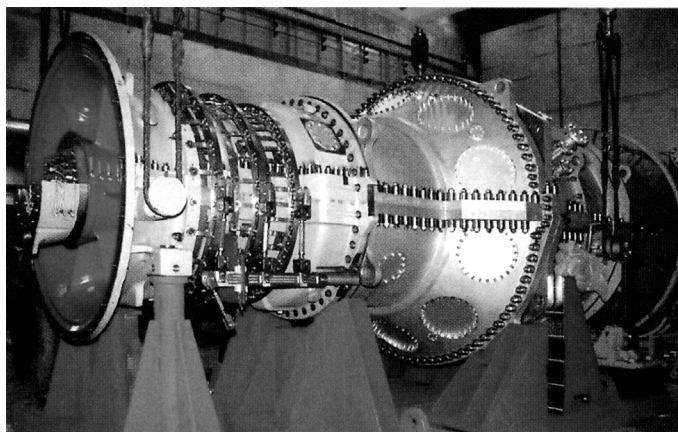
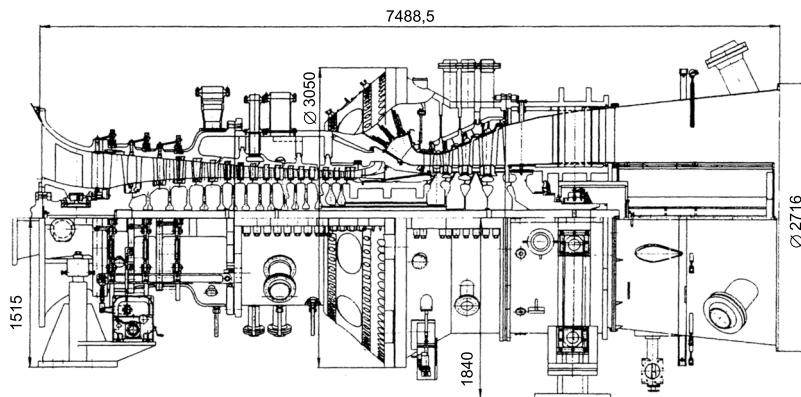


Рис. 2.16. Конструктивная схема энергетической ГТУ ГТЭ-65 мощностью 61,5 МВт (вверху) и ее внешний вид [19].

Корпусы компрессора и турбины имеют горизонтальный разъем, позволяющий производить их вскрытие непосредственно в условиях станции для корректировки при необходимости рабочих зазоров или для замены исчерпавших ресурс деталей. Для исключения влияния овализации корпусов при нагревании в процессе пуска установки на расчетные зазоры в проточных частях агрегата половинки обойм компрессора и турбины имеют дополнительные фланцы в вертикальной плоскости той же жесткости, что и основной разъем. Корпусы снабжены лючками для ввода бороскопов с целью осмотра состояния проточной части компрессора, камеры сгорания и турбины. Конструктивно обеспечена возможность подбалансировки ротора на полностью собранной ГТУ в трех сечениях: в районе первого диска компрессора, в районе провала и задней концевой части турбины. Ротор турбокомпрессора опирается на два

подшипника скольжения: опорно-упорный в компрессоре и опорный в турбине. Расстояние по осям опорных подшипников составляет 5034 мм. Для уменьшения осевого усилия и снижения нагрузки на упорный подшипник в конструкцию турбины введен думмис. В думмис поступает воздух из отбора воздуха за восьмой ступенью компрессора. Это решение позволило применить масштабированный осевой компрессор.

Осевой компрессор ГТУ спроектирован на базе проточной части, разработанной ЦИАМ совместно с НПО ЦКТИ и имеет степень повышения давления 15,6. Эта проточная часть дополнена двумя ступенями лопаток на выходе и усовершенствована по первым трем ступеням в СНТК им. Н. Д. Кузнецова. Конструктивно компрессор выполнен как часть агрегата, имеющая общий с турбиной корпус и ротор. Основные корпусные узлы компрессора (входной конфузор, передний корпус, обоймы направляющих аппаратов № 1, 2) изготовлены из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, а обойма № 3 и выходной диффузор – сварно-литые из стали.

В состав статорной группы входит всасывающий патрубок с внутренней звукоизоляцией, форсунками для подачи моющих растворов и датчиками измерительных приборов. Компрессор оборудован системой автоматического поворота первых трех рядов направляющих лопаток для изменения расхода воздуха до 30 % при запусках агрегата и на режимах ПГУ. Исполнительным механизмом является электропривод, подключенный к системе регулирования. Направляющие аппараты 4–16-й ступеней и спрямляющий аппарат выполнены в виде колец с наборными лопатками. Лопатки с прямоугольными хвостовиками удерживаются в пазах с помощью кольцевых шпонок и внутренних бандажных колец. Рабочие лопатки имеют хвостовики типа «ласточкин хвост». Стопорение лопаток на дисках ротора выполнено с помощью отгибных пластин и отвальцовкой металла лопаток на диски. Опорно-упорный подшипник турбоагрегата оснащен колодками с индивидуальным подводом смазки в зону масляного клина и рассчитан на осевую нагрузку 8 т.

Корпус компрессора имеет камеры для отборов воздуха из проточной части в антипомпажную систему, на охлаждение элементов турбины и думмис. Антипомпажная система компрессора состоит из четырех (2 шт. за 5-й и 2 шт. за 10-й ступенями) шаровых поворотных клапанов с пневмоприводом, управляемым от электрического сигнала датчика скорости и имеет дублирующий ручной привод. Система снабжена индивидуальным поршневым воздушным компрессором и ресивером с давлением воздуха 0,9 МПа.

Камера сгорания – кольцевая, имеет горизонтальный разъем для удобства ее демонтажа без выемки ротора. В ней реализован принцип сжигания бедной однородной газозвушной смеси с низкой эмиссией  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$ . Камера сгорания содержит 120 горелок, расположенных в два ряда. Горелки каждого ряда разделены на четыре группы, каждая из которых имеет отдельный подвод топлива с отсечным клапаном. Каждая горелка имеет два топливных контура. В первый контур подается топливо, которое смешивается с воздухом до подачи в зону горения; во второй контур подается, так называемое, «диффузионное» топливо. Для распределения топлива по контурам имеется два дозатора (по одному на каждый ряд горелок). Также имеются две дежурные горелки. Розжиг камеры сгорания производится с помощью двух запальников. Для контроля горения предусмотрены

четыре датчика наличия пламени. Камера сгорания условно разделена на первичную и вторичную зоны. Охлаждение стенок пламенной трубы в первичной зоне – конвективное, исключающее попадание в нее охлаждающего воздуха. Охлаждение стенок, ограничивающих вторичную зону, – струйно-пленочное.

Для обеспечения устойчивого розжига и разгона ротора до номинальной частоты вращения, а также для повышения полноты выгорания топлива на частичных режимах предусмотрено байпасирование воздуха. На пусковых и переходных режимах определенная часть воздуха сбрасывается во вторичную зону в обход первичной, за счет чего достигается устойчивость горения. Воздушный байпас имеет автоматическое плавное регулирование.

При изготовлении камеры сгорания используются современные жаростойкие материалы, на внутренние стенки наносится защитное термобарьерное покрытие. Камера сгорания, разработанная ГП «Ивченко-Прогресс» (г. Запорожье), обеспечивает эмиссию  $\text{NO}_x$  менее  $50 \text{ мг/м}^3$  при  $\text{O}_2 = 15 \%$ ; максимальные потери давления на камере сгорания не более  $4,2 \%$ .

Отбор воздуха на охлаждение горячих узлов турбины выполнен за 5, 8, 10 и 13-й ступенями компрессора. Фланцы отбора и последующего подвода к корпусу турбины изготовлены с соблюдением осевой симметрии для исключения коробления. Турбогруппа опирается на неподвижные стойки компрессора и раму турбины с подвижными стойками. Стойки в районе конфузора компрессора определяют фиксупункт турбогруппы. Рама турбины располагается в районе силового корпуса заднего подшипника и на ней имеется направляющая шпонка турбогруппы. Стойки компрессора и рама турбогруппы устанавливаются непосредственно на фундамент объекта.

Турбина выполнена 4-ступенчатой, с осевым выхлопом. Все направляющие лопатки и рабочие лопатки первых трех ступеней охлаждаемые. Высокие начальные параметры рабочего тела (температура газов перед турбиной в пиковом режиме  $1280^\circ\text{C}$ , за турбиной –  $555^\circ\text{C}$ ) обуславливают необходимость применения развитой системы охлаждения лопаточного аппарата турбины, а также использования специальных покрытий для защиты металла лопаток. Сопловые и рабочие лопатки первой ступени выполнены с конвективно-пленочной системой охлаждения и выпуском охлаждающего воздуха на профиль пера и в район выходной кромки. Сопловые и рабочие лопатки второй и третьей ступеней имеют только конвективное внутреннее охлаждение; сечения лопаток приведены на рис. 2.17. Рабочие лопатки второй, третьей и четвертой ступеней имеют литые бандажные полки. Все лопатки литые, равноосной структуры, выполненные из коррозионно-стойких сплавов.

Для проверки принятых конструктивных решений систем охлаждения этих лопаток были проведены стендовые испытания. Теплогидравлические испытания сопловых и рабочих лопаток 1 и 2 ступеней турбины проводились на стенде пакетных испытаний ОАО «НПО ЦКТИ». Сравнение теоретических и экспериментальных зависимостей глубины охлаждения лопаток от относительного расхода воздуха, полученных в составе пакета в условиях подогрева охлаждающего воздуха и обтекания горячим (до  $1000^\circ\text{C}$ ) газом, представлены на рис. 2.17. На исследуемых лопатках отсутствовало термобарьерное покрытие, имеющееся на сопловой и рабочей лопатках с конвективно-пленочной системой охлаждения. Полученные в ходе экспериментов

данные по расходным характеристикам систем охлаждения и тепловому состоянию лопаток использовались для верификации расчетных моделей лопаток, оценки ресурса лопаток и выработки рекомендаций по его повышению.

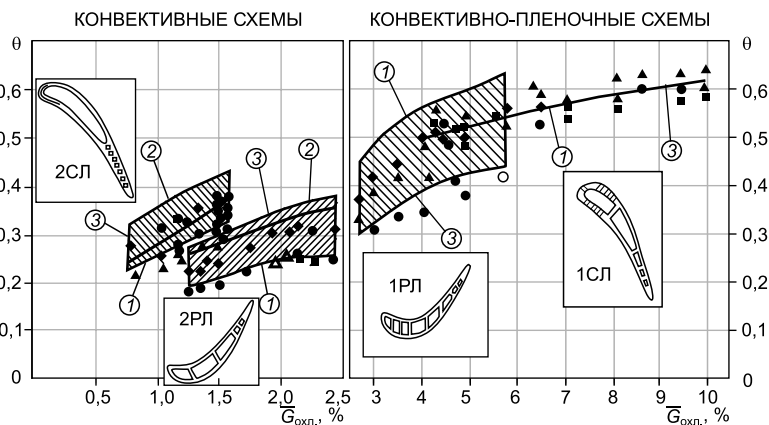


Рис. 2.17. Расчетные и экспериментальные значения эффективности охлаждения лопаток турбины в зависимости от относительного расхода охлаждающего воздуха [20]:

1/□ – входная кромка; 2/◆ – средняя часть профиля; 3/● – выходная кромка.

Диски турбины охлаждаются воздухом, отбираемым за 10-й и 13-й ступенями компрессора, и распределяемым по специально организованным полостям и отверстиям. Полости турбины разделены сотовыми лабиринтными уплотнениями. Крепление лопаток турбины в дисках осуществляется елочными замками, которые расположены на одном диаметре для всех ступеней турбины. Профиль паза елочного замка выбран одинаковым для всех дисков турбины.

Статорная часть турбины состоит из корпуса турбины, силового корпуса заднего подшипника и выхлопного диффузора. Корпус турбины сварной. В нем устанавливается обойма диафрагм, которая в осевом направлении фиксируется на посадочном зубе, а в радиальном центрируется за счет лап в плоскости горизонтального разреза и продольной шпонки в нижней половине при помощи пригоночных прокладок. Данная конструкция позволяет существенно снизить окружную неравномерность радиальных зазоров. Воздух для охлаждения сопловых лопаток турбины подводится через патрубки, расположенные на корпусе, и далее через пространство между корпусом турбины и обоймой диафрагм, разделенное на полости с помощью самоустанавливающихся поперечных пластин. Обойма диафрагм имеет горизонтальный разрез. Половинки обоймы диафрагм выполняются литыми с дополнительными фланцами в вертикальной плоскости той же жесткости, что и основной разрез. Кольцевые проточки позволяют заводить сопловые лопатки и уплотнительные проставки в осевом направлении. Уплотнительные проставки выполнены с сотовыми вставками.

Переднее и заднее уплотнения турбины имеют традиционную для ЛМЗ конструкцию – ленточные лабиринтные уплотнения. Заднее уплотнение тур-

бины, обеспечивающее заданное давление в полости думмиса, выполнено соетовым. Центрируются уплотнения при помощи пригоночных пластин, устанавливаемых на горизонтальных лапах и продольной шпонке.

Силовой корпус заднего подшипника состоит из собственно силового корпуса, воспринимающего механические нагрузки, и внутренней облицовки. Облицовка формирует проточную часть выходного диффузора и выполняет роль теплового экрана. Полость между силовым корпусом и внутренней облицовкой заполнена теплоизоляционными матами. Нагрузки, воспринимаемые силовым корпусом через качающиеся стойки турбины и продольную шпонку турбогруппы, передаются на фундамент. Продольная шпонка установлена в районе силового корпуса заднего подшипника турбины.

Окончательно смонтированные корпуса расширяются при работе в сторону выхлопного диффузора турбины. Осевое расширение корпусов (приблизительно 30 мм) воспринимается эластичным компенсатором, который устанавливается между выхлопным диффузором турбины и входным патрубком котла-утилизатора.

В выхлопном диффузоре имеются три ребра, через которые в нижней половине проходят трубопроводы подвода и слива смазочного масла опорного подшипника турбины, а также трубопровод подвода воздуха в полость думмиса. Передняя половина верхнего корпуса выхлопного диффузора съемная, что позволяет обслуживать электрооборудование подшипника турбины без разборки силового корпуса заднего подшипника. Корпус опорного подшипника опирается на задний силовой корпус турбины. Вкладыш заднего подшипника выполнен сферическим, самоустанавливающимся. Для лучшей подачи смазочного масла в рабочую зону и обеспечения масляного клина внутренняя поверхность вкладыша выполнена овальной (так называемая «лимонная» расточка). В качестве антифрикционного материала применен баббит центробежной заливки.

Редуктор турбоустановки (5441/3000 об/мин, мощность 72 МВт) 1-ступенчатый с колесами типа шеврон, без упорного подшипника, со встроенным валоповоротным устройством (скорость вращения валопровода 8 об/мин). Для соединения редуктора с электрическим генератором используется зубчатая муфта, а для соединения с ротором турбокомпрессора – промежуточный вал с пластинчатыми муфтами, компенсирующими повышенные эксплуатационные расцентровки и изломы осей. Предусмотрены места для измерения радиальных зазоров по рабочим лопаткам на остановленном агрегате.

Система автоматического управления выполнена СП «Интеравтоматика». Масса турбогруппы на транспортере 62 т; масса наиболее тяжелой части, перемещаемой при ремонте (облопаченный ротор) 11,7 т; габариты турбоблока с редуктором 18,1×12,5×7,5 м.

Всасывающий патрубок компрессора поставляется отдельно и устанавливается одновременно с системой подвода воздуха к компрессору (КВОУ), которая оснащена используемыми в мировой практике системами – противобледенительной, шумоглушения, фильтрации, влагоудаления и шибером.

Предприятие выпускает также энергетическую ГТУ ГТЭ-160 мощностью 160 МВт. Поскольку она является лицензионной версией хорошо известной ГТУ V94.2 фирмы Siemens, описание конструкции ГТЭ-160 не приводится.

### 3. ГТУ МАЛОЙ И СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ УКРАИНСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

#### 3.1. ГТУ производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»

Государственное предприятие Научно-производственный комплекс газотурбостроения (ГП НПКГ) «Зоря»-«Машпроект», г. Николаев в течении второй половины прошлого столетия являлся единственным специализированным предприятием по разработке и производству судовых газотурбинных двигателей для кораблей Военно-Морского Флота СССР и других судов. Около 950 кораблей в разных странах мира оснащены этими двигателями. Согласно традициям всем проектам корабельных силовых агрегатов, в том числе и не реализованным, присваивалась литера М с номером проекта [21]. Например, М2 – один из первых созданных двигателей; М25 – силовая парогазовая установка; М70 – ГТД третьего поколения. В простых случаях агрегат состоял из одного двигателя и одного редуктора, передающего мощность на вал гребного винта; индекс ГТД совпадал при этом с индексом агрегата. Агрегаты сложной схемы имели несколько ГТД – маршевый, форсажный (ускоряющий ход), заднего хода, модификациям которых присваивался двухбуквенный индекс (первая из них Д) с соответствующим номером. Так, в корабельном агрегате М5Н, общей мощностью 34 МВт используются два форсажных ГТД ДН59 и один маршевый ГТД ДС71. В качественном отношении различные модификации двигателей приписывались к определенному поколению ГТД в зависимости от уровня термодинамических показателей реализованных циклов Брайтона; преобладающим параметром обычно являлась температура газа перед ТВД. Так например, в двигателях третьего поколения эта температура находится в диапазоне 1050–1150 °С, ГТД имеет охлаждаемые сопловые и рабочие лопатки ТВД и сопловые лопатки ТНД при КПД на уровне 35 % (модификации ДГ90, ДТ71). Влияние повышенных параметров

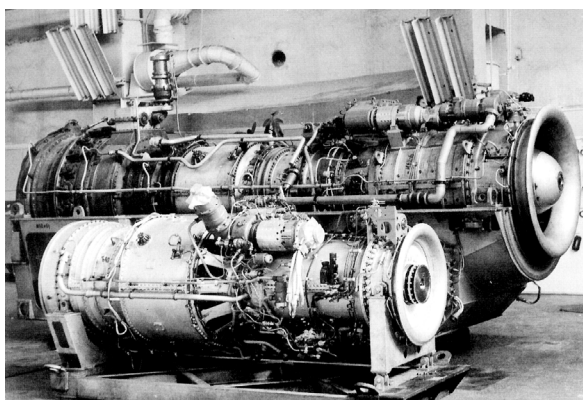


Рис. 2.18. Двигатель ДС71 (на переднем плане) на 33 % мощнее своего предшественника ГТД М62 [21].

цикла на компактность двигателя наглядно представлено на рис. 2.18. Маршевый двигатель М62 второго поколения при номинальной мощности 4,44 МВт имеет параметры цикла  $t_r = 880$  °С,  $G_b = 38$  кг/с,  $\pi_k = 10,5$ . В агрегате М5Н этот двигатель был заменен на двигатель третьего поколения ДС71 мощностью 5,92 МВт при параметрах цикла  $t_r = 1100$  °С,  $G_b = 32,5$  кг/с,  $\pi_k = 16,0$ .

Для промышленного применения проводилась конвертация судовых ГТД и



для многочисленных модификаций создаваемых двигателей наземного использования также применялась двухбуквенная индексация, например, ДО49, ДЖ59, ДГ90 и др. Четвертое поколение ГТД начинается с модификации ДН80 с начальной температурой газа 1240 °С. Поскольку, в одном классе мощности имелось несколько модификаций ГТД, с выходом на мировой рынок предприятие выделило семь базовых классов мощности, в обозначениях которых была введена аббревиатура UGT (Ukraine Gas Turbines). Технические данные энергетических ГТД приведены в табл. 2.10. До настоящего времени производится двигатель второго поколения модификации ДЖ59, на котором внедрены двухопорная система роторов, литые сопловые аппараты турбины и газоплотный вариант пламенных труб.

Имеются двигатели, которые отработали двойной и тройной ресурс без капитального ремонта. Лидерный ГТД типа ДР59, используемый на компрессорной станции магистрального газопровода, отработал более 103 тыс. ч без капитального ремонта. Нарботка на отказ судовых конвертированных ГТД в настоящее время приближается к 10 тыс. ч.

Двигатели в базовых классах мощности 3–25 МВт, полученные конвертацией судовых ГТД, являются трехвальными, т. е. имеют двухвальный (двухкаскадный) газогенератор и свободную силовую турбину, расположенные в одном корпусе (рис. 2.19) [22]. ССТ проектируется для выбранного назначения двигателя, и в энергетических ГТД они имеют частоту вращения 3000 об/мин. Для приводных ГТД, используемых на компрессорных станциях, частота вращения ССТ составляет 5200 об/мин. В классе UGT2500 двигатель ДО49 проектировался специально для мобильных электростанций и поэтому выполнен одновальным. Также одновальным является самый мощный ГТД (110 МВт), выпускаемый в Украине для стационарной энергетики, типа ГТЭ-110 с КПД 36 %.

В большинстве ГТД осевые компрессоры низкого и высокого давления имеют по 8–9 и 9–10 ступеней соответственно и степень повышения давления 16–21; они приводятся во вращение 1-ступенчатыми ТВД и ТНД. Вал каскада низкого давления проходит внутри ротора КВД. Каждый тип двигателей имеет несколько модификаций силовых турбин (2–5-ступенчатые), отличающихся по направлению и частоте вращения. Каждый ротор турбокомпрессора и ССТ на шариковых и роликовых подшипниках качения закреплен в собственных демпфированных независимых опорах. Описание конструкции опорного венца и схема расположения подшипников приводились в 1-й главе. Для обеспечения работоспособности сопловых и рабочих лопаток турбин при температурах до 1300 °С используются специальные сплавы, высокоэффективные системы воздушного охлаждения лопаток (петлевые и с вихревой матрицей, рис. 1.78) и теплозащитные покрытия. Камеры сгорания – трубчато-кольцевые, противоточные с числом пламенных труб 9–16 с многорелочными фронтowymi устройствами; модернизированные варианты конструкции малотоксичных «сухих» КС показаны на рис. 1.68, 1.70 в предыдущей главе. Переход в конструктивной схеме двигателя от прямоточных камер сгорания к противоточным позволил значительно сократить продольный габарит двигателей (рис. 2.19). При сухом способе снижения эмиссии NO<sub>x</sub> и СО камеры сгорания оборудуются микрофакельными горелками или гомогенными горелочными устройствами.

Таблица 2.10

**Технико-экономические характеристики  
ГТД ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»**

Тип (Модификация)	Мощность, МВт	КПД, %	Степень повышения давления	Начальная температу- ра газа, °С	Выхлопные газы		Расход топлива, нм <sup>3</sup> /ч
					расход, кг/с	темпера- тура, °С	
UGT2500 (ДО 49)	2,85	28,5	12,0	950	16,5	460	1010
UGT3000 (ДЕ 76, ДС76, ДР76)	3,36	31,0	13,5	1020	15,5	420	1090
UGT6000 (ДВ 71, ДТ71, ДР71, ДС71, ДС77)	6,70	31,5	16,6	1015	31,5	428	2140
UGT6000+ (ДП 71)	8,30	33,0	15,0	1100	33,4	442	2850
UGT10000 (ДН 70, ДИ70)	10,50	36,0	19,5	1180	36,8	490	2930
UGT10000S (ДУ 70)	16,00	43,0		–			
UGT15000 (ДА 90, ДБ90, ДГ90, ДО90, ДЦ90)	17,50	35,0	19,6	1075	71,0	414	5030
UGT15000+ (ДА 91)	20,00	36,0	–	1160	71,0	454	5580
UGT15000S (ДС 90)	25,00	41,0	–	–			
UGT16000 (ДТ 59, ДЖ59, ДН59, ДИ59)	16,30	31,0	12,7	865	98,5	354	5290
UGT25000 (ДА 80, ДГ80, ДН80)	26,70	36,5	22,0	1245	89,2	484	7350
UGT110000 (ГТД 110)	114,50	36,0	14,7	1210	365,0	520	31960

Масляная система ГТД предназначена для смазки и охлаждения подшипников и зубчатых зацеплений коробок приводов и редукторов. Масляная система – циркуляционная под давлением с навесным маслоагрегатом, обеспечивающим автономную подачу и откачку масла из масляных полостей ГТД. При запуске двигателя до вступления в работу навешенного маслоагрегата смазка ГТД обеспечивается электроприводным маслоагрегатом.

## ИЗМЕРЕНИЕ ШУМА ОТ РАБОТАЮЩИХ ГТУ

Измерения и анализ звука являются эффективным диагностическим методом, используемым при решении задач борьбы с шумами на площадках электрических и когенерационных станций, других промышленных предприятий и т. д. Звук производится за счет пульсаций давления в атмосфере: высокие уровни пульсаций производят большие уровни звука, а быстрые пульсации производят пронзительные звуки. Имеются нормативные акты по допустимым уровням шумов.

	Звуковое давление	УЗД (дБ)	Интервал УЗД	Примеры источников шума
	100 Па	134	140–130	
10 Па	114	130–120	Пневматический молот	
1 Па	94	120–110	Громкий сигнал автомобиля	
0,1 Па	74	100–90	Внутри поезда метро	
		90–80	Внутри автобуса	
0,01 Па	54	80–70	Улица со средним движением	
		70–60	Разговорная речь	
0,001 Па	34	60–50	Обычный офис	
0,0001 Па	14	50–40	Жилая комната	
		40–30	Библиотека	
0,00002 Па		30–20	Спальная ночь	
		20–10	Студия радиовещания	
		10–0	Порог слышимости	

Для измерения характеристик акустического шума применяются шумомеры – электронные измерительные приборы, реагирующие на звук аналогично человеческому уху и обеспечивающие объективное и воспроизводимое измерение уровней звука или звукового давления. Датчиком шумомера является измерительный микрофон (обычно конденсаторного типа), чувствительным элементом которого является упругая металлическая диафрагма диаметром от 3 до 25 мм. Воспринимаемые диафрагмой пульсации давления акустического поля преобразуются в пропорциональный электрический сигнал. Усиленный предусмотренным на входе шумомера усилительным каскадом электрический сигнал может подвергаться частотной коррекции в блоке, содержащем стандартные корректирующие схемы А, В, С, или фильтрации внешними полосовыми (например, октавными или третьоктавными) фильтрами. Усиленный электрический сигнал затем подается на измерительный прибор (стрелочный или цифровой), который показывает уровни звука или уровни звукового давления в дБ. На фото показан внешний вид шумомера 2209 фирмы Brüel & Kjær (Дания). При исследовании акустических шумов обычно измеряют среднеквадратичное значение *звукового давления*

$$p_{\text{срз}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (p')^2(t) dt} \quad (\text{где } t - \text{ время, } T - \text{ период колебания}).$$

Как видно из таблицы, хотя самое слабое воспринимаемое звуковое давление величина очень малая, диапазон воспринимаемого звукового давления очень широк. Самое слабое пороговое звуковое давление, воспринимаемое человеком с нормальным слухом при частоте 1000 Гц, составляет  $p_0 = 20$  мкПа. Человеческий слух способен воспринимать звуки с интенсивностью в  $10^6$  раз превышающей указанное минимальное значение. Человеческий орган слуха реагирует скорее на относительное изменение давления, нежели на абсолютное. Поэтому более удобно использовать *относительную шкалу* звукового давления, называемую децибеловой

шкалой (дБ – шкала). Децибел определяется как десятичный логарифм отношения двух величин интенсивности звука, умноженный на 10. А так как интенсивность пропорциональна квадрату звукового давления, то эту шкалу для измерений звука (шума) можно представить в виде формулы: уровень звукового давления равен  $10\log(p^2/p_0^2) = 20\log(p/p_0)$  дБ, где  $p$  – измеряемое звуковое давление. Этой формулой дается также определение термина «уровень звукового давления» (УЗД). Использование децибела сокращает шкалу звукового давления от 1:1 000 000 к уровням звукового давления со шкалой от 0 до 120 дБ. 1 дБ является наименьшим обнаруживаемым слухом изменением уровня звука, отображающим идентичное относительное изменение в любой точке логарифмической шкалы уровней.

Диапазон слышимых частот простирается от 20 Гц до 20 кГц. На основе скорости распространения звука в окружающей среде можно определять длину волны колебаний  $\lambda = c/f$  (физическое расстояние между двумя соседними максимумами или минимумами их амплитуды), где скорость звука в воздушной среде находится как  $c = 332\sqrt{1+t_{\text{окр.с}}/273}$ , где  $t_{\text{окр.с}}$  подставляется в °С. Частотная зависимость чувствительности человеческого слуха – максимальная чувствительность в области 2–5 кГц и минимальная на высоких и низких частотах. Чувствительность слуха более выражена в области низких уровней звукового давления и уменьшается с ростом УЗД.

В акустике широко применяются определяемые международными рекомендациями и стандартами схемы частотной коррекции, обозначенные «А», «В» и «С». Характеристика корректирующей схемы «А» соответствует кривым равной громкости в области низких уровней звукового давления, схема «В» является приближением в области средних уровней звукового давления, а параметры схемы «С» соответствуют кривым равной громкости в области высоких уровней звукового давления. В большинстве практических областей отдается предпочтение схеме частотной коррекции «А», когда нужно более подробное описание сложного акустического сигнала, область слышимых частот, т. е. диапазон 20 Гц – 20 кГц, предпочтительно подразделять на ряд смежных узких частотных полос, например, шириной одной октавы или третьоктавы. Процесс выделения частотных составляющих сигнала и обработки отдельных частотных полос называется частотным анализом, результатом которого является частотный спектр шума (спектрограмма).

Основным источником шума в ГТУ являются входное устройство (высоко-частотный шум компрессора) и выхлоп турбины (низкочастотный шум камеры сгорания). Шум от обоих источников может достигать 135–155 дБА. Согласно существующим нормам шум от работающей ГТУ должен находиться в пределах 80–90 дБА в ближнем поле и 45–70 дБА в дальнем поле (соответственно на расстояниях 1,5 м и 125 м). Наиболее трудным для подавления является низкочастотный (менее 64 Гц) шум КС, который вследствие большей длины волны трудно подавляется. В качестве примера удачно выполненной системы глушения шума на выхлопе (из дымовой трубы высотой 23 м) ниже приведен спектр шума, измеренный на расстоянии 122 м от ГТУ V84.2.

	дБА	дВС	31,5 Гц	63 Гц	125 Гц	250 Гц	500 Гц	1 кГц	2 кГц	4 кГц	8 кГц
Штатная система глушения	59	82	83	75	68	59	49	45	44	44	34
Модернизированная система глушения	50	76	74	69	63	52	42	41	38	33	18

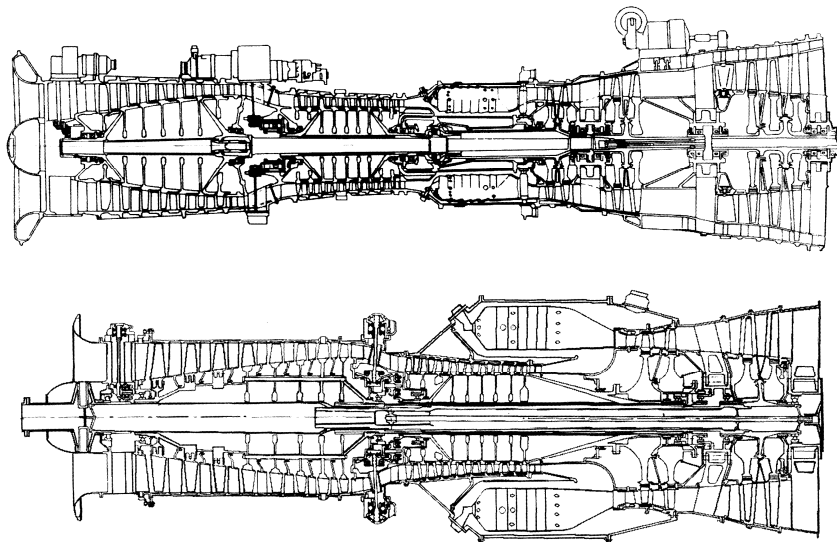


Рис. 2.19. Конструктивные схемы ГТД М8К второго поколения с прямой КС (вверху) и М70 третьего поколения с противоточной КС [21].

Пусковая система обеспечивает раскрутку контуров двигателя от электрических стартеров, воспламенение топлива внутри пламенных труб. По окончании запуска система автоматически отключается.

Система автоматического управления (САУ) основана на использовании микропроцессорной техники. Основным назначением САУ является:

- обеспечение выполнения всех алгоритмов двигателя и всех агрегатов, входящих в установку (электростанции или компрессорной станции);
- контроль параметров ГТД и агрегатов, входящих в состав объекта;
- автоматический запуск, смена и поддержание режима работы установки, обеспечение информацией оператора о нештатных ситуациях, срабатывание защит;
- установки, учет наработки и диагностирование состояния ГТД.

Многолетний опыт проектирования, изготовления и эксплуатации газовых турбин НПКГ позволил разработать ГТД третьего и четвертого поколений типа ДГ90 и ДН80 на более высокие параметры с коэффициентом полезного действия 35–36 %. Аналоги этих ГТД на протяжении последних лет интенсивно эксплуатируются на компрессорных станциях магистральных газопроводов.

В 1993 г. началось серийное производство ДГ90 мощностью 16 МВт и КПД 35 %. В процессе создания ГТД этого типа был проведен большой комплекс ОКР, ГТД всесторонне испытан в стендовых условиях. Доводка ГТД проводилась на двух газогенераторах и на 15 полноразмерных ГТД. Общая стендовая наработка ГТД этого типа в процессе их отработки составила более 65 тыс. ч, а наработка одного из ГТД в стендовых условиях составила более 25 тыс. ч. В настоящее время в газотранспортной системе ОАО «Газпром» находятся в эксплуатации около 200 ГПА с ГТД ДГ90. В результате разработка и внедрение в

эксплуатацию мероприятий, направленных на повышение надежности этого типа ГТД, позволили увеличить ресурс ГТД ДГ90 с 25 до 33 тыс. ч. Два ГТД ДГ90 эксплуатируются в составе ГТУ-16 на Одесском припортовом заводе в цехе по перекачке аммиака. Нарботка их составляет около 90 тыс. ч.

ДТ71 (ГТД 3 поколения) имеет мощность 6,3 МВт и КПД 31,5 %. Начиная с 1992 г. эти ГТД серийно изготавливаются, и промышленная эксплуатация их проводится на ряде компрессорных станций. Нарботка без капитального ремонта ГТД ДТ71 № 19 составила 20 060 ч.

ДН80 (ГТД 4 поколения) (внешний вид представлен на zoom-странице № 5) имеет мощность 25 МВт и КПД 35 %. Совместно с ОАО «Укртрансгаз» принята концепция опытно-промышленной эксплуатации, в ходе которой доводочные работы и ресурсные испытания по ГТД ДН80 производились на компрессорной станции. Опытный ДН80 в конце 1995 г. был установлен на КС «Софиевская», а эксплуатация серийных ГТД ДН80 началась с 1998 г. Для снижения вредных выбросов  $\text{NO}_x$  были разработаны экологические пламенные трубы с двухгорелочными устройствами, которые были установлены на серийном двигателе (КС «Гребеньковская») и опытном ДН80 № 2.

Базовый ГТД четвертого поколения UGT10000 имеет мощность 10 МВт и КПД – 36 %. По заказу «Укртрансгаз» подготовлены к серийному производству три его модификации: ДН70Л, ДИ70Л и ДУ70. Двигатели ДН70Л установлены на КС «Кировоградская» и КС «Ромненская». Начальный период эксплуатации ГТД ДН70Л показал, что особое внимание необходимо уделять подготовке топливного газа, учитывая тот факт, что на двигателе применены микрофакельные горелочные устройства, которые требуют фильтрации газа от частиц размером 10 мкм и выше. Из-за засорения горелочных устройств и соответственно ухудшения пусковых характеристик и температурного поля перед турбиной производилась переборка камеры сгорания в условиях предприятия. В связи с этим разработаны съемные горелочные устройства с целью обеспечения их обслуживания и очистки в условиях эксплуатации.

Одной из последних разработок предприятия является энергетический газотурбинный двигатель ГТД-110 мощностью 110 МВт, конструктивная схема которого приведена на рис. 2.20 [23], а технические данные указаны в табл. 2.10.

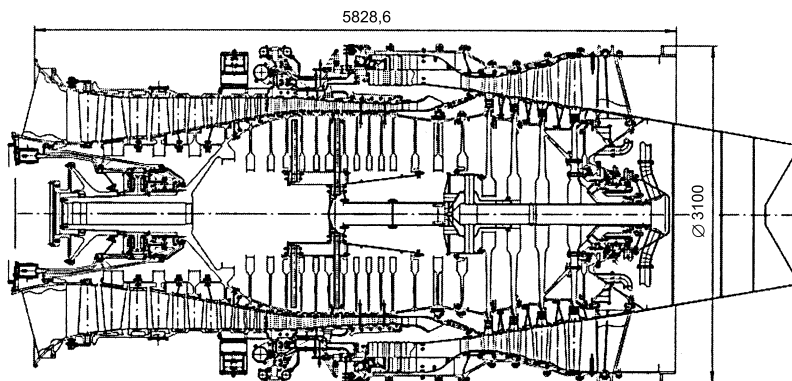


Рис. 2.20. Конструктивная схема ГТД-110 [23].

ГТД-110 – одновальный с 15-ступенчатым осевым компрессором, имеющий степень повышения давления 14,7, трубчато-кольцевой камерой сгорания с 20 пламенными трубами и 4-ступенчатой турбиной. Отбор мощности производится со стороны компрессора. Двигатель может работать на жидком и газообразном топливах. Максимальный диаметр двигателя – 3,2 м, максимальная длина – 6 м, вес – 50 т. Его отличительной особенностью является оптимальная температура газа на выходе двигателя, обеспечивающая наибольшую эффективность паротурбинного цикла и возможность ее поддержания в зависимости от мощности ГТД. Вес (не превышающий 60 т) и габариты двигателя позволяют осуществлять его поставку на место эксплуатации в полностью собранном и испытанном на заводе-изготовителе виде, что невозможно для любых других газовых турбин аналогичной мощности.

Газотурбинная установка ГТЭ-110, разработанная на основе ГТД-110, предназначена для эксплуатации в составе парогазовых установок различной мощности с КПД 52–55 % и более, а также для работы в качестве электростанции простого цикла для покрытия пиковых электрических нагрузок.

Сравнение показателей (по мощности и КПД) ГТД производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» и ведущих зарубежных производителей для энергетики приведены в табл. 2.11. Из таблицы видно, что ГТУ украинского производства не уступают лучшим мировым аналогам.

На базе энергетических ГТУ своего производства НПКГ комплектует блочно-контейнерные электростанции со всем необходимым вспомогательным оборудованием, которые могут применяться в качестве аварийных и пиковых электростанций, а также в качестве стационарных электростанций.

При использовании ГТД в качестве привода электрогенератора двигателя поставляются с силовой турбиной с выходными оборотами 3000 об/мин. Газотурбинный двигатель на собственной раме устанавливается в теплозвукоизолирующее укрытие. Для доступа к вспомогательному оборудованию в укрытии имеется ряд герметичных дверей. Укрытие оснащено системой принудительной вентиляции для поддержания в нем требуемой температуры. Внутренние стены укрытия используются для размещения ряда элементов электрооборудования пэкеджа. Для обеспечения требуемого уровня шума все вентиляционные каналы также оснащены элементами шумоглушения.

Подвод воздуха на вход в газотурбинный двигатель производится через воздухозаборное устройство, которое обеспечивает очистку подводимого воздуха, его подогрев при низких температурах и шумоглушение тракта забора воздуха. Все указанные мероприятия обеспечивают подавление шума до значения не выше 85 дБА на расстоянии 1 метра от укрытия.

Система газовыхлопа служит для отвода отработавших газов и состоит из газоотвода, блока шумоглушения и выхлопной трубы. Для снижения тепловыделения внутри укрытия газоотвод покрыт теплоизоляцией.

Внутри пэкеджа размещаются также узлы маслосистемы ГТД и электрогенератора. Маслобак располагается на раме пэкеджа, а охладители масла – либо внутри укрытия (при использовании водяного охлаждения), либо в специальном отдельном блоке (при воздушном охлаждении).

Таблица 2.11

**Сравнение показателей ГТД ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» и зарубежных аналогов в соответствующих классах мощности по состоянию на 2004 г. [24]**

ГТД	Мощность, МВт	КПД, %	Фирма-изготовитель	Год выпуска
UGT2500	2,85	28,5	ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»	1994
ST18A	1,96	30,3	Pratt & Whitney	1995
VT2600	2,25	30,3	Volvo Aero	2001
M1T-13D	2,90	23,6	Kawasaki	1995
ГТУ-2,5П	2,50	21,8	АО «Авиадвигатель»	1995
UGT3000	3,36	31,0	ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»	1981
S-30T	3,27	31,8	Pratt & Whitney	1999
Centaur-40	3,52	27,9	Solar	1992
ASE40	3,28	27,7	Allied Signal	1996
ГТУ-4П	4,00	23,8	АО «Авиадвигатель»	1998
UGT 6000	6,70	31,5	ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»	1978
601-KC9	6,71	33,8	Rolls-Royce	1998
Tornado	6,45	31,1	Alstom	1981
M7A-02	6,96	30,9	Kawasaki	1997
АИ-336	6,30	30,0	АО «Мотор Сич»	1997
ГТУ-6П	6,15	26,1	АО «Авиадвигатель»	2000
UGT10000	10,70	36,0	ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»	1998
ГПУ-12П	12,00	34,5	АО «Авиадвигатель»	1994
АИ-336-2-10	10,00	34,0	АО «Мотор Сич»	1997
ГТУ-10П	10,00	34,0	АО «Авиадвигатель»	1999
ASE 120	9,30	33,2	Allied Signal	2000
НК-143	10,00	33,0	СНТК им. Н. Д. Кузнецова	1996
GE 10	11,27	31,3	General Electric	2000
UGT15000	17,50	35,0	ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»	1988
НК-39	16,00	38,0	СНТК им. Н. Д. Кузнецова	Проект
ГТУ-16П	16,00	37,0	АО «Авиадвигатель»	1996
LM 2000	17,90	36,3	General Electric	2000
PGT20	17,47	35,1	General Electric	2001
АЛ-31СТ	16,00	35,0	НПЦ «Льюлька-Сатурн»	1998
ПОЛ	17,00	34,0	Kawasaki	2001
UGT25000	27,50	36,0	ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»	1993
LM2500+	28,60	38,9	General Electric	1997
FT-8	26,20	38,7	Pratt & Whitney	1990
ГТУ-25П	24,85	37,8	АО «Авиадвигатель»	2004
GT 10C	29,10	36,0	Alstom	1999
НК-37	25,00	35,1	СНТК им. Н. Д. Кузнецова	1999



Агрегаты топливной системы, которые необходимо обслуживать в процессе работы пэкеджа, находятся в отдельной секции, что обеспечивает доступ к агрегатам извне. Исполнение агрегатов топливной системы зависит от вида применяемого топлива. В качестве топлива могут быть использованы: природный газ, дизельное топливо, моторное, газотурбинное топливо, вакуумный газойль, биотопливо; КС оснащены двухтопливными системами для работы на жидком и газообразном топливе.

В состав поставляемого оборудования также входит электрооборудование для собственных нужд газотурбинного двигателя и электрогенератора. С целью повышения готовности энергоблока к эксплуатации электрооборудование поставляется в модульном виде и размещено частично в основном укрытии и частично в блоке электротехнического оборудования. Пэкедж оснащен всеми видами замеров, позволяющих дистанционно производить контроль всех эксплуатационных параметров энергоблока. В зависимости от места установки электростанции (или механического привода) пульт оператора размещается либо в специально изготовленном оборудованном модуле, поставляемом с пэкеджем, либо в одном из существующих помещений. Основной системы управления является микропроцессорный блок на базе ЭВМ. Блочная поставка всего оборудования позволяет обеспечить минимальные сроки монтажа, пуска наладочных работ на объекте и ввода в эксплуатацию электростанции.

Электростанции ГТЭ-6 мощностью 6 МВт, скомплектованные в виде пэкеджей, установлены на Яблуневском газоперерабатывающем заводе (ПО «Полтавгаздобыча» – 2 шт.), в пос. Заполярном («Ямбурггаздобыча» – 4 шт.) и на острове Хайнань (Китай – 1 шт.).

*Газотурбинная энергетическая установка UGT2500.* В начале 90-х годов предприятие разработало и освоило промышленное производство ГТД типа ДО49 мощностью 2,5 МВт, которым комплектуются блочно-транспортельные электростанции БГТЭ-2500. ГТД выполнен по одновальной блокированной схеме, наиболее полно удовлетворяющей требованиям к качеству вырабатываемой электроэнергии. ГТД ДО49 имеет встроенный на входе соосный редуктор звездного типа; конструктивная схема представлена на рис. 2.21. Общая компоновка ГТД обеспечивает при необходимости в эксплуатации блочную замену ГТД или редуктора, а также отдельных узлов и элементов.

Конструктивной особенностью двигателя является применение осецентрированного компрессора, состоящего из 9 осевых и одной центробежной (на выходе) ступеней. Степень повышения давления 12. Камера сгорания – трубчатая, выносная; имеет 2 пламенные трубы, 2 форсунки и 2 воспламенителя. Турбина выполнена 3-ступенчатой с воздушно-конвективным охлаждением, частота вращения 14 000 об/мин. Подшипники двигателя: опорно-упорный – скольжения, опорный – роликовый. Мощность на электрогенератор передается через редуктор с передаточным отношением 4,66; редуктор выполнен 1-ступенчатым, на подшипниках скольжения, с расстроением потока мощности. Система смазки циркуляционная под давлением с навесным электроприводным маслоагрегатом. Габариты установки 3,0×1,2×2,0 м; масса – 1,5 т. Запуск двигателя осуществляется от воздушного стартера типа ВС-12 или двух стартеров переменного тока. Необходимое давление топливного газа 1,8 МПа при его температуре 20–40 °С. Маслом для масляной системы явля-

ется ТП-22с; емкость маслобака агрегата не менее  $1,2 \text{ м}^3$ . Безвозвратные потери масла  $0,6 \text{ кг/ч}$ .

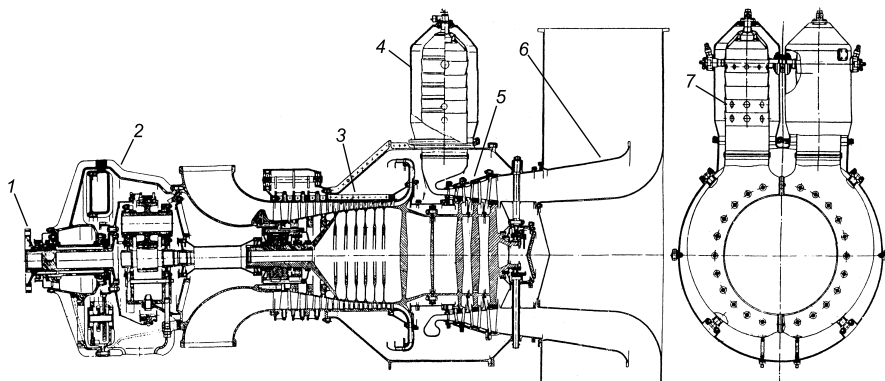


Рис. 2.21. Конструктивная схема ГТД ДО49 мощностью 2,5 МВт:  
 1 – фланец отбора мощности; 2 – редуктор; 3 – осецентрированный компрессор;  
 4 – выносная камера сгорания; 5 – турбина; 6 – выхлопной диффузор с улиткой;  
 7 – пламенные трубы.

Для расчета показателей когенерационных установок предприятие представляет экспериментальные данные по нагрузочным и климатическим характеристикам ГТУ; обычно это зависимости КПД, расхода и температуры выхлопных газов и расхода топлива от нагрузки, температуры воздуха на входе в компрессор и гидравлического сопротивления входного и выходного трактов установки. Некоторые из этих характеристик для UGT2500 приведены на рис. 2.22.

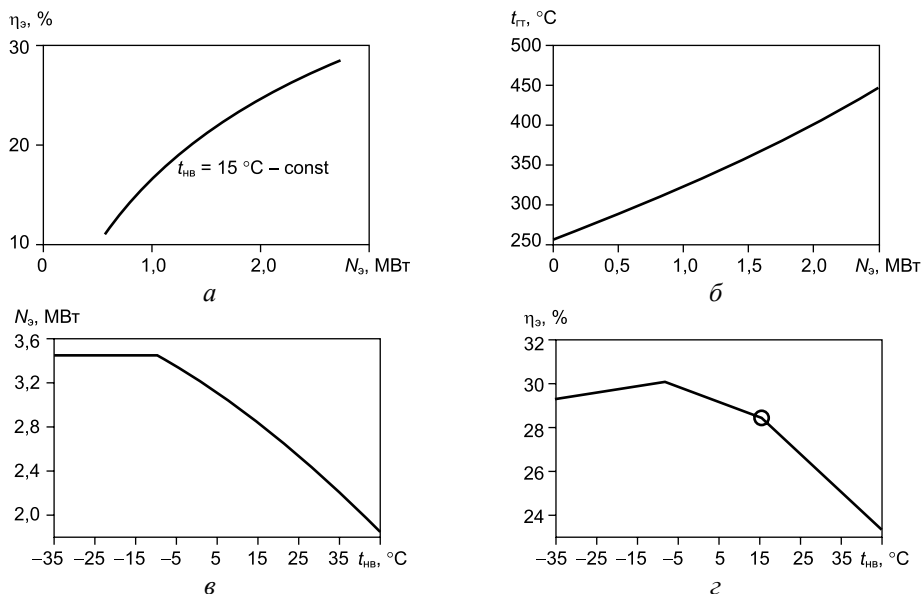


Рис. 2.22. Нагрузочные (а, б) и климатические (в, г) характеристики ГТУ UGT2500.

При стандартных атмосферных условиях и работе ГТД в составе электростанции (сопротивлении воздухозаборной системы до входа в компрессор не более 980 Па и сопротивлении выхлопных устройств не более 1470 Па) электрическая мощность составляет 2,5 МВт. При установке котла-утилизатора вследствие повышения сопротивления газоотводящего тракта до 3032 Па происходит снижение мощности на 6 % при той же температуре газа перед турбиной. Влияние указанных сопротивлений на мощность установки определяется по графику (рис. 2.23).

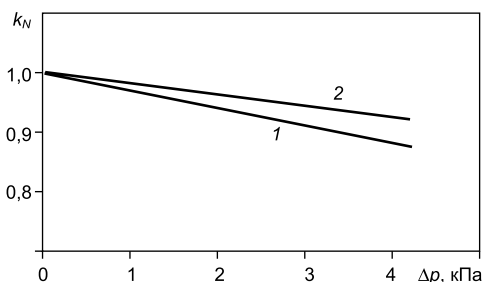


Рис. 2.23. Зависимости коэффициента влияния для мощности от потерь давления во входном (линия 1) и в выхлопном (линия 2) трактах ГТУ.

Компоновка оборудования когенерационной станции на основе UGT2500 показана на рис. 2.24.

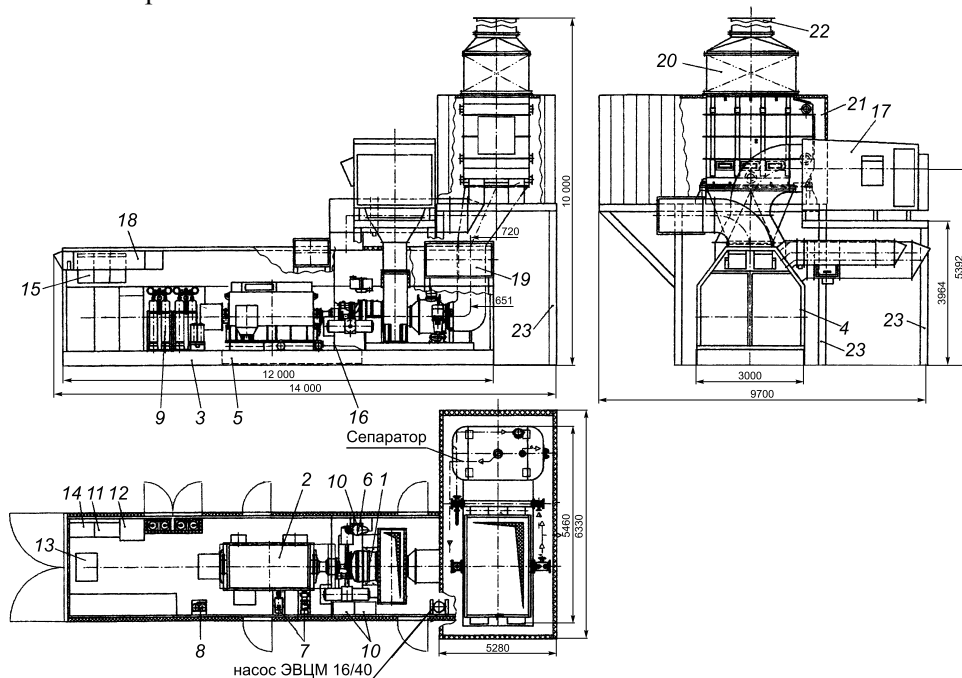


Рис. 2.24. Компоновка когенерационной установки на базе ГТУ UGT2500:

1 – ГТД; 2 – генератор; 3 – рама; 4 – контейнер; 5 – маслобак; 6 – маслоотделитель; 7 – маслоагрегат; 8 – фильтр; 9 – станция пожаротушения; 10 – Altivor-66; 11 – шкаф управления генератором; 12 – станция управления генератором; 13 – стол оператора; 14 – шкаф автоматики генератора; 15 – щиты питания; 16 – герметичная перегородка; 17 – воздухоочистное устройство; 18 – вентиляция нагнетания генератора; 19 – вытяжная вентиляция ГТД; 20 – глушитель; 21 – котел КУП-780П; 22 – выхлопная труба; 23 – металлоконструкции крепления оборудования.

Высокие экономичность и надежность ГТУ ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» способствовали тому, что ими оснащены более 100 компрессорных станций и 60 электростанций в России, Украине, Казахстане, Белоруссии, Чехии, Канаде, Азербайджане, Иране и других странах. Около половины газотурбинных мощностей, эксплуатирующихся в настоящее время в энергетике России и других стран СНГ, приходится на долю этих ГТУ с установленной мощностью 1330 МВт; в основном это двигатели второго поколения (типа ДО14, ДО12, ДЦ59, ДЯ59, ДОА14, ДЖ59).

Наработки лидерных двигателей второго поколения (ДР59) в промышленности достигли 100–120 тыс. ч, третьего поколения (UGT15000) – 70 тыс. ч и четвертого поколения (UGT25000) – около 60 тыс. ч. Технические данные и описание парогазовых установок НПКГ контактного типа (STIG и «Водолей») приводятся в гл. 6.

### 3.2. ГТУ производства ОАО «Мотор Сич» и ГП «Ивченко-Прогресс»

История конструкторского бюро «Ивченко-Прогресс» тесно связана с историей Запорожского моторостроительного завода (ныне ОАО «Мотор Сич»), где в предвоенные годы учеными и практиками решались вопросы создания отечественных авиадвигателей большой мощности и высотности с малым весом и низким расходом топлива. Первый отечественный вертолетный двигатель М-26 был создан в кратчайшие сроки. Сформированный к 1955 г. коллектив ОКБ разработал проект двигателя АИ-20, провел его доводку и победил в конкурсной борьбе с ОКБ Н. Д. Кузнецова. АИ-20 стал первым отечественным двигателем с ресурсом 6000 ч до первого ремонта. А назначенный ресурс составил 20 000 ч. На базе двигателя АИ-20 были созданы десятки его модификаций. Двигатель АИ-24 и его модификация АИ-24ВТ (2820 л. с.) широко эксплуатируются на самолетах Ан-24 и Ан-26. Был разработан двухконтурный ТРДД АИ-25 двухвальной схемы с умеренными параметрами рабочего процесса с тягой на взлете 1500 кг. Двигатель эксплуатируется на пассажирском самолете Як-40. Принцип создания надежных авиадвигателей, заложенный в практику работы ЗМКБ «Прогресс» А. Г. Ивченко, хорошо себя проявил и в следующем поколении двигателей – двигателях с высокой степенью двухконтурности – Д-36 и Д-18Т.

ОАО «Мотор Сич» – единственное в Украине предприятие по производству, испытанию, сопровождению в эксплуатации более 50 модификаций ГТД для самолетов и вертолетов. Возможности предприятия, выпускающего самые разнообразные авиадвигатели, позволили создавать на их базе приводы мощностью от 750 кВт до 10 МВт [25]. Наиболее востребованными, в связи с увеличивающимся износом парка ГПА, являются двигатели класса мощности 6,3–8 МВт.

Авиационным прототипом семейства промышленных ГТУ стал самый мощный из вертолетных двигателей – турбовальный Д-136, созданный на базе двухконтурного ТРД Д-36 [26]. Последний был разработан в ЗМКБ «Прогресс» в семидесятые годы и имел высокие на то время параметры цикла: температуру газов 1227 °С и степень повышения давления 20. Конструкция двигателя выполнена по трехвальной схеме с широким применением титана. Установленный на самолетах Як-42, двигатель отличался высокой надежностью; показатели безотказности по выключениям в полете в

среднем составлял 50 тыс. ч. Серийное производство Д-136 осуществляется с 1979 г. Особенности работы вертолетных двигателей (высокая запыленность циклового воздуха, повышенные динамические нагрузки и т. д.) обусловили при его доводке соответствующий комплекс испытаний – по подаче пыли в газоздушный тракт, приемистости, сбросу нагрузки и т. д. При этом опыт эксплуатации базовых двигателей – свыше 8 млн ч наработки на самолетах и вертолетах – гарантируют высокую надежность созданных на их базе ГТУ Д-336 и АИ-336 (индекс двигателя составлен по инициалам первого на предприятии генерального конструктора авиадвигателей Александра Ивченко).

Конструкторским бюро разработано семейство газотурбинных приводов мощностью 4; 6,3; 8; 10 МВт, предназначенных для работы в составе компрессорных и энергетических установок. Технические характеристики этих двигателей приведены в табл. 2.12. Внешний вид газотурбинной приводной установки АИ-336-1/2-10 показан на zoom-странице № 5.

Таблица 2.12

**Технико-экономические характеристики некоторых ГТУ  
ОАО «Мотор Сич»**

Тип	Мощность, МВт	КПД, %	Степень повышения давления	Начальная температура газа, °С	Выхлопные газы		Расход топлива, кг/ч
					расход, кг/с	температура, °С	
АИ-336Э-1-6,3 (Д-336-1/2)	6,3	31,0	15,90	1087	31,95	431	1510
АИ-20ДМНЧ	2,5	24,0	9,00	900	20,80	520	995
АИ-336-1/2-10	10,0	34,5	17,02	994	–	436	2085

Двигатели выполнены по трехвальной схеме и состоят из двухкаскадного газогенератора и силовой турбины (рис. 2.25). Все ротора – двухпорные. Многовальная конструкция наиболее приспособлена для работы в составе компрессорных установок с переменной частотой вращения ротора силовой турбины. Дополнительным преимуществом является уменьшение мощности агрегата запуска – для запуска осуществляется раскрутка только ротора КВД. Предприятие предлагает заказчику различные варианты систем запуска – пневматических (газ, воздух) и электрических.

Родоначальником семейства ГТУ является привод Д-336, в котором используется до 70 % деталей и узлов прототипа Д-136. Привод поддерживает номинальную мощность 6,3 МВт до температуры наружного воздуха +15 °С. Коэффициент полезного действия привода в условиях ISO составляет 31,5 %. Поддержание мощности 6,3 МВт при температуре +25 °С было обеспечено изменением алгоритма управления (форсированием двигателя). Для достижения необходимого ресурса рабочие лопатки ТВД выполнены из более жаропрочного сплава методом направленной кристаллизации. Данная модификация получила название Д-336-2Г.

Опыт работы первых двигателей позволил создать модификацию, обеспечивающую номинальную мощность 8 МВт при температуре +15 °С с КПД

32 %. Кроме замены материала рабочих лопаток первой ступени ТВД, изменены углы установки лопаток соплового аппарата силовой турбины (увеличен расход рабочего тела через двигатель).

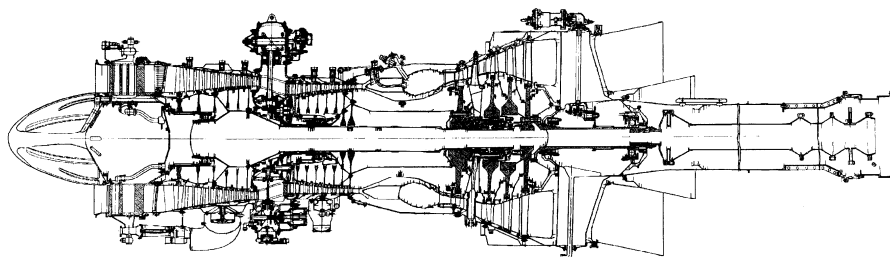


Рис. 2.25. Конструктивная схема ГТУ Д-336 [26].

В 4-мегаваттном приводе, спроектированном и серийно выпускаемом ГП «Ивченко-Прогресс» по ТЗ заказчика, заложена возможность поддержания номинальной мощности до температуры  $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Привод выполнен на базе Д-336 с измененными алгоритмами управления и прикрытой проточной частью, обеспечивающей пониженный расход рабочего тела.

Унификация приводов мощностью 4–8 МВт была проведена благодаря применению двухвального газогенератора и довольно развитой механизации компрессоров. Особенностью 6-ступенчатого компрессора низкого давления является то, что первые три ступени имеют трансзвуковые профили. КНД и КВД оснащены переставными входными направляющими аппаратами и клапанами перепуска, расположенными за четвертыми ступенями.

Модульность конструкции приводов семейства Д-336 позволяет восстанавливать двигатель в эксплуатации путем замены его деталей и узлов.

Приводная ГТУ АИ-336-1/2-10 мощностью 10 МВт и КПД 34,5 % была выполнена на базе авиадвигателя Д-436Т1. Для увеличения расхода воздуха и степени повышения давления в компрессоре применена дополнительная нулевая ступень. Свободная силовая турбина спроектирована с использованием принципов стационарного газотурбостроения: применена более массивная конструкция корпуса турбины с увеличенными размерами фланцев и дисков ротора. Температурная инерционность статора приближена к инерционности ротора. Вновь спроектированы системы охлаждения дисков силовой турбины и система ее разгрузки от осевых усилий.

Создание на ГП «Ивченко-Прогресс» низкоэмиссионной камеры сгорания проходило в несколько этапов. Первый этап (1990 г.) включал разработку на основе камеры сгорания авиационного двигателя Д-36 камеры сгорания, работающей на газообразном топливе. Созданная в результате работ по этому этапу камера сгорания имела хорошие эмиссионные характеристики ( $\text{NO}_x < 135\text{ мг/м}^3$ ,  $\text{CO} < 150\text{ мг/м}^3$ ), удовлетворяющие нормативным требованиям для ГТУ, предназначенных для привода нагнетателей газа. Второй этап работ имел целью создание камеры сгорания, отвечающей по экологическим характеристикам требованиям ГОСТ 29328-92. Были выполнены научно-исследовательские работы по созданию и стендовой отработке модели низкоэмиссионной камеры

сгорания. После проведения всего комплекса испытаний КС в 1997 г. в составе двигателя АИ-336-2-10 мощностью 10 МВт (изготовления ОАО «Мотор Сич») была отправлена в опытно-промышленную эксплуатацию с уровнем эмиссии  $\text{NO}_x < 70 \text{ мг/м}^3$ ,  $\text{CO} < 200 \text{ мг/м}^3$ . В ходе эксплуатации двигателя с этой КС были выявлены некоторые проблемы, в частности – вибрационное горение (пульсации давления воздуха), возникающее при сжигании бедных гомогенных газозоодушных смесей. Третий этап работ был направлен на дальнейшее улучшение экологических характеристик КС и устранение выявленных недостатков. По результатам всех работ была уточнена конструкторская документация, по которой в начале 2005 г. ОАО «Мотор Сич» были изготовлены модернизированные КС применительно к ГТД мощностью 8 МВт АИ-336-2-8 (рис. 2.26) для компрессорной станции «Лозинец» (Болгария).

При испытаниях этих двигателей были получены на номинальном режиме работы эмиссии  $\text{NO}_x < 50 \text{ мг/м}^3$ ,  $\text{CO} < 100 \text{ мг/м}^3$  с уровнем пульсаций давления воздуха в допустимых пределах для надежной и длительной работы. Каждая камера смешения представляет собой масштабированный в соответствии с требуемой пропускной способностью воздушных каналов образец разработанного на предприятии горелочного модуля, подтвердившего свою работоспособность в составе камер сгорания двигателей, разработанных этим предприятием. Камера смешения обеспечивает бедную гомогенную топливозоодушную смесь на входе в зону горения. Очень небольшое количество богатой топливозоодушной смеси подается по отдельному каналу в приосевую зону выхода из камеры смешения, что в сочетании со стабилизирующим влиянием закрутки потока топливозоодушной смеси в лопаточном завихрителе обеспечивает устойчивое горение с низким уровнем эмиссии  $\text{NO}_x$ . Каждая камера смешения имеет форсунку с двумя контурами подвода топлива. Основной контур подводит топливо на вход в камеру смешения, вспомогательный – на вход в центральный канал, куда также поступает небольшое количество воздуха.

На наружной стенке зоны смешения расположены окна байпаса воздуха с шибером, также имеющим окна. Число окон на наружной стенке зоны смешения и на шибере одинаково. Перемещение шибера осуществляется с помощью электрического привода посредством тяги, проходящей через корпус турбины. При совмещении (полном или частичном) окон шибера с окнами на наружной стенке пламенной трубы байпас находится в положении открыто, при полном смещении окон шибера относительно окон на наружной стенке пламенной трубы – в положении закрыто. Благодаря использованию байпаса

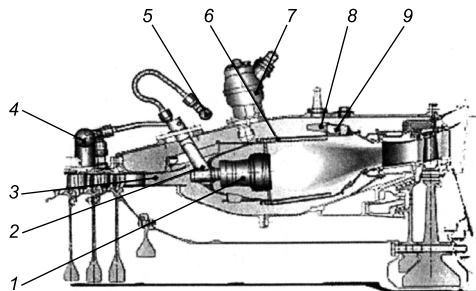


Рис. 2.26. Низкоэмиссионная камера сгорания ГТД АИ-336-2-8:

1 – смеситель (камера смешения); 2 – двухконтурная форсунка; 3 – диффузор; 4 – коллектор основного контура; 5 – коллектор дежурного контура; 6 – пламенная труба; 7 – воспламенитель; 8 – регулирующий элемент системы перепуска воздуха; 9 – канал перепуска воздуха.

воздуха становятся возможными: уверенный розжиг камеры сгорания с забросом температуры газов перед сопловым аппаратом первой ступени в допустимых пределах; прохождение режимов разгона и частичных нагрузок с небольшим недожегом; обеспечение низкого уровня образования  $\text{NO}_x$ ; устранение возможного возникновения вибрационного горения.

Последняя модификация КС ГП «Ивченко-Прогресс» была выбрана в качестве прототипа камеры сгорания ГТЭ-65 ЛМЗ (филиала ОАО «Силовые машины») [20]. Модель камеры сгорания, которая представляла собой сегмент (1/12 часть) натурной камеры сгорания, прошла испытания на специальном стенде ГП «Ивченко-Прогресс».

В разных областях промышленности работают более 50 ГТУ. Приводы семейства Д-336 установлены на 20 компрессорных станциях (9 – на Украине, 8 – в дальнем зарубежье, 3 – в России). Суммарная наработка ГТУ составляет около 300 тыс. ч, наработка отдельных ГТУ превышает 15 тыс. ч. Для привода электрогенераторов необходимо применение соответствующих редукторов, согласовывающих частоту вращения силовой турбины и генератора.

Учитывая потребности рынка в энергоисточниках малой мощности разработаны и изготавливаются блочно-транспортабельные электростанции ЭГ-1000, ЭГ-6000, ЭГ-8000 и ЭГ-10000 с номинальной мощностью 1, 6, 8 и 10 МВт и КПД на клеммах генератора 25; 31; 31,8 и 34,5 % соответственно. Статические характеристики трех последних моделей электростанций представлены на рис. 2.27.

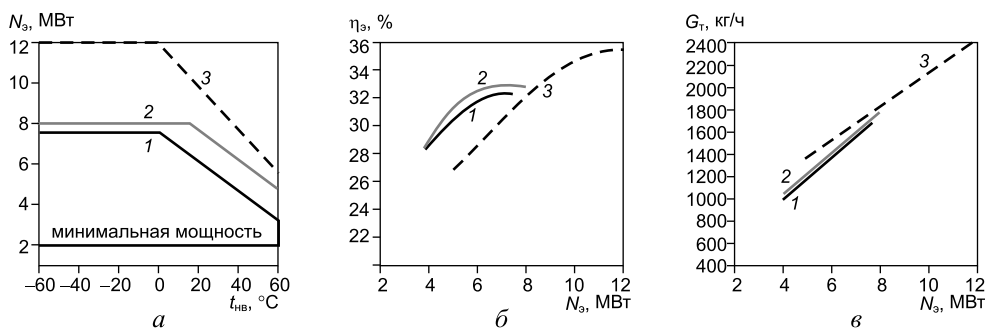


Рис. 2.27. Климатические (а), нагрузочные (б) и дроссельные (в) характеристики газотурбинных приводов мощностью 6,3 (линия 1); 8 (линия 2); 10 (линия 3) МВт.

С 2002 г. серийно выпускаются газотурбинные электростанции семейства ЭГ-6000; их модификации отличаются системами запуска двигателя: от электрического стартера (асинхронного трехфазного электродвигателя) или от пневматического стартера, источником сжатого воздуха для которого служит вспомогательная силовая установка (ВСУ) – дополнительный газотурбинный двигатель, входящий в состав электростанции. Пневматический способ запуска придает электростанции полную автономность, т. к. в этом случае не требуется внешний источник электроэнергии. Наличие ВСУ позволяет осуществить операции подготовки к запуску (включая обогрев) в минимальные сроки.

Предприятие с 1970 г. выпускает передвижные автоматизированные электростанции ПАЭС-2500 мощностью 2,5 МВт на базе авиационного турбовинто-



вого двигателя АИ-20 (рис. 2.28) [27]. Двигатель АИ-20, параметры которого приведены в табл. 2.12, – одновальный, съем полезной мощности осуществляется со стороны входа воздуха в компрессор. В двигателе применен осевой дозвуковой 10-ступенчатый компрессор. Ротор компрессора барабанно-дисковой конструкции, состоит из десяти отдельных дисков, несущих на своих венцах рабочие лопатки. Диски, задний вал и рабочие лопатки ротора компрессора изготавливаются из высококачественной нержавеющей стали. Корпус компрессора сварной конструкции с разъемом по горизонтальной плоскости. К заднему фланцу корпуса компрессора крепится узел камеры сгорания. Беспомпажный выход компрессора на рабочие обороты и работа его на пониженных числах оборотов осуществляются перепуском части воздуха в атмосферу через антипомпажные клапаны. Лабиринтные уплотнения между ротором и статором устраняют непроизводительные утечки воздуха, повышая КПД компрессора. Постоянное число оборотов ротора компрессора на рабочих режимах, умеренные окружные скорости и конструктивные особенности обеспечивают высокую надежность работы компрессора в течение всего ресурса.

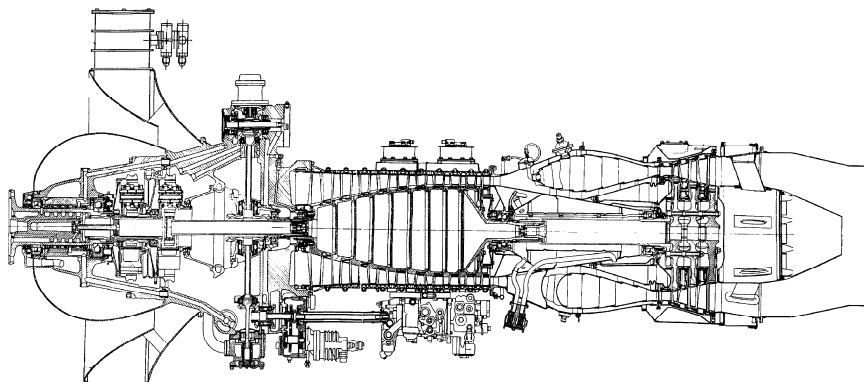


Рис. 2.28. Продольный разрез ГТД АИ-20 мощностью 2,5 МВт [27].

Узел камеры сгорания является силовым узлом двигателя, воспринимающим вес турбины, силы и моменты, возникающие в камере сгорания и турбине при работе двигателя. Он состоит из корпуса, камеры сгорания, рабочих топливных форсунок (горелок), воспламенителей, топливного коллектора и ряда мелких узлов. Корпус камеры сгорания сварной конструкции из нержавеющей стали. Камера сгорания – кольцевого типа из листового жаропрочного материала с десятью головками, приваренными к лобовому кольцу. Конструкция камеры сгорания обеспечивает воспламенение и быструю переброску пламени при запуске. При работе на природном газе выбросы вредных веществ составляют  $\text{NO}_x$  – 44,4 ppm,  $\text{CO}$  – 85,6 ppm.

Компрессор приводится во вращение 3-ступенчатой газовой турбиной. Ротор турбины консольного типа, состоит из трех рабочих колес и вала, соединенных между собой болтами. Рабочие лопатки турбины выполнены бандажированными и установлены попарно в елочных пазах дисков. Изготовление дисков, лопаток и других теплонапряженных деталей из жаропрочных и

жаростойких материалов и эффективное охлаждение этих деталей воздухом, отбираемым за компрессором, обеспечивают надежную работу турбины.

Редуктор, размещенный в передней части двигателя, предназначен для уменьшения оборотов ротора двигателя и передачи избыточной мощности газовой турбины на вращение вала синхронного генератора. Редуктор состоит из планетарной ступени, ступени перебора, выводного вала и механизма измерителя крутящего момента, смонтированных в отлитом из магниевого сплава картере редуктора. Соединение ротора с редуктором осуществляется при помощи вала-рессоры. Лобовой картер служит для силовой связи компрессора с редуктором двигателя. К фланцам, расположенным на наружной поверхности картера, крепятся агрегаты основных систем двигателя и цапфы крепления двигателя к подmotorной раме электростанции. Во внутренних полостях картера расположены приводы к агрегатам, передняя опора ротора компрессора и входной направляющий аппарат.

Смазка двигателя осуществляется по замкнутой схеме, в которой нагнетаемое и откачиваемое масло непрерывно циркулируют по замкнутому контуру. Масло из маслобака поступает в масляную систему по мере необходимости возмещения расходуемого масла во время работы двигателя. Все внутренние полости двигателя суфлируются для нормальной работы масляной системы и уплотнений. Система запуска автоматически выводит ротор двигателя на обороты холостого хода. Раскрутка ротора осуществляется двумя стартер-генераторами.

Специальный агрегат посылает сигнал о возникновении обледенения на входе в двигатель. С помощью электромеханизма, через систему тяг, включается подача горячего воздуха на обогрев ВНА компрессора и других деталей, расположенных во входном тракте двигателя. Внутренние полости ребер лобового картера постоянно обогреваются циркулирующим горячим маслом.

Подвеска двигателя к подmotorной раме электростанции осуществляется с помощью четырех цапф, две из которых установлены на лобовом картере в горизонтальной плоскости, а две другие – на фланце стыка корпусов компрессора и камеры сгорания.

Электростанции предназначены для использования в качестве основного источника электропитания промышленных и бытовых потребителей при отсутствии магистральной электросети, а также для покрытия пиковых нагрузок в качестве аварийного источника электропитания. Электростанции могут работать на изолированную нагрузку и параллельно с энергосистемой любой мощности, для чего комплектуются всей необходимой аппаратурой.

В блочно-транспортальной электростанции (рис. 2.29) все оборудование размещается в двух контейнерах. Шумоглушитель входа скомпонован в конструкции контейнера турбогенератора. Шумоглушитель выхлопа – 2-ступенчатый, устанавливается на выхлопе двигателя электростанции. Кузов полуприцепа-фургона с помощью съемной перегородки со сдвижной дверью разделен на кабину оператора и машинное отделение. В кабине оператора размещаются пульт управления и высоковольтное распределительное устройство. В машинном отделении размещены двигатель, генератор и системы, обеспечивающие запуск двигателя и его работу на всех режимах нагрузки, а также шкаф управления возбуждением генератора. Уровень шума на расстоянии 1 м от электростанции не превышает 85 дБА. Систему автоматики разра-

ботал «Гяжпромэлектропроект» (г. Запорожье). По требованию заказчика для снижения уровня выбросов вредных веществ в выхлопной шахте электростанции может быть применен катализатор.

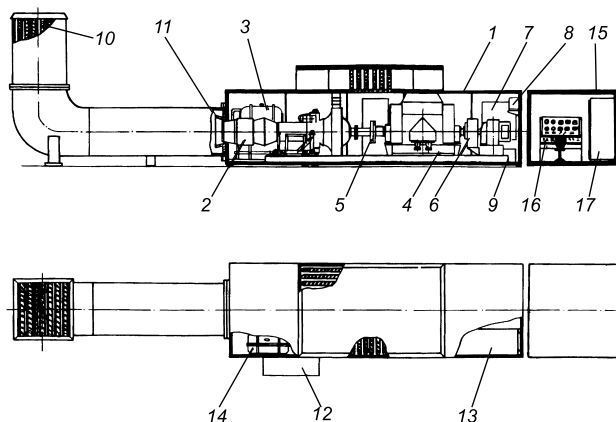


Рис. 2.29. Компоненка оборудования ПАЭС-2500 [27]:  
 1 – контейнер; 2 – двигатель АИ-20АМЭ (АМН); 3 – маслобак; 4 – генератор; 5 – муфта; 6 – возбудитель; 7 – шкаф управления возбуждением генератора; 8 – блок зарядки аккумуляторов; 9 – контейнер аккумуляторов; 10 – шумоглушитель выхлопа; 11 – эжектор; 12 – блок газопитания; 13 – ТГУ-8; 14 – блок топливопитания ТГУ-8; 15 – кабина оператора; 16 – пульт управления; 17 – шкафы КРУ.

В зависимости от конструктивного исполнения и вида используемого топлива электростанции имеют модификации ПАЭС-2500Б, ЭГ-2500, однако все они имеют одинаковые выходные параметры: максимальная электрическая мощность – 2,75 МВт; напряжение – 6,3/13,8 кВ; частота тока – 50 Гц; коэффициент мощности – 0,8. Всего было выпущено около 2000 ПАЭС-2500. Модернизированная электростанция имеет межремонтный ресурс – 30 тыс. ч, общий – 100 тыс. ч. Статические характеристики ГТУ ПАЭС-2500 приведены на рис. 2.30.

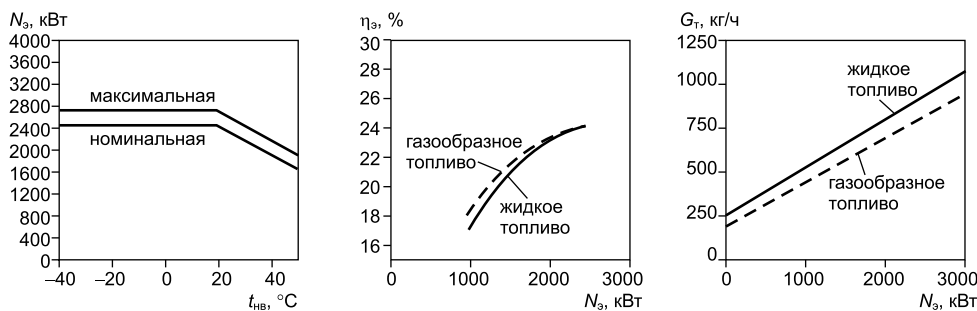


Рис. 2.30. Статические характеристики ГТУ ПАЭС-2500.

Динамические свойства электростанций обеспечивают следующие показатели качества вырабатываемой электроэнергии: установившееся отклонение напряжения –  $\pm 1\%$ ; установившееся отклонение частоты –  $\pm 1\%$ ; при сбросе–набросе 50 % нагрузки – переходное отклонение напряжения  $\pm 6\%$ , переходное отклонение частоты  $\pm 7\%$ ; длительность переходного процесса восстановления частоты и напряжения (в заданных пределах) при сбросе–набросе 50 % нагрузки – не более 5 с.

### 3.3. ГТУ производства АО «Турбоатом»

АО «Турбоатом» (бывший Харьковский турбогенераторный завод) в области газотурбостроения известен выпускавшимися с 1970 г. стационарными энергетическими ГТУ модели ГТ-35-770, технические данные которой приведены в табл. 2.13. В начале данной главы упоминалось об использовании этих ГТУ на электростанциях СССР. В 90-х годах предприятие разработало и начало выпуск новой модели ГТЭ-45-3, первые экземпляры которых были установлены на Якутской ГРЭС [28]. Внешний вид ГТУ показан на zoom-странице № 5.

Таблица 2.13

#### Технические характеристики ГТУ АО «Турбоатом»

Показатель	ГТ-35-770	ГТЭ-45-3	ГТЭ-45-3М	ГТЭ-45-3М2	ГТЭ-85	ГТЭ-115
Мощность на клеммах генератора, МВт	32,0	54,3	58,2	64,3	85,0	115,0
КПД ГТУ, %	23,8	28,0	29,0	30,0	31,0	33,0
Степень повышения давления в компрессоре	6,50	7,80	8,26	8,50	10,40	12,70
Температура газа перед турбиной, °С	770	900	880	925	1100	1200
Температура воздуха за компрессором, °С	–	–	294	294	–	–
Расход газа за турбиной, кг/с	215,0	271,0	300,3	300,3	–	–
Температура газа за турбиной, °С	–	–	450	475	–	–
Масса турбогруппы, т	182,4	–	183,0	183,6	–	–

Конструктивно ГТЭ-45-3 представляет собой газотурбинную установку простого цикла блочного типа, размещенную на единой раме с генератором. Осевой компрессор состоит из 16 ступеней. Турбина состоит из 4 ступеней с охлаждаемыми сопловыми лопатками первой ступени. Рабочие лопатки компрессора и турбины соединяются с дисками роторов хвостовыми соединениями елочного типа. Направляющие аппараты компрессора выполнены в виде сварных диафрагм. Сопловые лопатки турбины крепятся непосредственно в корпусе, что позволяет производить замену лопаток в условиях электростанции. Ротор компрессора сварной, ротор турбины сварноборный. Ротора компрессора и турбины соединяются жесткой муфтой и опираются на три опорных подшипника, два из которых встроены. В опорах применены радиальные втулочные подшипники. Упорный подшипник высокой несущей способности типа Кинсбери, в котором равномерное распределение нагрузки на каждую колодку достигается с помощью рычажной уравнивательной системы. На этой газотурбинной установке впервые на предприятии освоены такие конструктивные решения как блочная конструкция турбоустановки на раме с трехопорным ротором, кольцевая камера сгорания, охлаждаемые лопатки соплового аппарата турбины, ряд других решений. В дальнейшем ГТУ была модернизирована и получила название ГТЭ-45-3М (табл. 2.13). В отличие от своей предшественницы ГТЭ-35 с двумя выносными

камерами сгорания новая модель ГТУ оснащена встроенной кольцевой камерой сгорания. Восемнадцать горелочных устройств КС, с предварительным смешением топлива с воздухом, рассчитанных на сжигание жидкого и газообразного топлива, обеспечивают уровень эмиссии  $\text{NO}_x$  не более 25 ppm. Перевод с газообразного топлива на жидкое и обратно осуществляется без изменения мощности системой автоматического управления установки. Пламенная труба КС имеет эффективную струйно-плочную систему охлаждения; поперечный разрез КС показан на рис. 2.31. Статор турбокомпрессора имеет горизонтальный и вертикальные разъемы, обеспечивающие возможность ремонта ГТУ в условиях электростанции. Визуальный контроль состояния элементов проточной части и камеры сгорания осуществляется с помощью бороскопов через технологические лючки в корпусах компрессора и турбины. Частота вращения ротора ГТУ 3000 об/мин. Габаритные размеры турбогруппы: 16,2×4,6×4 м.

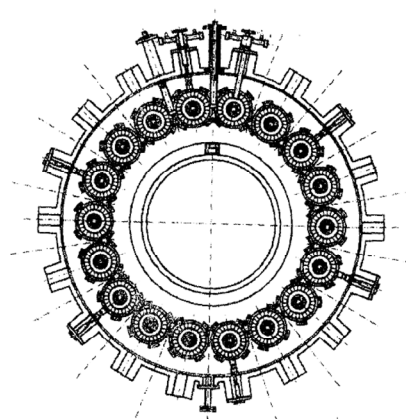


Рис. 2.31. Схема малотоксичной камеры сгорания ГТЭ-45.

Зависимости основных параметров ГТУ от температуры наружного воздуха (климатические характеристики) приведены на рис. 2.32; параметром кривых является высота расположения площадки электростанции над уровнем моря ( $H = 0; 500$  и  $1000$  м).

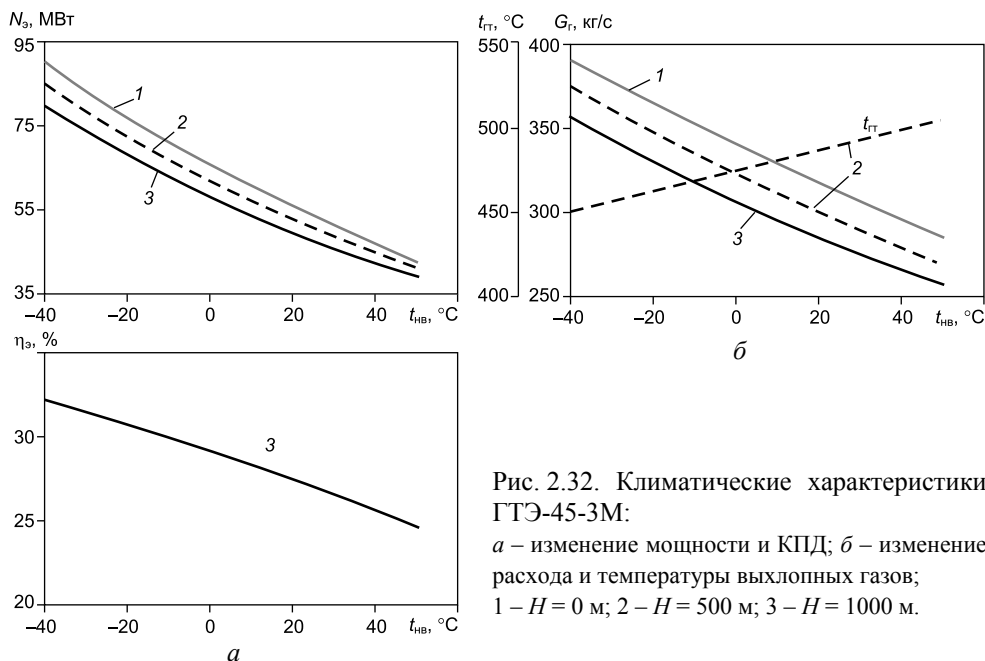


Рис. 2.32. Климатические характеристики ГТЭ-45-3М:

$a$  – изменение мощности и КПД;  $b$  – изменение расхода и температуры выхлопных газов; 1 –  $H = 0$  м; 2 –  $H = 500$  м; 3 –  $H = 1000$  м.

Перспективным проектом предприятия является разработка газотурбинной установки ГТЭ-85 мощностью 85 МВт. Предусматривается поэтапное повышение начальной температуры газа с 1100 до 1200 °С с соответствующим увеличением мощности до 115 МВт и КПД – до 33 %.

## 4. ГТУ ВЕДУЩИХ МИРОВЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ

### 4.1. Общие сведения о зарубежных ГТУ малой и средней мощности

С начала 1990-х годов на мировом рынке энергетического оборудования резко возросли объемы заказов на ГТУ. Если в 1985–1989 гг. среднегодовые объемы заказов ГТУ составляли 8400 МВт, то в 1990–1994 гг. они составили 23 100 МВт. Уже в 1992 г. объем заказов комбинированных парогазовых установок на базе ГТУ в сумме с объемом заказов на автономные ГТУ впервые превысил объем заказов на традиционные паросиловые блоки, а в 1994 г. суммарный объем заказов на ПГУ и ГТУ превысил объем заказов на паротурбинные блоки на 20 %. Объем же заказов только на ПГУ стал превышать объем заказов на автономные ГТУ начиная с 1985 г.

Анализ заказов на мировом рынке ГТУ показывает, что средняя мощность заказываемых ГТУ составляет 35–40 МВт. На турбины единичной мощностью более 30 МВт приходится свыше 90 % общей мощности. Их изготавливают в основном энергомашиностроительные фирмы. Свыше 50 % по числу составляют ГТУ мощностью менее 8 МВт, в том числе более 20 % – менее 2 МВт.

Стационарные и промышленные ГТУ малой и средней мощности выпускаются как специальными подразделениями крупных энергомашиностроительных концернов (General Electric, Siemens-Westinghouse и Mitsubishi), так и фирмами, связанными с производством авиационных ТРД (Rolls-Royce, Pratt & Whitney и GE). Определенное место на рынке промышленных ГТУ занимают также ряд специализированных фирм и фирм-лицензиатов. Конкурентная борьба между производителями ГТУ за период 1997–2007 гг. привела почти к двукратному сокращению числа независимых фирм-поставщиков газотурбинного оборудования во всех классах мощности – происходило либо слияние (покупка) фирм, либо переориентация профиля их деятельности. Так, GE приобрела фирмы European Gas Turbines, John Brown, Stewart & Stevenson и Nuovo Pignone. В 1998 г. произошло слияние фирмы Siemens с фирмой Westinghouse с образованием группы Siemens Westinghouse Power Generation. Сильный толчок совершенствованию турбомашин Siemens окажет высокий уровень технологий, разработанных фирмой Westinghouse в области аэродинамики и систем охлаждения, низкоэмиссионных камер сгорания, теплозащитных покрытий и термостойких материалов, а также систем управления ГТУ. В начале 2000-х годов фирма Siemens расширила диапазон мощности поставляемых на рынок промышленных ГТУ, купив заводы в г. Линкольн (Великобритания) и г. Финспонг (Швеция), бывшие ранее в составе фирмы ABB Power, а производимые ними ГТУ получили новую индексацию SGT; их идентификация поясняется ниже в разделе 4.9. Аналогичным образом расширила долю участия в мировом рынке компания Rolls-Royce, ставшая соб-

ственным фирмой Alstom (США). Примерно в это же время произошло слияние концернов Alstom и АВВ, при этом выпуск крупных стационарных энергетических ГТУ в подразделении Alstom Power был сохранен на заводах бывшей компании Brown Boveri (BBC) в Швейцарии. Глобальной целью производителей остается уменьшение эксплуатационных расходов (снижение себестоимости электроэнергии) при сохранении достигнутых показателей эксплуатационной надежности.

По состоянию на 2001 г. доля поставляемого на мировой рынок энергетического оборудования составляла: Alstom – 17 %; Mitsubishi – 12 %; General Electric и Siemens – по 8 %. В номенклатуре производства указанных фирм преобладают ГТУ большой мощности. Именно в таких типоразмерах ГТУ внедряются новейшие достижения аэродинамики, тепловой защиты, металлургии сплавов, систем автоматики и т. п.

Технический уровень промышленных и энергетических ГТУ традиционно высокий, что в значительной мере связано с использованием в их конструкциях в качестве газогенераторов высокоэкономичных и надежных авиационных ТРД 70–80-х годов прошлого века таких как CF6 и TF39 (GE), Avon и RB211 (Rolls-Royce), PW-100 и JT8D-219 (Pratt & Whitney). Технологии проектирования авиационных ТРД, новые эффективные системы охлаждения турбинных лопаток, использование теплозащитных покрытий и изготовление рабочих лопаток высокотемпературных турбин из одноосных монокристаллов, накопленный опыт эксплуатации двигателей на самолетах – все это непрерывно внедрялось в разработке и производстве ГТУ малой и средней мощности. Если в 1990 г. на мировом рынке лучшие ГТУ имели КПД в простом цикле 34,5 %, а в цикле ПГУ – 50,8 %, и начальная температура газа в них составляла 1150 °С, то в 1996 г. уже предлагались ГТУ с КПД 38 % в простом цикле, 57 % – в цикле ПГУ при начальной температуре газа 1350–1400 °С. Создаются крупные ГТУ с начальной температурой 1500 °С и КПД ПГУ 58–60 % [29, 30].

Существенный вклад в повышение технического уровня ГТУ оказала программа разработки перспективных ГТУ Advanced Turbine Systems (ATS), выполненная в 90-х годах при финансовой поддержке правительства США. Разработки и фундаментальные исследования по этой программе проводились с целью достижения на крупных энергетических ГТУ КПД 40 % и обеспечения КПД ПГУ более 60 % (при работе на природном газе), а также повышения на 15 % экономичности ГТУ малой мощности, применяемых в промышленности, и снижения выбросов NO<sub>x</sub> в этих ГТУ ниже 9 ppm, а СО и несгоревших углеводородов – меньше 20 ppm без каких-либо средств очистки газов.

По программе ATS работали четыре ведущие фирмы США: General Electric, Westinghouse, Solar, Allison. В результате выполнения программы ATS фирма General Electric создала модель ГТУ MS9001H с охлаждаемым паром переходным участком камеры сгорания и рабочих лопаток первых двух ступеней газовой турбины; КПД ГТУ достиг 39,6 %, что обеспечивает в комбинированном цикле КПД более 60 %. В классе ГТУ малой мощности фирма Solar создала образец энергетической ГТУ Mercury 50 мощностью 4,2 МВт с применением регенеративного подогрева циклового воздуха выхлопными

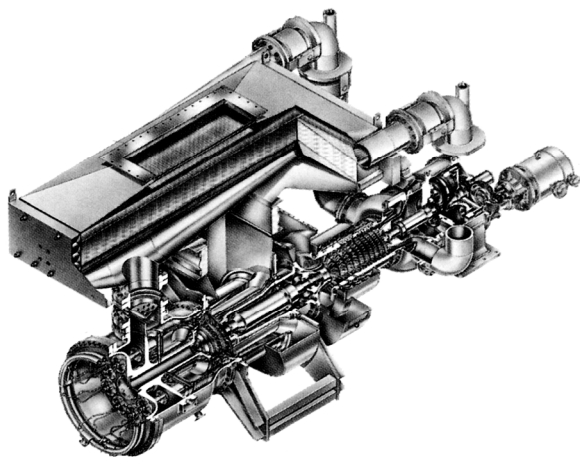


Рис. 2.33. Общий вид ГТУ Mercury 50 мощностью 4,2 МВт фирмы Solar Turbines.

газами (реализована степень регенерации 0,9), КПД которой приближался к 40 %. Внешний вид ГТУ показан на рис. 2.33, а описание конструкции представлено в разделе 4.5. Фирма Allison по программе ATS разрабатывала ГТУ мощностью 13,5 МВт со степенью повышения давления в цикле около 20 и КПД 40 % и совместно с компанией Catalytika Combustion Systems разрабатывала КС с каталитическим подавлением эмиссии  $\text{NO}_x$ . Многие зарубежные фирмы разрабатывают и про-

двигают на рынок новые ГТУ без государственной поддержки.

Расширяется промышленное применение нового поколения газотурбинной технологии, в которой используются последние достижения авиационного двигателестроения в области аэродинамики компрессоров, конструирования охлаждаемых лопаток, процессов изготовления деталей, материалов и покрытий, а также опыт стационарного энергомашиностроения в области конструирования одновальных агрегатов, роторов, корпусов и вспомогательных устройств. Поскольку в классе ГТУ малой мощности их потребителями, кроме электростанций, являются и разнообразные промышленные технологии (например, транспорт природного газа), эти авиапроизводные ГТУ выполняются обычно двухвальными, реже трехвальными, и поставляются в виде пэкеджей заводской сборки.

О высоком техническом уровне современных ГТУ малой и средней мощности свидетельствуют выборочные данные, приведенные в табл. 2.14. Видно, что КПД некоторых моделей ГТУ достигают 40–43 %, что обеспечивается либо высокими газодинамическими параметрами цикла (например,  $\pi_k$  выше 30), либо реализацией сложного цикла с регенерацией. Для сравнения в нижней части таблицы приводятся показатели самых крупных энергетических ГТУ с воздушным охлаждением лопаток; КПД большинства из них находится на уровне 39 %. Фирма Siemens в 2006 г. выпустила самую крупную в Европе ГТУ SGT5-8000H мощностью 340 МВт при  $\pi_k = 19$  для энергоблока ПГУ мощностью 530 МВт при КПД свыше 60 % для ТЭС в Баварии. Фирма Mitsubishi в 2008 г. поставила на Краснодарскую ГРЭС ГТУ M701G мощностью 330 МВт.

Ранее указывалось, что в зарубежных справочных изданиях экономичность ГТУ оценивается параметром Heat Rate, эквивалентным величине удельного расхода теплоты топлива, и имеющим размерность  $\text{кДж/кВт}\cdot\text{ч}$ . Соотношение между КПД и этой величиной определяется формулой  $\eta = 3600/\text{Heat Rate}$ .



Таблица 2.14

Технический уровень ГТУ по эффективности и мощности, достигнутый к 2007–2008 гг. [30]

Фирма-производитель	Модель ГТУ	$N_e$ , МВт	КПД, %	$\pi_k$	$G_{T3}$ , кг/с	$t_{T3}$ , °С	$n$ , об/мин	Масса, т длина× ширина, м	Год вы- пуска
<i>Промышленные ГТУ наивысшей эффективности</i>									
Centrax Gas Turbine, Великобритания	CX501 KH5	6,344	39,9	12,3	18,40	522	14571	35; 9×2,7	1992
Dresser-Rand, США	Vectra 40G4	32,900	39,1	23,3	89,20	542	6200	40; 9×4,2	2007
	Vectra 40G	30,500	38,9	22,4	86,40	526	6200	40; 9×4,2	1998
GE Energy	LM2500PH	26,510	39,3	19,4	76,09	498	3000	113,5; 17,1×3	1981
	LM6000PC	43,340	39,8	30,0	129,30	428	3000	305,7; 19,5×4,2	1997
	LM6000PD	42,700	41,5	30,0	125,80	451	3000	305,7; 19,5×4,2	1997
	LMS100PA	103,00	43,9	41,0	213,30	407	3000	–; 39×6	2006
GE Energy Oil & Gas	LMS100	98,196	45,0	40,0	207,02	417	3600	–; 39×6	2005
Rolls-Royce	501-KH5	6,447	40,1	12,5	18,40	530	14600	–	1982
	Trent 60 DLE	51,500	42,1	33,0	151,60	444	3000	–	1996
Solar Turbines	Titan 130	15,000	38,9	16,1	49,80	496	11220	73,7; 13,8×3,3	1998
<i>Энергетические ГТУ наивысшей мощности</i>									
GE Energy	PG9371(FB)	287,400	38,0	18,3	659,70	639	3000	1090; 33,6×7,5	2002
	PG9351(FA)	255,600	36,9	17,0	641,50	602	3000	1090; 33,6×7,5	1996
	MS9001H	292,000	39,5	15,4	624,00	609	3000	–	2003
Mitsubishi	M501G1	267,500	39,1	20,0	594,00	605	3600	248; 15×4,5	1997
	M701G2	334,000	39,5	21,0	737,70	587	3000	420,4; 18×6	1997
	M701F4	312,100	39,3	18,0	703,20	597	3000	418,9; 17,1×5,7	1992
Siemens	SGT5-8000H	340,000	39,2	19,2	820,00	625	3000	440; 13,2×5	2006
	SGT5-4000F	292,000	39,8	17,9	690,00	577	3000	330,3; 12,9×6	1995
Alstom	GT26	288,300	38,1	3,9	649,00	616	3000	370,3; 12×4,8	1994

На рис. 2.34 по состоянию на 2007–2008 гг. приведены показатели экономичности ( $HR$ ), а также удельной стоимости предлагаемых на рынке энергетических и промышленных ГТУ малой и средней мощности [30]. Тенденции изменения этих показателей аппроксимированы методом наименьших квадратов. Довольно существенный разброс точек характерен именно для области малых мощностей, где значения КПД могут колебаться от 28 до 40 %. Резкое нарастание удельной стоимости ГТУ в этом диапазоне мощностей связано с масштабным эффектом и выражается в уменьшении удельной работы цикла (кДж/кг рабочего тела). Удельная стоимость указана для стандартной компоновки ГТУ включая генератор и для номинальной мощности в условиях ISO.

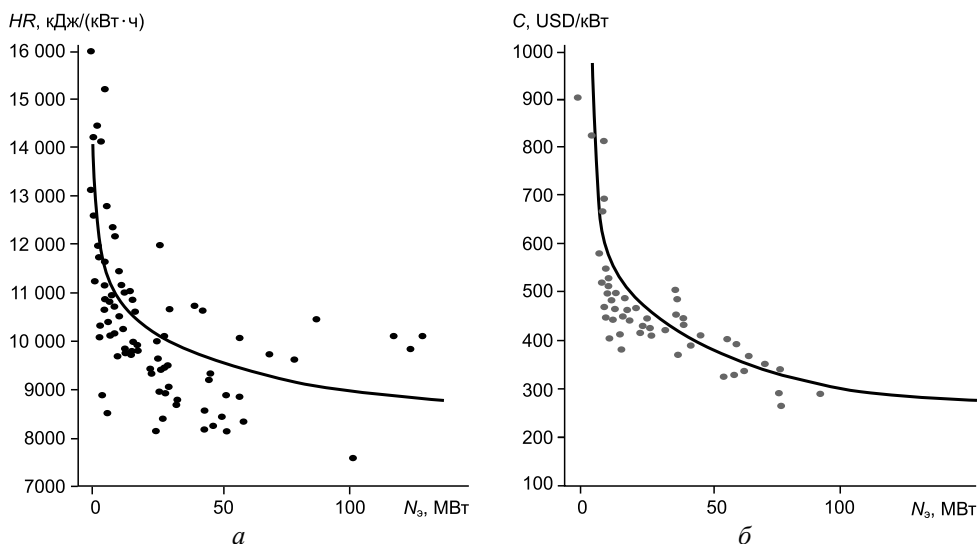


Рис. 2.34. Уровни эффективности ( $a$ ) и удельной стоимости ( $b$ ) для ГТУ малой и средней мощности по состоянию на 2007–2008 гг. [30].

Информацию о техническом уровне зарубежных ГТУ малой и средней мощности расширяет табл. 2.15, полученная на основании анализа справочника [30], в которой представлены по две модели ГТУ с наивысшими КПД в выделенных диапазонах мощности. Характерным является достаточно близкие между собой значения КПД для ГТУ мощностью от 5 до 70 МВт при незначительном их отличии в одном интервале мощности. В классе мощности до 5 МВт фактически имеются по состоянию на 2007 г. лишь по одной модели ГТУ с КПД 30,4 и 38,5 %; близлежащие по экономичности модели имеют значительно меньший КПД. В классе мощности 100 МВт КПД ГТУ LMS100 являются наивысшими в настоящее время. По сообщению журнала Modern Power Systems за 2006 г. на ТЭС Groton (США, штат Южная Каролина) введена в эксплуатацию первая энергетическая ГТУ LMS100 мощностью 98,2 МВт с КПД 45 %, созданная на базе газогенератора авиационного типа; продолжительность пуска 10 мин.

Следует отметить, что многие фирмы-производители уделяют большое внимание модернизации и совершенствованию своих наиболее удачных мо-

делей ГТУ, подтвердивших высокую надежность в эксплуатации. На базе применения современных трехмерных моделей расчета течений в турбомашинах, а также приемов проектирования и технологий изготовления элементов ГТУ, удается повысить мощность и экономичность существующих ГТУ часто без изменения индекса модели. Результаты такой деятельности некоторых фирм отражены в табл. 2.16.

Таблица 2.15

**Наибольшие экономичности промышленных ГТУ по классам мощности**

Диапазон мощности, МВт	Модель ГТУ	Мощность, МВт	КПД, %	$\pi_k$	Фирма-производитель
1,0–2,5	ST18A	1,961	30,4	14,0	Pratt & Whitney
	OP16-3A	1,910	26,9	6,7	OPRA
2,5–5,0	Mercury 50	4,600	38,5	9,9	Solar Turbines
	GT4000SI	4,050	33,9	12,0	Orenda Aerospace
5–12	501-KH5	6,450	40,1	12,5	Rolls-Royce
	CX501 KH5	6,344	39,9	12,3	Centrax Gas Turbine
12–25	STIG-LM1600	16,900	39,7	25,1	IHI Power Systems
	Titan 130	15,000	38,9	16,1	Solar Turbines
25–40	STIG-LM2500	28,000	40,8	20,0	IHI Power Systems
	LM2500PH	27,800	40,7	19,4	GE
40–70	Trent 60 DLE	51,500	42,1	33,0	Rolls-Royce
	LM6000PF Spint	48,100	41,9	31,9	GE
70–110	LMS100	98,200	45,0	40,0	GE
	LMS100PA	103,000	43,9	41,0	GE

Указанный подход к модернизации, например, на фирме Rolls-Royce рассматривается как «стандартный» и используется во многих программах, в частности при совершенствовании начиная с 2003 г. газогенератора Avon 200, модель 5020 которого еще находится в эксплуатации в составе ГТУ. Для повышения показателей цикла была улучшена аэродинамика компрессорной турбины, применена более эффективная система охлаждения и снижены вторичные потери и перетекание потока в радиальных зазорах; применены также новые материалы и крепления хвостовиков лопаток. На основе трехмерных методов расчета были перепрофилированы все три ряда сопловых и рабочих лопаток. Газогенератор Avon 200 модели 1533 с улучшенными показателями может увеличить мощность ГТУ на 7,5 % или продлить межремонтный период до 40 тыс. ч без увеличения выходной мощности. Соответственно для газогенераторов моделей 1534 и 1535 повышение мощности составит 12 и 8,9 %. При замене в существующей ГТУ газогенератора модели 1535 на новый Avon 200 выходная мощность ГТУ возрастает до 19,3 МВт. В сочетании со свободными силовыми турбинами RT48 и RT56 (конструкции компании Cooper Industries) промышленная ГТУ развивает мощность 16,4 и 16,9 МВт при КПД соответственно 30,9 и 31,8 %.

Поставлены на электростанции и уже пущены первые ГТУ, созданные на базе современных авиационных ГТД. Развитием традиционного типа таких

ГТУ является установка FT8 фирмы Turbo Power. На базе этой газотурбинной установки спроектирована ПГУ общей мощностью 33,2 МВт с КПД около 50 %. Ее общая стоимость оценена в 26,63 млн USD, удельная стоимость 800 USD/кВт.

Таблица 2.16

*Улучшение показателей ГТУ существующих моделей  
после их модернизации [30]*

Фирма-производитель	Модель ГТУ	Год вы-пуска	Мощ-ность, МВт	HR, кДж/кВт·ч	Улучшение показателей	
					$\frac{\Delta N}{N}$ , МВт $\frac{\Delta N}{N}$ , %	$\frac{\Delta HR}{HR}$ , кДж/кВт·ч $\frac{\Delta HR}{HR}$ , %
Solar	Centaur 50	2007	4,60	12 270	+0,465	-601
		1993	4,13	12 871	10,1	4,5
Siemens	SGT-100	2007	5,25	11 816	+0,69	-26
		1993	4,56	11 842	15,1	0,2
Solar	Taurus 60	2007	5,70	11 431	+0,83	-411
		1993	4,87	11 842	17,0	3,5
Rolls-Royce	501-KH5	2007	6,45	8 978	+0,51	-148
		1993	5,94	9 126	8,6	1,6
Kawasaki	M7A	2007	6,96	11 658	+1,24	-643
		1993	5,72	12 301	21,7	5,2
Solar	Taurus 70 DLE	2007	7,52	10 655	+1,22	-845
		1994	6,30	11 500	19,4	7,4
Siemens	SGT-200-2S	2007	7,62	10 830	+1,33	-720
		1993	6,29	11 550	21,2	6,2
Siemens	SGT-300	2007	7,90	11 500	+0,4	0
		1995	7,50	11 500	5,3	0
Solar	Mars 100	2007	10,69	11 093	+0,69	-116
		1994	10,00	11 209	7,0	1,0
Nuovo Pignone	PGT10	2007	11,70	11 251	+1,77	-269
		1993	9,93	11 520	17,8	2,3
Solar	Titan 130	2007	15,00	10 228	+2,2	-585
		1998	12,80	10 813	17,2	5,4
Nuovo Pignone	MS3002	2007	11,70	12 470	+1,15	-1147
		1993	10,80	13 617	8,6	8,4
Hitachi	H-15	2007	16,90	10 497	+3,1	-1118
		1993	13,80	11 615	22,5	9,6

Обзор модельных рядов ГТУ малой и средней мощности наиболее известных фирм, включая описание особенности их конструкций, приводятся ниже.

## 4.2. ГТУ компании Alstom Power

Согласно официальным данным на 2007 г. [30] компания Alstom производит ГТУ (50 Гц) следующих моделей GT8C2, GT11N2, GT13E2, GT26, технические данные которых приведены в табл. 2.17.

Таблица 2.17

### Технические характеристики энергетических ГТУ фирмы Alstom

Показатель	Тип ГТУ						
	GT8C2	GT8C	GT11N	GT13D	GT11N2	GT13E2	GT26
Эл. мощность, МВт	56,3	52,8	83,8	97,9	113,6	179,9	288,3
КПД (эл.), %	33,9	34,4	34,1	32,3	33,3	36,9	38,1
Степень повышения давления	17,6	15,7	13,3	11,9	16,0	16,4	33,9
Начальная температура газов, °С	–	1100	1027	990	1085	1100	1235
Расход топлива в базовом режиме, кг/с	–	3,045	4,909	6,010	6,385	9,170	13,700
Расход выхлопных газов, кг/с	196,5	179,0	317,0	394,0	399,5	563,0	649,0
Температура выхлопных газов, °С	508	517	505	490	525	510	616
Удельный расход раб. тела, кг/кВт·ч	–	12,20	13,62	14,49	12,35	11,60	7,72
Частота вращения вала ГТУ, об/мин	6219	6210	6300	3000	3610	3000	3000
Время нормального/ускоренного пуска из холодного состояния, мин	–	17/10	–	16/8,5	–	25/12	30
Мощность вспомогательных механизмов без дожимного компрессора, кВт	–	95	–	298	–	290	573
Масса, т	166	–	–	–	190	339	370
Габариты, м:							
– длина	11,4	–	–	–	9,3	10,5	12,0
– ширина	5,1				5,4	6,3	4,8
– высота	4,8				9,9	5,4	5,4

Семейство моделей ГТУ GT9, 11 и 13 близки друг другу в геометрическом и аэродинамическом отношениях, т. к. используют один и тот же профиль лопаток, работающих при одинаковой периферийной окружной скорости.

Числа Маха и другие основные характеристики также являются идентичными. Используя технологию точного литья лопаток, удалось повысить начальную температуру газа. Позже начали выпуск ГТУ типа GT8 и GT13E с мощностью 48 и 142 МВт соответственно. Конструктивно весь этот ряд ГТУ имеет одновальное исполнение и одну выносную камеру сгорания, расположенную вертикально, сверху агрегата. Осевой диффузор на выхлопе турбины соединяется с котлом-утилизатором. GT9 имеет мощность 35,4 МВт и КПД 28,9 %; GT8 соответственно 47,8 МВт и 32,4 %.

Первая газовая турбина типа GT8 была введена в эксплуатацию в 1985 г. [31]. Конструктивная схема ГТУ приведена на рис. 2.35. В эксплуатации находятся 55 ГТУ GT8, общая наработка которых превышает 2 млн ч. Восемь ГТУ семейства GT8 работают в простом цикле, 47 турбин эксплуатируются в составе когенерационных и комбинированных установок. Разработан ряд модификаций установки, последняя из которых – GT8C2.

Благодаря применению трехмерных методов расчета, апробированных на мощных энергетических ГТУ GT24 и GT26, удалось в той же проточной части компрессора увеличить степень повышения давления до 17,6 и расход воздуха с 179 до 195 кг/с. Кроме того, новая версия ГТУ оснащена кольцевой камерой сгорания с 18 двухтопливными EV-горелками, аналогичными уже доведенным на ГТУ GT13E2; эмиссия  $\text{NO}_x$  составляет 25 ppm. В модуле заводской сборки ГТУ монтируется вместе с понижающим редуктором на общей раме вместе с впускным устройством и выхлопным диффузором.

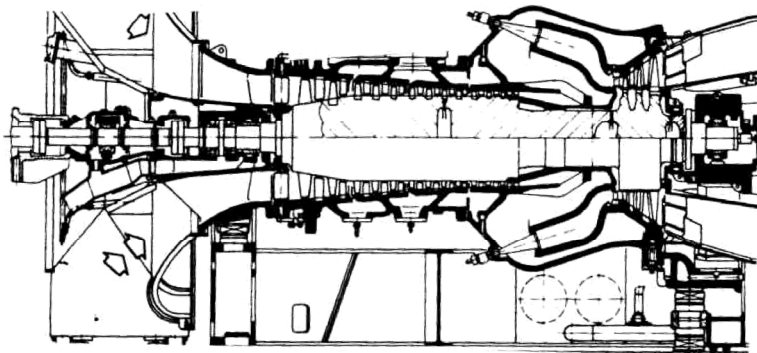


Рис. 2.35. Конструктивная схема ГТУ GT8 мощностью 47,8 МВт [31].

Технология изготовления GT8C освоена на СП «АЛЬСТОМ Пауэр Невский» в Санкт-Петербурге; собрана одна такая турбина для российского рынка в 1996 г. В силу отсутствия заказов из России, она поставлена заказчику в Египет (Egyptian Petroleum) и в течение 3,5 лет успешно эксплуатируется на электростанции «Эль Альмерия». В ГТУ GT8C реализован ряд оригинальных технических решений, которые обеспечивают заказчикам минимальные издержки при производстве электроэнергии и тепла. Цельносварной ротор ГТУ опирается на два подшипника: радиальный – со стороны турбины и радиально-упорный – со стороны компрессора. Отсутствие разъемных соединений ротора упрощает конструкцию, а также устраняет потенциальный источ-

ник вибраций, износа и коррозии. Горизонтальный разъем корпуса компрессора и турбины в сочетании с цельносварной конструкцией ротора позволяют производить замену лопаток и балансировку на месте эксплуатации. Причем балансировка ротора может выполняться также при закрытом корпусе.

Радиально-упорный и радиальный подшипники компрессора и турбины могут быть заменены в сборе без снятия ротора. Обеспечен доступ к подшипникам для технического обслуживания при закрытом корпусе. Интегрированные датчики температуры и вибрации позволяют осуществлять диагностический контроль состояния опор в эксплуатации. Таким образом, ротор на протяжении всего срока службы ГТУ не разбирается и не демонтируется, а все необходимые операции по его обслуживанию и ремонту проводятся на месте эксплуатации ГТУ.

При запуске ГТУ ВНА частично прикрываются, чтобы предотвратить вращающийся срыв потока на лопатках компрессора. Воздух из компрессора поступает в пространство между внешним и внутренним корпусами, охлаждая последний, после чего поднимается вверх по кольцевому каналу камеры сгорания, охлаждая пламенную трубу. Выносная конструкция камеры сгорания GT8C с EV-горелками существенно облегчает доступ для инспекции и технического обслуживания. В последующих модификациях выносные КС были заменены на встроенные кольцевые с расположенными по кольцу конусными EV-горелками. КС обеспечивает выбросы  $\text{NO}_x < 25$  ppm на природном газе и 42 ppm на жидком топливе; имеет независимую систему контроля подачи топлива для каждой EV-горелки.

3-ступенчатая осевая турбина GT8C с двумя охлаждаемыми ступенями обеспечивает эффективное использование располагаемого теплоперепада за камерой сгорания, а относительно высокая температура выхлопных газов делает данную ГТУ оптимальной для применения в комбинированном и когенерационном циклах. Профилирование проточной части турбины выполнено посредством современных трехмерных методов проектирования. На цельносварном роторе в зоне турбины конструктивно выделены полотна дисков всех трех ступеней. Рабочие лопатки с замками типа «елочка» установлены в пазы ободов. Лопатки второй и третьей ступени имеют бандажные полки с гребешками лабиринтных уплотнений. Сопловые аппараты и надроторные тепловые вставки смонтированы на корпусе-держателе, который, в свою очередь, отцентрирован и закреплен в корпусе турбины. Рабочие лопатки первых двух ступеней турбины имеют конвективно-плечное охлаждение.

Несмотря на то, что по сравнению с предыдущей модификацией GT8 температура за камерой сгорания повысилась на 15 °C, средняя температура материала лопаток турбины снизилась примерно на 100 °C за счет использования более совершенной системы охлаждения. В результате мощность и ресурс турбины увеличились.

Последние три ГТУ GT8C сданы в коммерческую эксплуатацию в составе ПГУ мощностью 235 МВт на электростанции «Сан Реал» (о. Майорка, Испания). А первые три турбины модификации GT8C2 эксплуатируются: одна в Швейцарии и две на Бакинской ТЭЦ в Азербайджане. Одна турбина GT8C2 в составе ПГУ пущена в г. Зальцбург (Австрия) и две в г. Хазера (Индия).

Конструктивные и технологические особенности энергетической ГТУ GT13E2 мощностью 165 МВт (рис. 1.4) достаточно подробно были описаны в

предыдущей главе. Радикальный прорыв ознаменовало создание в 1993 г. компанией Alstom Power новой ГТУ GT26, предназначенной преимущественно для работы в парогазовом цикле [33]. Сохраняя общую одновальную компоновку и основные конструктивные элементы, фирма сумела вписать в схему ГТУ идею 2-ступенчатого сжигания, реализованную много лет назад на двухвальной низкотемпературной ГТУ ГТ-100 ЛМЗ (рис. 1.64). Установка последовательных кольцевых КС с размещенной между ними одной ступенью газовой турбины позволила достигнуть КПД (брутто) самой ГТУ 37,8 %, а ПГУ на ее основе (брутто) – 58,5 %. Собственные нужды ПГУ при повышенных начальных параметрах 3-ступенчатого парового цикла дают снижение абсолютного КПД на 1,2 %, но и при этом КПД нетто остается достаточно высоким – 57,3 %.

Основные конструктивные элементы (в частности, сварной ротор ГТУ) остались теми же, как и в предыдущих сериях ГТУ фирмы Alstom Power. Не изменилась и схема первой камеры сгорания с горелками EV, через которые подается 60 % сжигаемого топлива (остальные 40 % инжектируются в форкамеру второй ступени сжигания). Это позволяет получить концентрацию NO<sub>x</sub> ниже 25 ppm (на газе). Переход на 2-ступенчатое сжигание потребовал и резкого повышения степени сжатия воздуха – с 14,6 для ГТУ GT13E2 до 30 для GT26. Однако массовый расход воздуха и выхлопных газов заметно не изменился по сравнению с освоенными ГТУ. Мощность новой ГТУ также остается в освоенной области 288 МВт. Заметно возрастает температура газов на выходе из ГТУ – 630 °С вместо 525 °С у прежних серий ГТУ.

Парогазовый энергоблок серии KA26 мощностью 420 МВт с использованием GT26 сооружается в России на ТЭЦ-26 Мосэнерго.

### 4.3. ГТУ компании General Electric (GE)

Фирма производит около 70 % выпускаемых в мире ГТУ. За последние 40 лет начальная температура газов перед газовой турбиной фирмы GE увеличена с 816 до 1288 °С на современных энергетических ГТУ типов MS6001 FA, MS7001 FA и MS9001 FA. Отработаны и запущены следующие технологии ГТУ: E, F, EC, ряд авиационных двигателей переоборудован в энергетические ГТУ.

ГТУ малой и средней мощности фирмы GE выпускаются как в традиционном конструктивном оформлении, характерном для стационарных газовых турбин с длительным сроком службы (обычно с подвальным исполнением), так и в виде авиапроизводных гибридных ГТУ широко известной модели LM, использующие технологии известных авиадвигателей военного (TF-39) и гражданского (CF-6) назначения с общей наработкой 21 млн ч [34]. Характеристики ГТУ первого типа, переданных в производство фирме Nuovo Pignone, будут представлены в следующем разделе, а технические данные промышленных ГТУ серии LM приведены в табл. 2.18.

ГТУ LM1600 имеет двухвальный газогенератор и силовую турбину. Компрессор низкого давления имеет три ступени, компрессор высокого давления – семь ступеней, общая степень повышения давления 22. Газогенератор взят от современного авиадвигателя F404 самолета F-18 морской авиации США. На



входе в компрессор установлен ВНА. КНД приводится во вращение 1-ступенчатой газовой турбиной низкого давления с воздушным охлаждением; КВД приводится также 1-ступенчатой охлаждаемой турбиной высокого давления. Камера сгорания – трубчато-кольцевая, форсунки – многотопливные. КВД имеет регулируемые (поворотные) направляющие лопатки и антипомпажные клапаны между КНД и КВД позволяющие ГТД LM1600 эффективно работать как при частичных нагрузках, так и при запуске или быстром наборе нагрузки. При работе на природном газе уровень эмиссии  $\text{NO}_x$  составляет 140 ppm при полной нагрузке. Вдув воды или водяного пара в камеру сгорания снижает эмиссию  $\text{NO}_x$  соответственно до 42 и 25 ppm.

Таблица 2.18

**Технические данные ГТУ серии LM**

Показатель	Тип ГТУ							
	LM1600	LM1600 PA	LM1600 PB	LM2500	LM2500 PE	LM2500 PH	LM5000 PC	LM6000 PA
Эл. мощность, МВт	13,98	13,98	17,19	21,56	23,266	27,96	35,05	39,20
КПД (эл.), %	37,10	35,33	38,83	36,10	35,70	39,28	35,96	38,10
Степень повышения давления	22	–	–	18	–	–	–	29
Начальная температура газов, °С	1243	–	–	1170	–	–	–	–
Расход топлива, кг/с	–	0,791	0,844	–	1,302	1,422	1,947	2,055
Расход выхлопных газов, кг/с	45,40	45,36	51,71	69,00	68,95	75,30	121,10	124,00
Температура выхлопных газов, °С	465	487	472	529	523	500	434	449
Удельный расход рабочего тела, кг/(кВт·ч)	–	11,7	10,8	–	10,7	9,7	12,4	11,4
Частота вращения выходного вала, об/мин	7000	7000	7000	3000	3600	3600	3600	3600
Габариты: – длина, м – высота, м – вес, т	4,21 2,03 2,72	– – –	– – –	6,52 2,04 4,68	– – –	– – –	8,71 2,89 14,10	7,30 2,50 8,20

Газогенераторы авиадвигателя F404 имеют общую наработку 4,5 млн ч, причем средняя наработка на двигатель в 2–6 раз больше, чем для двигателей

других типов. ГТД LM1600 выпущено более 1000 единиц, они находятся в эксплуатации в промышленности и на судах более 7 млн ч. Характеристики LM1600 представлены на рис. 2.36.

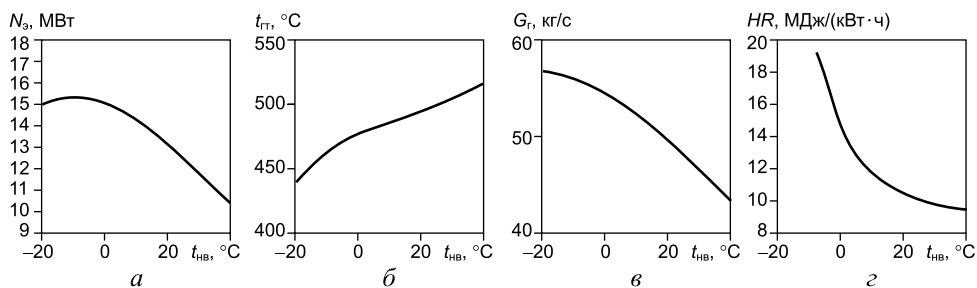


Рис. 2.36. Климатические характеристики ГТД LM1600 [34].

ГТУ LM2500 имеет одновальный газогенератор и 6-ступенчатую силовую турбину, его продольный разрез показан на рис. 2.37. Компрессор приводится во вращение 2-ступенчатой турбиной с охлаждаемыми сопловыми и рабочими лопатками, что обеспечивает межремонтный ресурс двигателя 30 тыс. ч. При начальной температуре газа  $1170^\circ\text{C}$  средняя температура рабочей лопатки первой ступени компрессорной турбины составляет  $800^\circ\text{C}$ . В газогенераторе применен 16-ступенчатый осевой компрессор, степень повышения давления 18.

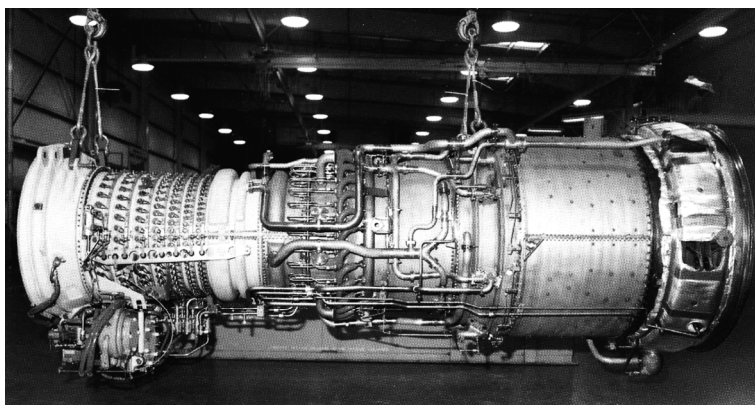
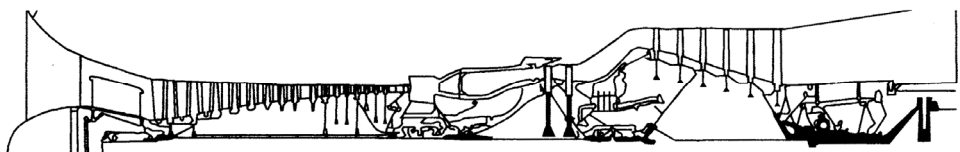


Рис. 2.37. Конструктивная схема двигателя (вверху) и общий вид ГТУ LM2500 мощностью 21,56 МВт [34].

Особенности конструкции LM2500: устройство контроля (бороскоп) позволяет инспектировать состояние двигателя без его разборки (подробнее см. zoom-страницу № 2); разъемный корпус компрессора позволяет осматривать и индивидуально заменять лопатки компрессора; топливные форсунки установлены снаружи для возможности замены; в 2-ступенчатой ТВД можно заменять сопловые сегменты индивидуально, а также рабочие лопатки. Общее количество выпущенных ГТД LM2500 превышает 2700 двигателей.

На когенерационной станции Essent Energy вблизи Хилмонда (Голландия) в 1999 г. отработавшая ресурс ГТУ GE LM2500PJ была заменена новой ГТУ той же модели, но оборудованной низкоэмиссионной камерой сгорания (рис. 2.38). Замена была вызвана высокой эмиссией  $\text{NO}_x$  в старой камере сгорания авиационного типа (180 ppm). Результаты приемо-сдаточных испытаний, проведенных во всем рабочем диапазоне изменения мощности, представлены в табл. 2.19, и, как видно, вредные выбросы не превышают 25 ppm. При  $t_{\text{нв}} = 15^\circ\text{C}$  ГТУ развивала мощность на выходном валу редуктора 22,32 МВт, а на клеммах генератора – 21,87 МВт; КПД ГТУ при работе на природном газе составлял 35,1 %.

Описание конструктивной схемы трехвальной промышленной ГТУ LM5000 мощностью 35–40 МВт изложено в предыдущей главе. Новый подход применен фирмой GE при разработке ГТУ LM6000 мощностью 40–42 МВт при КПД (на выходном валу) около 41 % (в каталогах, например, [35] различные фирмы-лицензиаты, производящие ГТУ на основе LM6000 приводят несколько отличающиеся данные по их мощности и КПД). В этой установке, созданной с использованием газогенератора ТРДД CF-80C2 полезная мощность снимается не со специально разработанной силовой турбины, как это делалось ранее, а с ротора турбокомпрессора низкого давления, турбина которого вращала ранее (в ТРДД) вентиляторные ступени.

Степень сжатия во вращающемся с постоянной частотой (3600 об/мин) 5-ступенчатом КНД составляет 2,4, после КНД имеется антипомпажный сброс воздуха, обеспечивающий согласование работы компрессоров при

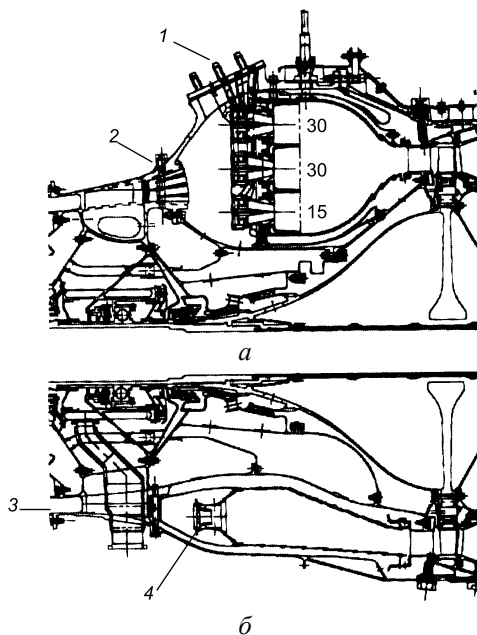


Рис. 2.38. Схемы низкоэмиссионной (а) и стандартной (б) камер сгорания ГТУ LM2500PJ:

1 – 30 устройств для предварительного смешения, включающих 75 форсунок; 2 – 4 прохода из диффузора компрессора; 3 – одиночный проход из диффузора компрессора; 4 – одиночный ряд из 30 топливных сопел.

пуске и частичных нагрузках. КНД выполнен с поворотным ВНА, покрытие которого на  $40^\circ$  при снижении нагрузки до холостого хода обеспечивает необходимое снижение расхода воздуха. КВД состоит из 14 ступеней. Его ВНА и направляющие лопатки первых пяти ступеней выполнены регулируемы; за 8-й и 14-й ступенями имеются отборы воздуха. КВД приводится во вращение 2-ступенчатой ТВД с интенсивно охлаждаемыми лопатками. КВД и ТВД образуют свободный вал, вращающийся с переменной частотой. 5-ступенчатая ТНД вращает КНД и электрический генератор, который может подсоединяться с обоих концов вала через мембранную муфту диаметром 554 мм. Лопатки и диски 4-й и 5-й ступеней ТНД усилены и взяты с форсированного по тяге ГТД. Такая конструктивная схема при высокой (около 80 %) унификации с авиационным ГТД обеспечила снижение производственных затрат и стоимости ГТУ до уровня, близкого к промышленным установкам аналогичной мощности. Уровень выбросов  $\text{NO}_x$  составляет при впрыске пара 25 ppm, при впрыске воды – 42 ppm. Разрабатывается малотоксичная камера сгорания с уровнем выбросов  $\text{NO}_x < 25$  ppm без впрыска воды или пара.

Таблица 2.19

**Результаты измерений эмиссий в выхлопных газах LM2500 PJ с низкоэмиссионной КС на площадке ГТУ-ТЭЦ Хелмонд (Голландия)**

Мощность ГТУ, МВт	$[\text{NO}_x]$ , ppm	$[\text{CO}]$ , ppm	$[\text{CH}_4]$ , ppm	$[\text{O}_2]$ , % об.
4,50	18,4	15,6	3,4	16,3
8,90	21,0	14,9	1,0	16,1
12,13	21,2	15,7	1,0	15,7
14,27	18,2	14,2	0,7	15,6
18,00	16,3	6,9	1,0	15,0
20,70	11,0	5,4	0,9	15,0
21,83	21,0	4,2	0,6	14,7

На фирме General Electric разработкой приводных ГТУ занимаются как отделение стационарных газовых турбин, так и отделение судовых и промышленных турбин (на базе конвертированных авиационных газотурбинных двигателей). В достаточно широком диапазоне мощности производятся такие ГТУ на фирме GE Oil & Gas; их технические характеристики приведены в табл. 2.20.

По лицензионным соглашениям ГТУ изготавливают фирмы: AEG Kanik (ФРГ), Jhon Broun (Великобритания), Hitachi и Mitsuk (Япония), Tomasson (Нидерланды), Nuovo Pignone (Италия), Alstom Atlantic (Франция), Kerner Brag (Норвегия). Совместно со своими лицензиатами фирма выпускает стационарные приводные и энергетические ГТУ мощностью от 10 до 280 МВт, причем энергетические ГТУ рассчитаны на работу с электрогенераторами для сети 50 и 60 Гц. В табл. 2.21 технические характеристики ГТУ указаны для моделей (кроме приводных), имеющих частоту вращения выходного вала 3000 об/мин. В каждом типоразмере разные модификации могут существенно

отличаться по мощности, начальным параметрам, экономичности, наличию или отсутствию регенерации тепла и т. п.

Фирме General Electric удалось создать типовой ряд энергетических ГТУ, захвативших лидерство на мировом энергетическом рынке. Большое число приводных ГТУ газоперекачивающих агрегатов успешно эксплуатируется в Российской Федерации.

Таблица 2.20

**Технические данные ГТУ малой и средней мощности фирмы GE**

Модель ГТУ	$N_e$ , МВт	КПД, %	$\pi_k$	$G_r$ , кг/с	$t_{гг}$ , °С	$n$ , об/мин	Масса, т длина× ширина, м	Год вы- пуска
<b>GE Oil &amp; Gas</b>								
GE10-1	11,250	31,4	31,4	47,5	482	11 000	34,0; 11,7×2,4	2000
PGT16	13,720	35,0	20,2	47,4	493	7 900	19,0; 8,1×3,6	1989
PGT20	17,460	35,2	15,7	62,5	475	6 500	37,7; 9,0×3,3	2002
PGT25	22,417	36,3	17,9	69,0	524	6 500	37,7; 9,0×3,3	1981
PGT25+	30,226	39,6	21,5	84,4	499	6 100	30,9; 6,3×3,9	1996
PGT25+G4	32,760	39,7	24,4	89,0	510	6 100	30,9; 6,3×3,9	2005
MS6001B	42,100	32,1	12,2	141,2	552	5 163	96,0; 15,3×3,0	1978
<b>GE Energy</b>								
PG6581(B)	42,100	32,1	12,2	141,2	548	5 163	317,8; 36,9×7,2	1999
PG6591(C)	45,400	36,5	19,6	122,1	581	7 100	351,8; 24,6×12,3	2003
PG6111(FA)	77,100	35,5	15,6	212,0	603	5 231	363,2; 28,5×19,8	2003
PG7121(EA)	85,100	32,7	12,7	294,2	536	3 600	485,8; 39,6×21,3	1984

При проектировании новых ГТУ фирмой используются следующие основные принципы:

- постепенное совершенствование конструкции;
- масштабное изменение геометрических размеров;
- внедрение новейших технологий и непрерывный рост начальной температуры газов;
- тщательная проработка ГТУ до ее запуска в производство.

Принцип масштабного изменения геометрических размеров компрессоров и ГТ основан на возможности уменьшать или увеличивать физические размеры машин, одновременно увеличивая или уменьшая частоту вращения с целью получить аэродинамически и механически подобные компрессоры и ГТ на базе испытанных конструкций (табл. 2.21). Примером использования такого подхода может служить ГТУ MS9001F, прототипом которой являлась ГТУ MS7001F с частотой вращения ротора 3600 об/мин (60 Гц); конструктивная схема и краткое описание установки MS9001F содержится на zoom-странице № 3.

Таблица 2.21

## Технические характеристики энергетических ГТУ фирмы General Electric

Показатель	Тип ГТУ											
	MS3142	MS3132R*	MS5332B	MS5332RB	MS5001 RA	MS5001 PA	MS6001 B	MS6001 F	MS9001 E	MS9001 EC	MS9001 FA	ГТУ 9G
Электрическая мощность, МВт	10,90	10,40	26,10	23,90	20,30	26,30	39,62	70,10	123,40	169,20	255,60	282,00
КПД (эл.), %	26,70	34,40	28,80	36,00	26,60	28,55	31,97	34,20	33,93	34,90	36,50	39,50
Степень повышения давления	7,70	7,20	8,20	8,30	—	10,50	11,95	14,90	12,60	14,20	15,40	23,00
Начальная температура газов, °С	943	954	927	932	—	957	1104	1288	1124	1204	1288	1430
Расход топлива, кг/с	—	—	—	—	1,525	1,840	2,476	4,095	7,272	9,685	13,801	14,263
Расход выхлопных газов, кг/с	51,3	51,3	116,6	114,0	98,0	124,1	140,0	200,0	418,0	510,0	624,0	700,0
Температура выхлопных газов, °С	526	350	491	350	521	487	532	597	542	558	609	583
Удельный расход рабочего тела, кг/(кВт·ч)	—	—	—	—	17,40	17,00	12,70	10,30	11,90	10,90	8,80	8,94

\* — буква R указывает на наличие в ГТУ регенератора.

## ПРОМОХЛАЖДЕНИЕ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА В ГТУ LM6000 SPRINT

Испытания ГТУ LM6000 (созданной в 1992 г.) фирмы GE с промежуточным охлаждением циклового воздуха в компрессоре проведено в 1998 г. на когенерационной установке в Форт Лаптон (Колорадо, США). Технология распыливания воды, названная LM6000 Sprint, позволяет повысить мощность ГТУ на 9 % в условиях ISO и на 20 % при температуре наружного воздуха 32 °С. Путем инъекции в КВД воды в количестве 22,7–26,5 л/мин достигается увеличение мощности ГТУ от 43,5 до 47,5 МВт. Система впрыска воды имеет 24 форсунки, расположенные между КНД и КВД двухвального газогенератора ГТУ, как это показано на схеме. Вода распыливается до диаметра капель 20 мкм сжатым воздухом, отбираемым за восьмой ступенью КВД. Количество жидкости регулируется системой управления ГТУ. Применение промoxлаждения воздуха особенно благоприятно при высоких степенях повышения давления в цикле; для ГТУ LM6000 этот показатель равен 30:1. Для ГТУ со степеню повышения давления воздуха 10–14 применение промoxлаждения воздуха в компрессоре малоэффективно.

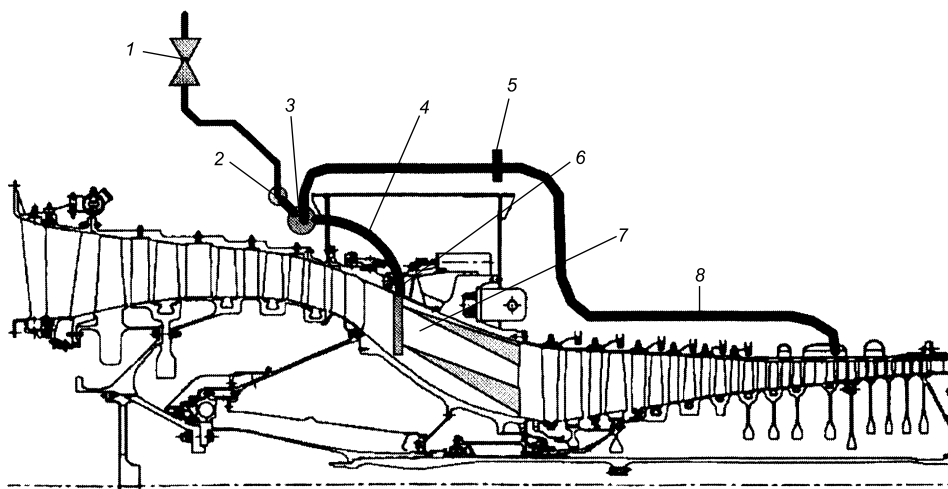


Схема системы промoxлаждения воздуха ГТУ LM6000PC Sprint:

1 – регулятор расхода воды; 2 – водяной коллектор; 3 – воздушный коллектор; 4 – питающие трубки; 5 – заглушка/жиклер; 6 – 24 распылительных сопла; 7 – пневмораспылитель (размер капель 20 мкм); 8 – отбор воздуха за 8-й ступенью КВД.

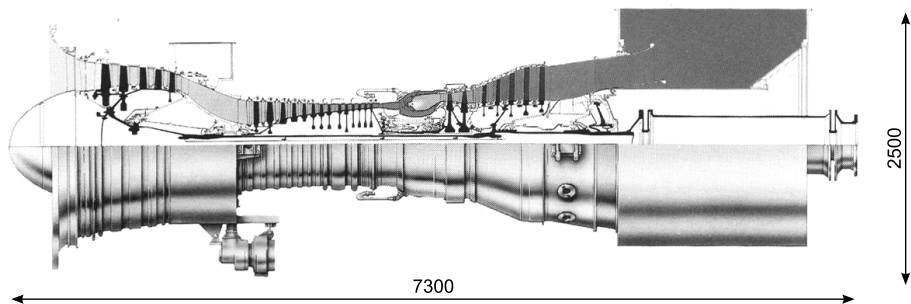
Впрыск воды осуществляется перед 14-й ступенью компрессора, при этом значительно снижается работа сжатия воздуха в компрессоре и в результате достигается повышение мощности и экономичности ГТУ. Кроме того, получаемое снижение температуры воздуха на выходе из компрессора повышает надежность работы газовой турбины, поскольку ее система воздушного охлаждения питается более холодным воздухом (по сравнению с расчетным значением).

Электростанция в Форт Лаптон реализует парогазовую установку, основанную на пяти турбогенераторах LM6000 с установленными на выхлопе котлами-утилизаторами фирмы Nooter/Eriksen с двумя уровнями давления генерируемого пара, который подается на две паровые турбины мощностью по 52 МВт фирмы ABB Stall. Часть генерируемого в КУ пара низкого давления направляется в теплообменники для нагрева сетевой воды в системе отопления близлежащего тепличного хозяйства площадью 16,2 га. Установленная электрическая мощность станции составляет 272 МВт. Площадка станции расположена на высоте 1500 м над уровнем моря, и согласно климатической характеристике ГТУ, LM6000 вырабатывает мощность всего 37 МВт. Применение в данных условиях технологии LM6000 Sprint позволяет работать ГТУ с номинальной мощностью.

Фирма GE продолжает исследования по применению системы впрыска воды для КНД LM6000, что также должно привести к повышению мощности ГТУ.

### Характеристики LM6000 Sprint

Показатели ГТУ		Температура наружного воздуха, °С					
		-1	7	15	21	27	32
Мощность, МВт	LM6000PC	51,5	48,2	43,3	38,9	35,2	31,9
	Sprint	51,5	50,0	47,2	44,4	41,1	38,4
Удельный расход теплоты, МДж/кВт·ч	LM6000PC	8,77	8,84	8,98	9,20	9,44	9,69
	Sprint	8,76	8,84	8,94	9,04	9,16	9,31
Температура выхлопных газов, °С	LM6000PC	432	435	433	434	438	442
	Sprint	427	438	440	441	444	453
Расход выхлопных газов, кг/с	LM6000PC	140	134	127	121	114	108
	Sprint	141	137	132	127	123	118
Расход впрыскиваемой воды, л/с		0	0,25	0,47	0,59	0,63	0,69



Базовая модель ГТУ LM6000 (без подмоторной рамы) с осевым диффузором и выхлопной камерой.



#### 4.4. ГТУ фирмы Nuovo Pignone (Италия)

Продукция фирмы охватывает модели ГТУ, выполненных по простому или регенеративному циклам, в диапазоне мощности от 2 до 120 МВт. С 1961 г. является лицензиатом фирмы GE. Технические характеристики ГТУ производства Nuovo Pignone представлены в табл. 2.22.

Таблица 2.22

##### Технические характеристики некоторых ГТУ фирмы Nuovo Pignone

Модель	Мощность в базовом режиме, МВт	Удельный расход теплоты, кДж/кВт·ч	КПД, %	Степень сжатия	Расход воздуха, кг/с	Число оборотов ротора, об/мин	Температура выхлопных газов, °С	Габариты: длина×ширина×высота, м	Вес, т
PGT2	2,00	14 400	25,0	12,0	10,0	1500/1800	544	5,5×2,3×3,75	12
PGT5B	5,90	–	31,9	15,6	–	16600	571	–	–
MS1001	5,20	13 370	26,9	9,2	25,3	11140	530	8,5×2,5×3,5	28
PGT10	9,98	11 090	32,0	14,0	41,3	7900	486	8,1×2,5×4	27
MS3002	10,45	14 060	25,6	7,1	52,2	6500	527	10,7×3,3×3,7	55
PGT16	13,30	10 280	34,6	21,5	45,4	7900	495	8,1×2,5×3,8	18
PGT25	21,35	10 320	35,4	18,7	68,0	6500	531	8×3×3,5	27
MS5001PA	26,30	12 650	29,2	10,2	122,2	5100	509	11,64×3,15×3,66	85
MS6001	38,34	11 460	31,4	11,8	136,9	5100	539	7,6×3,2×3,8	85
MS6001F	70,10	–	34,2	14,9	200,0	3000	597	–	–
MS7001EA	83,50	–	32,5	12,4	291,7	3600	530	11,6×3,6×3,9	127

PGT2 является новым поколением ГТУ и благодаря высокой температуре выхлопных газов может использоваться в промышленных и коммунальных когенерационных установках. Эта установка – одновальная, с 2-ступенчатым центробежным компрессором и 2-ступенчатой осевой турбиной (рис. 2.39). Литые диски компрессора (из стали) имеют высокую устойчивость против эрозии и загрязнения. Лопатки турбины выполнены литыми и закреплены на кованых дисках. Подшипники скольжения расположены на концах ротора и являются более надежными, чем роликовые.

Одиночная выносная камера сгорания работает на газообразном или жидком топливе, имеет низкую эмиссию NO<sub>x</sub> и отвечает жестким экологическим стандартам. Турбина, имеющая осевой выхлоп с эффективным коническим диффузором, понижающий обороты редуктор и вспомогательное оборудование представляют единую сборку. Эпициклический (планетарный) редуктор

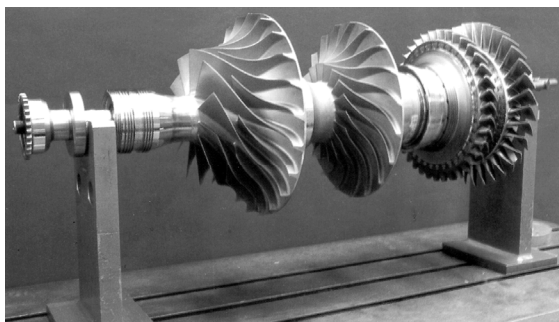
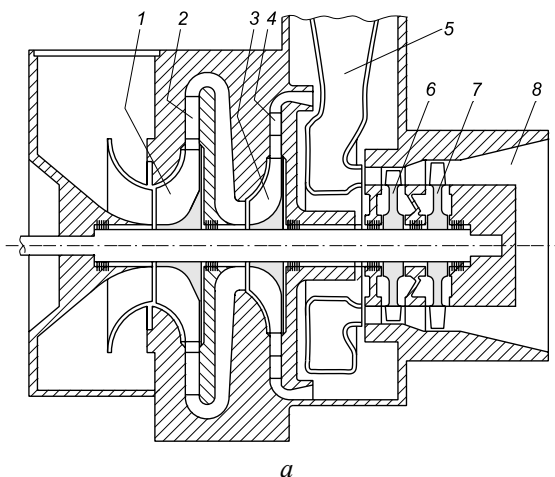


Рис. 2.39. Схема газозвдушного тракта (а) и общий вид ротора ГТУ (б) PGT2 мощностью 2 МВт: 1 – центробежное колесо 1-й ступени компрессора; 2, 4 – лопаточные диффузоры; 3 – центробежное колесо 2-й ступени компрессора; 5 – радиальная камера сгорания; 6 – рабочее колесо 1-й ступени ГТ; 7 – рабочее колесо 2-й ступени ГТ; 8 – выхлопной диффузор.

крепится фланцем к корпусу турбины и имеет привод для масляного насоса, топливного насоса и системы запуска (стартера). Запуск может быть от гидравлической или пневматической системы; гидравлический стартер приводится в действие электродвигателем или дизелем для аварийного запуска.

Микропроцессорная система контроля, мониторинга и защиты делают управление и эксплуатацию ГТУ полностью автоматизированной. Она контролирует основные функции, например, запуск, разгон, набор нагрузки и т. п., и закреплена непосредственно на агрегате. Эта система также управляет последовательностью работы систем защиты и выводит на дисплей значения основных параметров ГТУ. В случае, когда давление топливного газа слишком мало для работы турбины, ГТУ снабжается дожимным топливным компрессором.

Укрытие для ГТУ, которое интегрировано в сборку, образует стандартный модуль из звукоизолирующих панелей, что обеспечивает уровень шума ниже 85 дБА

на расстоянии 1 м и 40 дБА – на расстоянии 120 м от модуля. Воздухоочистительное устройство крепится сверху этого модуля. Осевой выхлоп удобен для соединения с котлом-утилизатором. В выхлопной камере может располагаться блок для дополнительного сжигания топлива.

Технические данные: мощность – 2 МВт; КПД – 25 %; расход выхлопных газов – 10,7 кг/с; температура выхлопных газов – 544 °С. Габаритные размеры модуля 5,5×2,3×3,75 м. Климатические и теплофикационные характеристики ГТУ PGT2 приведены на рис. 2.40.

Компания разработала новую ГТУ PGT5B для электрогенерирующих/когенерационных установок [36]. Эта одновальная ГТУ имеет мощность по

стандарту ISO 5,9 МВт при КПД на клеммах генератора 31,9%. 11-ступенчатый осевой компрессор ГТУ смоделирован с компрессора двигателя PGT10B. В нем использованы профили лопаток, выполненные на основе трехмерного моделирования, причем первые пять ступеней компрессора являются трансзвуковыми. Степень повышения давления в компрессоре составляет 15,6. На входе в компрессор и на двух

его первых ступенях имеются направляющие лопатки с изменяемым углом установки, что позволяет эксплуатировать турбину в диапазоне от 50% до 105% от номинальной мощности при максимальной температуре продуктов сгорания на выходе из турбины с целью повышения эффективности работы когенерационных систем.

Первый клапан отбора воздуха на охлаждение лопаток турбины и для концевых уплотнений расположен за четвертой ступенью компрессора. Антипомпажные клапаны расположены за седьмой ступенью компрессора. Компрессорные лопатки вставлены в цельнокованный ротор, в то время как направляющие лопатки расположены в гибких стальных секциях, имеющих горизонтальный разъем.

2-ступенчатая газовая турбина имеет конвективно-плечное охлаждение сопловых лопаток первой ступени. Рабочие лопатки отлиты методом точного литья. Имеются 16 сегментов сопловых лопаток на первой ступени и 14 сегментов – на второй ступени. Система воздушного охлаждения деталей турбины позволяет работать при температуре газов перед первой ступенью турбины на уровне 1200 °С. Кольцевая противоточная камера сгорания с предварительным смешением топлива с воздухом имеет в своем составе 18 двояных топливных сопел с отдельной запальной (диффузионной) горелкой. Камера сгорания дает низкий выход  $\text{NO}_x$  в «сухом» режиме работы. При запуске турбины (работа без нагрузки) в запальную горелку поступает 50% от общего расхода топлива, причем этот процент падает до 10% при полной нагрузке турбины, когда 90% от общего расхода топлива на ГТУ предварительно смешивается с воздухом. При работе на природном газе выход  $\text{NO}_x$  находится на уровне менее 25 ppm, при работе на жидком топливе – 42 ppm.

Ротор ГТУ поддерживается с обоих концов двумя сегментными самоустанавливающимися опорными подшипниками, которые расположены с холодной и горячей стороны ГТУ, кроме того, имеется упорный подшипник такого же типа, расположенный с холодной стороны вала ГТУ.

Главный редуктор смонтирован на общей раме газотурбинного двигателя и соединен с валом ротора турбины с помощью гибкой муфты. Планетарный

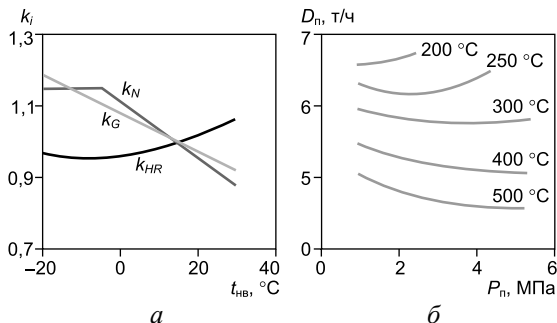


Рис. 2.40. Климатические характеристики (а) и возможная паропроизводительность (б) при утилизации выхлопных газов ГТУ PGT2.

редуктор снижает частоту вращения выходного вала турбины с 16 630 об/мин до 1500 об/мин. На отливке редуктора смонтированы масляный насос и гидравлический стартер с обгонной муфтой. Масляный насос прокачивает минеральное масло, забирая его из бака, размещенного внутри рамы.

ГТУ PGT5B поставляется потребителю в закрытом и шумозащищенном контейнере с уровнем шума 85 дБА на расстоянии 1 м. Над самой турбиной размещены 2-ступенчатый воздушный фильтр и глушитель шума. Система очистки воздуха, засасываемого в компрессор двигателя, состоит из фильтра предварительной очистки и высокоэффективного фильтра тонкой очистки воздуха. Эта система защищена жалюзийной решеткой с автоматической системой борьбы с обледенением на случай работы турбины в условиях низких температур. Шумоглушитель расположен сразу за фильтром и соединен с помощью воздуховода с входным устройством ГТУ. Осевой выход отработанных газов позволяет удобно соединить ГТУ с котлом-утилизатором; газы покидают турбину с температурой 571 °С.

ГТУ PGT5B оборудована водяной системой промывки компрессора периодического действия, которая позволяет осуществить впрыск мощного средства с водой в компрессор, в то время как ротор ГТУ вращается со скоростью холостой прокрутки вала двигателя. Автоматическая система пожаротушения с использованием углекислого газа высокого давления применительно к данной ГТУ была разработана в соответствии с требованиями Национальной Американской Ассоциации Борьбы с Пожарами (NFPA 12). Электрическое оборудование, установленное в системе вентиляции, а также в системах обнаружения пожара и утечек газа, пригодно для установки в пожаро- и взрывоопасных средах. Система управления (PLC) отвечает за работу всего блока ГТУ-генератор с высоким уровнем функциональной гибкости, что достигается за счет применения компьютерных программ.

Обследование горячих узлов ГТУ с помощью бороскопа осуществляется после 8 тыс. ч работы, а визуальное обследование тех же узлов (со вскрытием литых корпусов) – через 16 тыс. ч работы. Капитальный ремонт ГТУ проводится после наработки 48 тыс. ч.

Фирма выпускает и более мощные промышленные ГТУ PGT10 и PGT25 с мощностью 10 и 21,35 МВт соответственно. Осевой компрессор ГТУ PGT10 имеет изменяемую геометрию проточной части – ВНА и направляющие лопатки первых четырех ступеней выполнены регулируемые для обеспечения рабочих режимов ГТУ. Компрессор вращается 2-ступенчатой турбиной компрессора, причем лопатки обеих ступеней выполнены охлаждаемыми [37].

Силовая турбина установки PGT10 также имеет две ступени. Конструктивной особенностью этой турбины, применяемой и в других ГТУ фирмы Nuovo Pignone/GE, является регулируемый сопловый аппарат (РСА) 1-й ступени. Это дает следующие преимущества:

- предотвращение раскрутки ротора силовой турбины выше расчетного числа оборотов, возникающей при резком сбросе нагрузки. Это достигается путем установки РСА на максимальный угол так, что рабочие лопатки обтекаются с отрицательным углом атаки и, следовательно, тормозятся;
- экономичность можно существенно повысить при небольших нагрузках путем установления такой температуры на выхлопе турбины, при которой

возможно уменьшить расход топлива в широком диапазоне изменения температуры наружного воздуха и нагрузки в регенеративном цикле ГТУ;

- обеспечивает максимум мощности ГТУ, т. к. частоту вращения турбокомпрессорного блока (газогенератора) можно регулировать в зависимости от изменения температуры наружного воздуха;

- уменьшает мощность, необходимую для запуска ГТУ, поскольку при увеличении угла РСА теплоперепад на турбине компрессора увеличивается и она развивает большую мощность в режиме запуска.

В рабочих лопатках турбин применены удлиненные ножки хвостовика, за счет чего существенно отдалается обод турбинного колеса от поверхностей, омываемых горячим газом. Кроме того, на хвостовиках имеются радиальные уплотнения, которые препятствуют проникновению горячего газа в полость, где вращается диск. Боковая поверхность дисков обдувается охлаждающим воздухом. Рабочие лопатки 1-й ступени турбины изготавливаются точным литьем и внутри полые с целью уменьшения напряжений от центробежных сил. На выходе из камеры сгорания обеспечивается необходимый радиальный профиль температуры газа, способствующий увеличению ресурса рабочих лопаток. Рабочие лопатки второй и третьей ступеней турбины имеют бандажные полки, уменьшающие перетечки газового потока в концевой зоне лопатки и демпфирующие колебания лопаток.

Приводная ГТУ PGT25 предназначена для работы с центробежным нагнетателем газа и является показательным примером использования принципа гибридности при создании промышленной ГТУ. Компоновка и основные элементы этой ГТУ показаны на рис. 2.41, *а*.

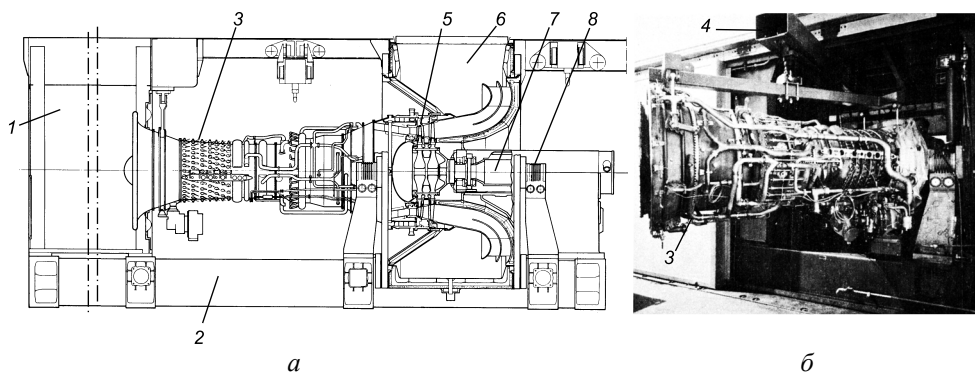


Рис. 2.41. Компоновка ГТУ PGT25 со свободной турбиной стационарного типа (*а*) и технология замены газогенератора LM2500/30 в условиях площадки (*б*) [38]:

1 – камера всаса воздуха; 2 – подмоторная рама; 3 – газогенератор LM2500/30; 4 – кран-балка; 5 – свободная силовая турбина; 6 – камера выхлопа; 7 – вал ССТ; 8 – станина подшипников ССТ.

В ГТУ применен одновальный газогенератор LM2500/30 фирмы GE, на основе которого с 1969 г. было создано ряд судовых двигателей и промышленных ГТУ. Для этой ГТУ разработана (в начале 1980-х годов) наиболее оптимальная с точки зрения сохранения высокого КПД конструкция 2-ступенчатой

свободной силовой турбины (ССТ) с межремонтным ресурсом, характерным для стационарных машин. Расчетная частота вращения ротора 6500 об/мин, температура газа на входе в ССТ около 800 °С. Основными элементами ССТ являются: переходная часть, соединяющая газогенератор и ССТ; статорная часть, состоящая из корпуса и двух рядов сопловых аппаратов; ротор, состоящий из двух консольно расположенных дисков, скрепленных болтами с полым силовым валом; литой чугунный корпус подшипников со стальной гильзой, содержащей подшипники скольжения ротора; выхлопная улитка с верхним выходом потока и внутренним осерадиальным диффузором. В переходной части ССТ расположены 8 радиальных труб (ребер), 4 из которых служат для подвода охлаждающего воздуха в приосевую область диска 1-й ступени турбины. Далее поток воздуха разделяется на две части, первая из которых направляется радиально вдоль диска и охлаждает хвостовики рабочих лопаток 1-й ступени; вторая часть через центральное отверстие в диске подводится в полость между первым и вторым дисками. Корпус ССТ выполнен с системой внутреннего воздушного охлаждения для уменьшения радиальных расширений и поддержания радиального зазора над рабочими лопатками на оптимальном уровне. Сопловые лопатки обеих ступеней выполнены в виде литых сегментов из трех неохлаждаемых лопаток в каждом.

Базой для крепления статора ССТ использован газовыпускной патрубок, содержащий эффективный выходной диффузор, позволяющий уменьшить осевые размеры установки. Патрубок установлен на легкой жесткой раме на четырех опорах. К вертикальному фланцу патрубка прикреплен корпус 2-ступенчатой турбины. Упорный подшипник выполнен с самоустанавливающимися колодками, опорные подшипники – сегментного типа. Корпус упорного подшипника связан со статором проточной части турбины.

Главное преимущество данной модели ССТ – возможность ее соединения с различными газогенераторами, в том числе российского производства (например, с газогенератором двигателя АЛ-31), при высоком внутреннем КПД. Для обеспечения этого принят постоянный средний диаметр лопаточных венцов, малый угол раскрытия проточной части в меридиональной плоскости. Малые удлинения (широкие хорды) лопаток позволяют сократить их число, повысить КПД турбины за счет уменьшения кромочных потерь, снижения относительной шероховатости и т. д. Современный диффузор со степенью расширения 2,9 с промежуточной кольцевой поворотной перегородкой обеспечивает полезное использование более половины динамического напора за турбиной. Ротор через корпус подшипников опирается на подмоторную раму, что позволяет во входной части диффузора обойтись без силовых стоек, ухудшающих эффективность патрубка.

Особое внимание было уделено мероприятиям по сокращению времени для инспекции и ремонта элементов PGT25. В частности, на потолке контейнера установлена кран-балка, позволяющая перемещать снятые элементы ГТУ для замены или ремонта на месте эксплуатации. На рис. 2.41, б показан момент извлечения модуля газогенератора из контейнера ГТУ.

В новых агрегатах конца 90-х годов измеренный адиабатный КПД ССТ составляет 94 % при мощности около 30 МВт, КПД газотурбинного привода с высокоэффективным газогенератором – 40 % (при условиях ISO).

Новой разработкой фирмы является промышленная ГТУ PGT16 мощностью 16 МВт для привода нагнетателей природного газа, созданная на основе двухвального газогенератора LM1600, объединенного с 2-ступенчатой силовой турбиной. Газогенератор был оборудован новой низкоэмиссионной DLE камерой сгорания, прототип которой разработан компанией GE для ГТУ малой мощности и до этого времени проходил лабораторные испытания. Головной образец PGT16 эксплуатируется на Транс-Канадском газопроводе. При оборотах силового вала 7900 об/мин мощность ССТ составляет 14,24 МВт (в условиях ISO на уровне моря). В условиях площадки при  $t_{\text{нв}} = 15,5 \text{ }^\circ\text{C}$  и высоте над уровнем моря 844 м, мощность ГТУ составляет 12,3 МВт, температура газа за газогенератором – 758  $^\circ\text{C}$ , а за ССТ – 503  $^\circ\text{C}$ . Камера сгорания DLE – кольцевая, топливные форсунки расположены на двух диаметрах по 18 штук на каждом. При запуске и до достижения 50 % номинальной мощности работают горелки наружного кольца; дальнейший подъем мощности обеспечивается включением и второго ряда горелок.

В топливном газе (из газопровода) имеются примеси  $\text{H}_2\text{S}$  (16 ppm) и другие загрязнители. Состав топливного газа, его  $Q_{\text{н}}^{\text{п}}$  и удельный вес непрерывно контролируются хроматографом и данные автоматически передаются в компьютерный блок управления (UCP) для точной настройки соотношения топливо/воздух и минимизации таким образом эмиссии  $\text{NO}_x$ , CO и HC. Блок UCP базируется на электронной системе Woodward Netcon 5000. Первоначально разработанная для ГТУ LM6000 система потребовала улучшения ее быстродействия, т. к. более легкий ротор газогенератора LM1600 значительно чувствительнее к небольшим вариациям рабочих параметров. Для обеспечения требуемого соотношения топливо/воздух, дающего минимальную температуру пламени, а значит и минимальные  $\text{NO}_x$ , газогенератор оснащен поворотными направляющими лопатками компрессора, антипомпажными клапанами и клапаном байпасирования горелочных устройств по воздуху. Расход топливного газа контролируется системой UCP посредством управляющего клапана. Система Netcon 5000 имеет соответствующую программу для вычисления температуры пламени по таким параметрам, как температура и давление воздуха на выходе из компрессора и температура газа на входе в ТНД газогенератора. Операция минимизации выбросов  $\text{NO}_x$  проводится системой UCP в эксплуатационных условиях во всем рабочем диапазоне нагрузок ГТУ, путем ввода корректирующих данных в математическую модель Netcon 5000 во время приемо-сдаточных испытаний на площадке КС. Измерения на ГТУ с DLE камерой сгорания показали, что эмиссия  $\text{NO}_x$ , CO и несгоревших углеводородов составила 22,72; 8,20 и 0,60 ppm в условиях эксплуатации, что было ниже 25 ppm согласно техническим условиям.

В производственную программу фирмы входит также выпуск ряда моделей ГТУ семейства MS. На магистральных газопроводах наиболее распространены типоразмеры серий MS3002 и MS5002 соответственно мощностью 10 и 25 МВт [5]. Продольный разрез ГТУ серии MS3002 (в регенеративном исполнении) представлен на рис. 2.42. Регенерация обеспечивает экономию около 25 % топлива. В ГТУ используются 1-ступенчатые турбина компрессора и силовая турбина; внешний вид обоих роторов показан на рис. 1.37. Наличие регулируемого соплового аппарата силовой турбины (рис. 2.43)

позволяет осуществлять различные программы регулирования, например  $n_{\text{ТК}} = \text{const}$ ,  $t_{\text{Г}} = \text{const}$  и др.

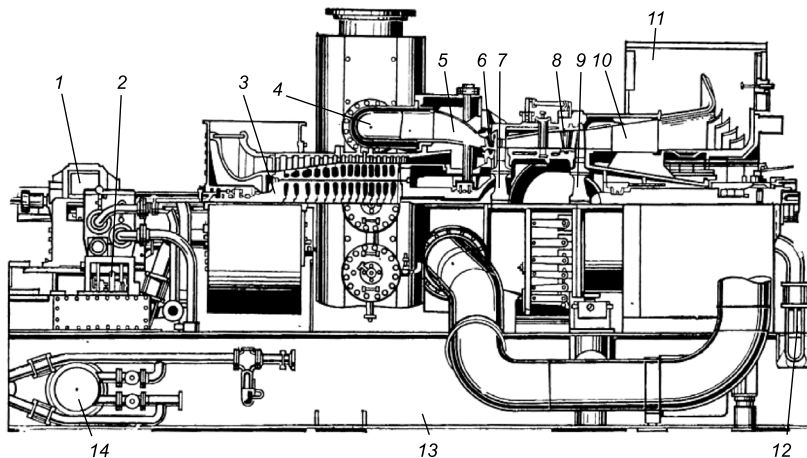


Рис. 2.42. ГТУ фирмы GE серии MS3002 [5]:

1 – редуктор; 2 – регулирующий топливный клапан; 3 – ротор компрессора; 4 – секция камеры сгорания; 5 – переходной патрубков; 6 – сопловой аппарат ТВД; 7 – рабочее колесо ТВД; 8 – регулируемый сопловой аппарат ТНД; 9 – рабочее колесо ТНД; 10 – выходной диффузор турбины; 11 – выходная шахта; 12 – напорная и сливная масляные трубы; 13 – опорная рама – маслобак; 14 – встроены охладители масла.

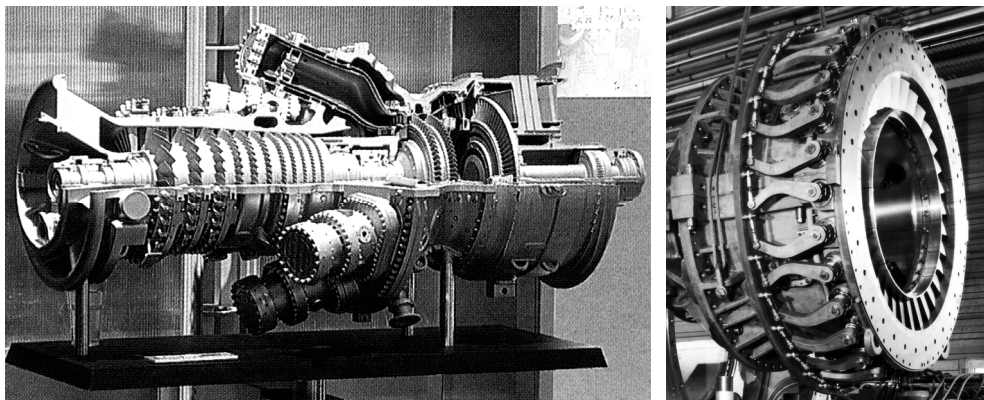


Рис. 2.43. Модернизированный вариант ГТУ MS5002E (слева) и механизм поворота лопаток регулируемого соплового аппарата (РСА) силовой турбины ГТУ MS5002 [39].

ГТУ имеет блоки полностью подготовленные к эксплуатации и не требующие разборки при монтаже. Корпуса – чугунные литые с одним или двумя вертикальными разъемами; ротор компрессора состоит из дисков, скрепленных по периферии стяжными болтами. Ступени компрессоров выполняют



полностью с дозвуковым обтеканием. Направляющие лопатки заводятся с горизонтального разъема в  $T$ -образные пазы.

Использованы секционные КС, состоящие из отдельных пламенных труб, что позволяет понизить содержание окислов азота в продуктах сгорания, упростить ревизию КС и осуществить унификацию пламенных труб, имеющих развитое конвективно-пленочное охлаждение. Два индикатора пламени фиксируют ультрафиолетовое излучение. Ротор силовой турбины консольный, диски выполнены из легированной хромистой стали, рабочие лопатки имеют удлиненную ножку с трехопорным елочным хвостовиком. Корневая степень реактивности составляет 0,1; обтекание трансзвуковое. Сопловой аппарат первой ступени турбины компрессора имеет конвективно-пленочное охлаждения с относительным расходом охлаждающего воздуха около 2 %. Турбины имеют развитую систему воздушного охлаждения. Рабочие лопатки неохлаждаемые. Охлаждение дисков турбин постоянно контролируют по их температуре. Полости корпусов подшипников запираются воздухом соответствующего давления.

Надежная работа РСА силовой турбины осуществляется за счет подбора пары трения (карбид–стеллит) и подпружиненных штоков. Цапфы не охлаждаются. Запуск ГТУ проводят с открытым РСА силовой турбины до достижения номинальных оборотов турбины компрессора (холостой ход). Затем нагружение осуществляется за счет прикрытия РСА и открытия топливного клапана. Для защиты роторов от разгона используются электронные и механические автоматы безопасности. Охлаждение масла осуществляется жидкостными горизонтальными охладителями, встроенными в переднюю часть рамы – маслобака. Над ними на раме располагаются маслонасосы, пусковое устройство с редуктором, узлы системы регулирования и защиты, КИП. Во многих случаях ГТУ снабжаются генератором собственных нужд, приводимым от вала турбины привода компрессора. В этом случае осуществляется программа регулирования  $n_{\text{тк}} = \text{const}$ . Противообледенительная система входного тракта компрессора использует подмешивание либо выхлопных газов, либо горячего воздуха после компрессора ( $t_{\text{к}} = 300$  °С). Корпус ГТУ передает усилия на опорную раму с помощью гибких опор. Агрегаты приспособлены для осмотра с помощью бороскопа.

Снаружи турбогруппа закрыта кожухом-контейнером с хорошей звукоизоляцией. Входной патрубок компрессора сильно надвинут на проточную часть и имеет «поднутрение» на входе во избежание эрозионного подреза рабочих лопаток первой ступени. Вертикальный разъем корпуса осевого компрессора расположен за седьмой ступенью. Всего в компрессоре пятнадцать ступеней. Камера сгорания состоит из шести прямоточных секций. Турбина привода компрессора и силовая турбина имеют по 80 рабочих лопаток. Лопатки первой ступени демпфируются в зоне корневой полки за счет цилиндрических штифтов, полые, безбандажные. Лопатки второй ступени бандажированы по периферии. Охлаждаемые сопловые лопатки первой ступени объединены в двенадцать точнолитых сегментов по три штуки в каждом. РСА силовой турбины имеет 32 сопловые лопатки. Опорные подшипники роторов – подшипники скольжения с баббитовой заливкой. Корпуса подшипников размещены в патрубках.

В отличие от ГТУ MS3002 установка MS5002 располагается на невысокой жесткой раме [40]. 16-ступенчатый осевой компрессор имеет за четвертой и десятой ступенями камеры отбора воздуха. Вокруг осевого компрессора расположен кольцевой корпус секционной КС, в связи с чем входной патрубок смещен влево. Двенадцать секций противоточной КС соединены пламеперекидными патрубками. Камера имеет две запальные свечи, убирающиеся из зоны горения во время работы ГТУ.

Корпус турбины выполнен из жаропрочного чугуна. Охлаждаемые сопловые лопатки первой ступени объединены в двенадцать точнолитых сегментов по пять штук в каждом. На роторе турбины компрессора отсутствуют дефлекторные диски – полости для воздуха образуются статором. Охлаждающий воздух подводится к дискум обеих турбин через диафрагмы второй ступени турбины компрессора. Выходной патрубок турбины имеет жесткий внутренний каркас, т. к. в нем располагаются подшипники.

В 2004 г. фирмой GE Oil & Gas в Италии были закончены испытания модернизированной модели ГТУ MS5002E. По сравнению с моделью MS5002D, двухвальная MS5002E является практически новым двигателем (рис. 2.43). В ее составе были использованы компоненты газовых турбин MS6001 и GE10, в частности 11-ступенчатый компрессор двигателя является смоделированной версией компрессора газовой турбины GE10. Камера сгорания является аналогом малоэмиссионной камеры сгорания DLN2 ( $\text{NO}_x = 15 \text{ ppm}$ ) ГТУ MS6001E. В качестве силовой турбины использована высокоскоростная силовая турбина (HSPT) двигателя LM2500+. Мощность MS5002E составляет 30,5 МВт, КПД – 36,6 %.

Одновальная ГТУ MS7001E мощностью 83,5 МВт рассчитана на привод генератора с частотой тока 60 Гц и является дальнейшим развитием хорошо освоенной в крупносерийном производстве и имеющей большую наработку в эксплуатационных условиях ГТУ модели MS5001. Ротор компрессора образован из дисков, соединенных 12 стяжными болтами с передней и задней концевыми частями. Ротор газовой турбины состоит из трех дисков, двух концевых частей и двух промежуточных колец, соединяемых между собой восемью стяжными болтами. Передняя концевая часть ротора турбины, жестко связанная с задней концевой частью ротора компрессора при помощи фланца, имеет шейку для установки в промежуточный опорный подшипник. Вход воздуха в компрессор – радиальный, односторонний; на выходе из газовой турбины установлен осевой диффузор.

Турбогруппа монтируется на общей фундаментной раме, служащей одновременно маслобаком. На этой же раме монтируются пусковые устройства (обычно электродвигатели постоянного или переменного тока), вспомогательный масляный насос, маслоохладитель, масляные топливные фильтры и другое вспомогательное оборудование ГТУ. С рамой ГТУ связан каркас, на котором смонтирована внешняя звуко- и теплоизолирующая обшивка (кожух). Отдельными блоками на место монтажа поставляются камера фильтров с шумоглушением, выхлопная шахта с дымовой трубой и шумоглушением, а также блок САУ. Управление и контроль за работой ГТУ полностью автоматизированы.

### 4.5. ГТУ фирмы Solar Turbines

Фирма Solar является крупным поставщиком промышленных ГТУ в диапазоне мощностей от 1 до 15 МВт. Они выпускаются в вариантах для работы на природном газе, дистиллятах или на обоих видах топлива, пределы частотного регулирования установившегося режима составляют  $\pm 0,5\%$ .

Агрегаты, входящие в семейства газовых турбин Centaur, Taurus и Mars, могут укомплектовываться КС типа SoLoNO<sub>x</sub>, в которых используется передовая технология сгорания топлива с предварительным обеднением горючей смеси, которая позволяет снизить уровень выбросов окислов азота до 77–150 мг/м<sup>3</sup> при 15 % содержании O<sub>2</sub>. Технические данные ГТУ фирмы Solar, поставляемых на рынок, указаны в табл. 2.23 [35].

Таблица 2.23

*ГТУ малой мощности фирмы Solar Turbines*

Показатель	Модель ГТД (модель ГТЭС)							
	Saturn 20 (TBM-S20)	Centaur 50 (TBM-C50)	Taurus 60 (TBM-T60)	Taurus 65 (TBM-T65)	Taurus 70 (TBM-T70)	Mars 100 (TBM-M100)	Mercury 50 (TBM-M50)	Titan-130 (TBM-T130)
Год выпуска	1985	1993	1993	2005	1994	1994	1997	1998
Мощность, МВт	1,21	4,60	5,67	6,30	7,52	10,69	4,60	15,00
КПД, %	24,3	29,3	31,5	32,9	33,8	32,4	38,5	38,9
Степень повышения давления	6,8	10,6	12,5	15,1	16,1	17,4	9,9	16,1
Расход выхлопных газов, кг/с	6,54	19,10	21,80	21,10	26,97	41,63	17,70	49,80
Температура выхлопных газов, °С	505	510	510	549	485	488	377*	496
Удельный расход теплоты, кДж/кВт·ч	14 796	12 270	11 842	10 946	10 656	11 099	9 350	10 228
Частота вращения выходного вала, об/мин	22 516	14 944	14 951	14 951	15 200	10 780	14 944	11 220
Масса ГТУ, т	9,99	27,10	30,40	33,00	57,00	72,60	58,80	73,70
Габариты, м								
– длина	5,4	9,6	9,6	9,6	11,1	14,4	11,1	13,8
– ширина	1,8	2,4	2,4	2,4	2,7	2,7	3,0	3,3

\* – температура газа после регенератора.

Фирма Solar по программе ATS разработала энергетическую ГТУ мощностью 4,2 МВт – Mercury 50 (рис. 2.33 и 2.44) [41]. Агрегат с такой мощностью и КПД 39,4 % предназначен для работы в базовом (более 5 тыс. ч/год) режиме, часто с комбинированной выработкой электроэнергии и тепла с максимальной или близкой к максимальной нагрузкой. При работе в полупиковом режиме (2–5 тыс. ч/год) мощность ГТУ увеличивается до 4,6 МВт, а КПД – до 40,9 %, в пиковом режиме и для резервирования (менее 500 ч/год) – до 4,8 МВт и КПД 41,4 % соответственно. Эти показатели относятся к стандартным условиям ISO, работе на природном газе при потерях давления на входе в компрессор 750 Па и на выходе из турбины 1750 Па.

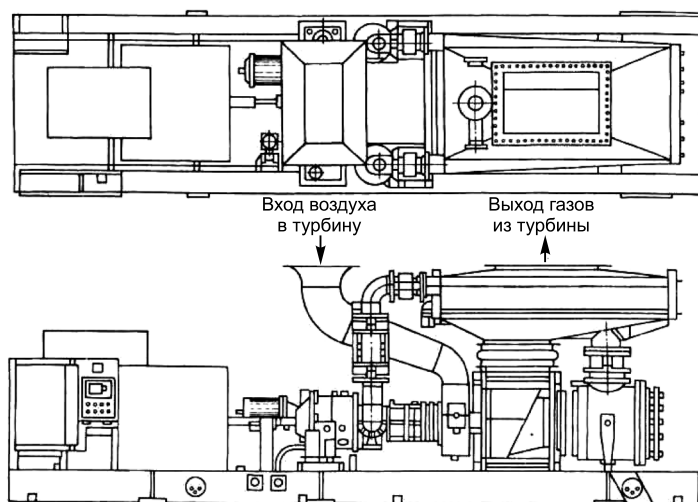


Рис. 2.44. Компоновка ГТУ Mercury 50 мощностью 4,2 МВт [41].

Газотурбинная установка выполнена по простому циклу с регенерацией тепла отработавших в турбине газов, с компрессором, турбиной и электрическим генератором на одном валу. Конструктивная схема турбогруппы изменена таким образом, что вход воздуха в компрессор и выход газов из турбины находятся в средней части установки, а выход сжатого в компрессоре воздуха и камера сгорания – с противоположных торцов. Между выходом воздуха из компрессора и входом в камеру сгорания вдоль турбогруппы размещен воздухоподогреватель. Примерно на его середине организованы подвод и отвод отработавших в турбине газов. Турбогруппа спроектирована модульной. Степень сжатия в осевом 10-ступенчатом компрессоре составляет 9,1 при расходе воздуха – 16,1 кг/с. Компрессор оснащен тремя поворотными направляющими аппаратами: входным, а также первой и второй ступеней. С их помощью поддерживаются оптимальные показатели ГТУ при изменениях нагрузки. 2-ступенчатая газовая турбина расположена консольно. Начальная температура газов 1165 °С.

Сопла первой ступени выполнены с пленочным охлаждением и душированием. Они изготовлены методом направленной кристаллизации. В рабочих лопатках первой ступени, выполненных монокристаллическими, применена

вихревая система охлаждения. Сопла второй ступени также охлаждаются воздухом. Рабочие лопатки (равноосные литые) – неохлаждаемые, выполнены с бандажными полками.

Ротор ГТУ – трехопорный. Связь корпусов турбины и компрессора осуществляется внешней жесткой рамой, не подверженной воздействию тепловых нагрузок в тракте ГТУ и не ограничивающей вследствие этого осевых перемещений корпуса турбины.

В кольцевой камере сгорания с восемью горелками, расположенными со стороны турбины, сжигается предварительно подготовленная обедненная топливовоздушная смесь. Устойчивое горение с выбросами  $\text{NO}_x$  менее 25 ppm и примерно постоянные потери давления в камере сгорания поддерживаются в широком диапазоне режимов путем изменения сечений для прохода воздуха. Пламенные трубы камеры сгорания защищены изнутри керамическим термобарьерным покрытием; в нее подается природный газ с давлением 1,2 МПа.

В регенераторе (воздухоподогревателе) температура воздуха повышается до 593 °С [41]. Он выполнен пластинчатым. Поверхность теплообмена образована тонкими листами из нержавеющей стали, фасонно деформированными и сложенными так, что соприкасающаяся с воздухом и газами площадь многократно увеличивается. Листы свариваются попарно по периметру для образования каналов для прохода воздуха, а затем с помощью сварки собираются в теплообменный блок. Эластичная конструкция регенератора обеспечивает его надежную работу в циклических режимах. Общая наработка таких регенераторов на ГТУ составляет 1,5 млн ч при 250 тыс. пусков. Газы выходят из регенератора с температурой 374 °С. Их тепло может быть использовано для подогрева воды или выработки пара.

Производится две версии ГТУ Titan 130: одновальная – для привода электрогенератора и двухвальная – для механического привода (нагнетателей природного газа) [42]. Одновальная ГТУ имеет тот же газогенератор, доработанный для отбора мощности с его холодного конца (со стороны компрессора). Кроме того, 2-ступенчатая турбина газогенератора была дополнена третьей ступенью, что позволило получить газовой турбине мощность, необходимую для вращения генератора. Эта ступень, как и одноступенчатая ССТ двухвальной версии, заимствована от ГТУ Taurus 70. Камера сгорания – низкоэмиссионная, снабжена системой  $\text{SoLoNO}_x$ , обеспечивающей эмиссию  $\text{NO}_x$  менее 25 ppm. Основные элементы этой системы (горелочное устройство и регулирующие воздушные клапаны) показаны на рис. 2.45.

Параметры одновальной ГТУ такие же, как и двухвальной: степень повышения давления 16, расход воздуха 49,9 кг/с, обороты ротора 11 215 об/мин, температура выхлопных газов 477 °С. В условиях ISO ГТУ имеет мощность на клеммах генератора 12,8 МВт, электрический КПД – 32,1 %. Между двигателем и генератором устанавливается понижающий редуктор. В отличие от двухвальной версии ГТУ имеет осевой выхлопной диффузор. Вся сборка устанавливается на общей раме и отгружается заказчику в виде пэкеджа. Турбогенератор оснащен электронной системой контроля и управления, которая в числе прочих регистрирует вибрации двигателя и генератора, параметры ГТУ и расчетные результаты по эмиссии  $\text{NO}_x$ . Габариты пэкеджа – 15,2×3,4×3,4 м, вес – 75 т.

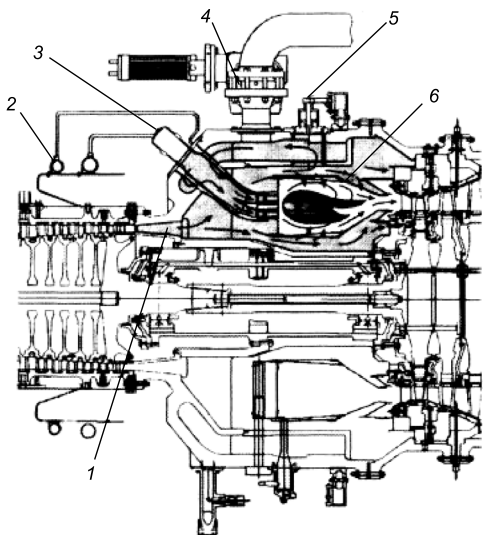


Рис. 2.45. Конструктивная схема низкоэмиссионной КС системы SoLoNO<sub>x</sub> [42]: 1 – выход компрессора; 2 – многотопливная система; 3 – инжектор; 4 – сбросной клапан камеры сгорания; 5 – регулятор воздуха; 6 – рубашка блока камеры сгорания.

В 2005 г. на выставке газотурбинной техники в Орландо (США) фирма Solar Turbine демонстрировала новую ГТУ Taurus 65 мощностью 6 МВт для привода электрогенератора [43]. Высокая эффективность ГТУ, высокая температура выхлопных газов и низкая эмиссия NO<sub>x</sub> позволит новой ГТУ найти широкое применение в когенерационных системах. Лидерный экземпляр ГТУ установлен на предприятии компании в Сан-Диего для покрытия собственных нужд в электроэнергии. В новой ГТУ использованы компоненты выпускаемых фирмой двигателей Centaur 50 и Taurus 70. Taurus 65 оснащен 13-ступенчатым осевым компрессором со степенью повышения давления 15 и расходом воздуха 19,4 кг/с. Камера сгорания – кольцевая с 10-ю топливными горелками, с предварительным перемешиванием рабочей смеси и системой SoLoNO<sub>x</sub>, обеспечивающей низкие эмиссии NO<sub>x</sub> – менее 15 ppm.

Газовая турбина 3-ступенчатая, рабочие лопатки всех ступеней обандажены. КПД ГТУ в условиях ISO составляет 33 % при температуре выхлопных газов 547 °С. Для перспективных когенерационных применений, заложенный в ГТУ термодинамический цикл отвечает оптимуму между значениями КПД и высокой температурой выхлопных газов. Мощность с холодного конца ГТУ передается на электрогенератор через понижающий редуктор. Система контроля и управления Turbotronic 4. Кроме стандартного набора функций управления возможен контроль работы котла-утилизатора, как автономной группы оборудования. Турбогенератор выпускается в виде мобильного пэкеджа (рис. 2.46) с размерами: 9,7×2,5×2,9 м, вес 33 т. В поставку вместе с пэкеджем

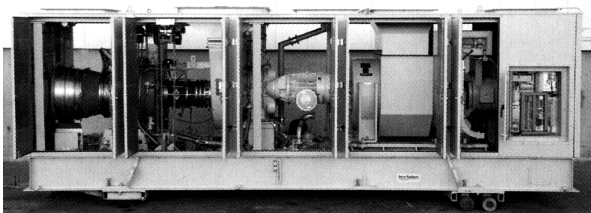


Рис. 2.46. Внешний вид пэкеджа турбогенератора Taurus 65 мощностью 6 МВт [43].

входят воздухоочистительное устройство, глушители шума впуска и выхлопа, водяные теплообменники для охлаждения смазочного масла ГТУ.

Электростанции на базе ГТУ фирмы используются в различных отраслях промышленности, включая нефтедобычу. Компания

Славнефть (Россия) закупила пять электростанций Taurus 60, работающих на попутном газе. Мощность привода – 5,5 МВт, КПД – 30,4 %. Привод выполнен по одновальной схеме. Для сопряжения с генератором применен редуктор планетарного типа. Двигатель, редуктор и генератор смонтированы на одной несущей раме и имеют единую систему смазки. Двухвальная версия ГТУ Taurus 60М используется в качестве механического привода в составе полнокомплектных ГПА.

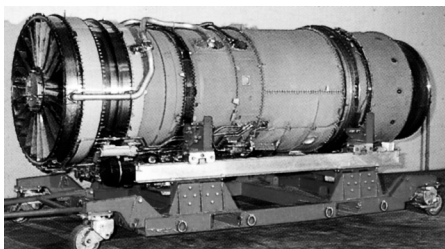
В состав компании Solar Turbine входит фирма Allison, которая разработала ГТУ мощностью 13,5 МВт с КПД 40 %. ГТУ выполнена трехвальной. Степень сжатия в двухкаскадном компрессоре, имеющем 3 ступени КНД и 12 ступеней КВД, составляет около 30. В связи с высокой температурой воздуха (555 °С) диски двух последних ступеней компрессора изготовлены из никелевого сплава. Этот же материал использован и для дисков первой и второй ступеней турбины, рассчитанной на длительную работу при температуре газов на входе в ротор 1430 °С (предполагается постепенное повышение начальной температуры газа с 1315 °С до 1430 °С). Для выдачи мощности используется 2-ступенчатая силовая турбина.

Новой разработкой является комбинированная камера сгорания для сжигания обедненной предварительно подготовленной топливозвоздушной смеси вблизи холостого хода и при малых нагрузках и каталитического сжигания при нагрузках больших 50 % от номинальной. Фирмой Allison совместно с фирмой Catalytika Combustion Systems определены рабочие параметры каталитических элементов в условиях ГТУ, оценена стойкость катализаторов и подготовлены стенды для всесторонней экспериментальной отработки.

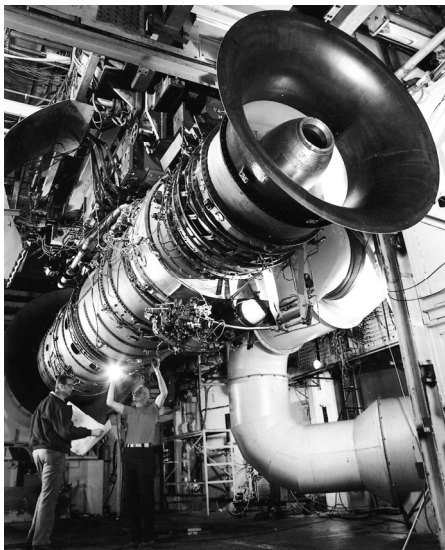
На основе промышленных ГТУ, представленных в табл. 2.23, фирма Turbomach производит пэкедж – электростанции с полным набором вспомогательного оборудования. Все газотурбинные энергоблоки размещены в звукоизолирующем кожухе, который имеет крышки и боковые двери для техобслуживания. Уровень шума на расстоянии 1 м составляет не более 85 дБА. Система фильтрации воздуха ГТУ стандартно монтируется на кровле кожуха. Установки цехового исполнения имеют выносное КВОУ. Шесть-восемь демпферов из тарельчатых пружин устанавливаются между фундаментной плитой и специальной фундаментной рамой, на которой крепятся все элементы конструкции энергоблока. Синхронный генератор присоединяется со стороны холодной стороны двигателя. Между двигателем и генератором устанавливается понижающий редуктор и предохранительная муфта. Система управления энергоблока установлена в изолированном от ГТУ отсеке (с газонепроницаемым уплотнением) на стороне генератора. Полностью дистанционная система управления и контроля, включая ПК, устанавливается в диспетчерской заказчика и входит в объем поставки.

#### 4.6. ГТУ компании Pratt & Whitney

Компания Pratt & Whitney (США), образованная в 1925 г., является мировым лидером в производстве авиадвигателей для военных и гражданских самолетов и ракетных двигателей. Начиная с 1959 г. компания на базе авиационных ТРД производит промышленные ГТУ. Для этой цели было образовано подразделение



а



б

Рис. 2.47. Общие виды авиационного ТРД JT8D фирмы Pratt & Whitney (а) и газогенератора GG8 при монтаже его на промышленную ГТУ FT8 (б).

бины находится спрямляющий аппарат и опора заднего подшипника, соединенная с корпусом диффузора и коллектором выхлопных газов. ССТ опирается на два радиальных роликоподшипника и один упорный шарикоподшипник. Мощность силовой турбины передается посредством двух упругих муфт и приводного вала. Установленная на стальной раме ГТУ комплектуется вспомогательными системами обеспечения и соединяется непосредственно с модулем приводного генератора или нагнетателя газа.

Базовыми вариантами использования ГТУ FT8 являются электростанции POWERPAC™ и TWINPAC™. Это блочно-модульные конструкции единичной мощностью 27 и 54 МВт соответственно. Электростанция TWINPAC™ представляет собой систему из двух ГТУ FT8, вращающих один генератор (рис. 2.48). При необходимости возможно отключение одной ГТУ – при этом выдается половинная мощность.

Pratt & Whitney and Marine System, и с 1960 г. выпускаются широко известные в мире ГТУ серии FT. С 1991 г. на рынке появляется ГТУ FT8 – одна из наиболее эффективных в классе мощности 25 МВт фирмы Turbo Power [44]. Она разработана на базе авиационного двигателя JT8D-219 фирмы Pratt & Whitney, которым оснащены 42 % самолетов гражданской авиации всего мира, образующих флот 350 авиакомпаний. Общие виды ТРД и газогенератора GG8, как основного элемента ГТУ FT8 показаны на рис. 2.47; технические характеристики трех моделей FT8 приведены в табл. 2.24. Эти трехвалльные ГТУ оснащены низкоэмиссионными камерами сгорания, обеспечивающими эмиссию  $\text{NO}_x$  менее 25 ppm [44].

Несколько отличающиеся по конструкции свободной силовой турбины и мощности ГТУ на базе газогенератора GG8 производятся и рядом других фирм-лицензиатов, например MAN GHH; подробное описание конструктивной схемы и основных элементов модели FT8A были приведены в предыдущей главе.

К указанному описанию необходимо добавить следующее. ГТУ FT8 имеет осевую, 4-ступенчатую свободную силовую турбину. Она соединена с газогенератором кольцевым переходным каналом. В заднем корпусе турбины



Таблица 2.24

Технические данные ГТУ на базе моделей FT8

Модель ГТУ	$N_e$ , МВт	КПД, %	$\pi_k$	$G_r$ , кг/с	$t_{гг}$ , °С	$n$ , об/мин	Год выпуска
FT8 Power Pac	25,50	38,1	19,3	84,9	457	3000/3600	1990
FT8 Twin Pac	51,35	38,4	19,3	169,8	457	3000/3600	1990
FT8-3 Power Pac	27,97	38,3	20,2	87,6	478	3000/3600	1990
FT8-3 Twin Pac	56,34	38,6	20,2	175,2	478	3000/3600	1990
MobilePac	25,00	37,8	19,3	84,9	457	3000/3600	2005
SwiftPac 25	25,45	38,1	19,5	84,8	457	3000/3600	2003
SwiftPac 50	51,20	38,3	19,5	169,7	457	3000/3600	2003
FT8*	25,70	38,5	19,5	85,6	458	5500	1991
FT8-3*	28,07	38,7	20,2	87,8	458	5500	1990

\* – ГТУ для механического привода.

В 2001 г. компания Pratt & Whitney объединяет свои подразделения по производству промышленных ГТУ в единое предприятие Pratt & Whitney Power Systems. Созданная структура позволяет поставлять и обслуживать промышленные ГТУ, изготавливаемые на заводах Pratt & Whitney в Канаде (мощностью от 300 кВт до 5 МВт), а также серийные ГТУ FT8 (мощностью от 25 до 60 МВт).

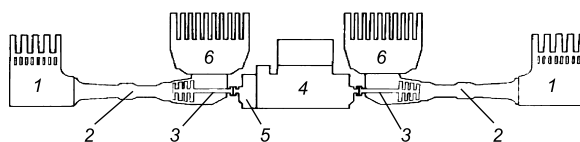


Рис. 2.48. Компоновка электростанции TWINPAC™ с двумя ГТУ FT8 [44]:

1 – входное устройство; 2 – газогенератор; 3 – силовая турбина; 4 – электрогенератор; 5 – возбудитель; 6 – выходное устройство.

Образованная еще в 1952 г. фирма Pratt & Whitney Canada на базе авиационных ТРД малой мощности производит промышленные ГТУ серии ST. Показатели двигателей приведены в табл. 2.25.

ГТД ST-18 в классе двухмегаватных машин является промышленной и судовой версией авиадвигателя PW-100 и отличается компактностью и малым весом [35]. Конструктивной особенностью ST-18 (рис. 1.59) является применение 2-ступенчатого центробежного компрессора с высокоэффективной трубчатой диффузорной системой, что позволяет получить  $\pi_k = 15$  при расходе воздуха через компрессор 7,7 кг/с. ГТД имеет КПД 30 %. Для снижения эмиссии  $NO_x$  в камеру сгорания впрыскивается вода в количестве, равном расходу топлива, при этом достигается концентрация 35 ppm (на природном газе). Для применения в когенерационном цикле двигатель поставляется как пэкедж. Этот трехвальный двигатель с охлаждаемой турбиной является уникальным в своем классе мощности по размерам. Слева расположен выходной вал силовой

турбины и радиальный конфузор, через который воздух направляется к 1-ступенчатому центробежному компрессору КНД. На выходе из него установлено несколько трубчатого типа диффузоров, подводящих воздух во вторую ступень (тоже центробежную) КВД. Далее поток воздуха снова сжимается в трубчатых диффузорах и входит в противоточную модульную камеру сгорания. Жидкое или газообразное топливо подается в многочисленные горелки и воспламеняется специальным устройством. Горячие газы расширяются последовательно в двух одноступенчатых осевых турбинах, каждая из которых приводит свой компрессор. Силовая турбина 2-ступенчатая, а ее вал концентрично проходит внутри валов турбокомпрессорной группы. Входной вал редуктора привода вспомогательных механизмов вращается валом КВД. Этот же редуктор служит для запуска двигателя. Двухвальный газогенератор выбран, в основном, из условия обеспечения хороших характеристик двигателя и его экономичности, при этом улучшается согласование обоих компрессоров по расходу воздуха на нерасчетных и переходных режимах работы двигателя. Между ступенями компрессора установлены сбросные противопомпажные клапаны. Свободная силовая турбина обеспечивает эффективный привод при переменной скорости выходного вала двигателя. Для удобства эксплуатации выходной вал выведен в «холодный» конец двигателя. ГТД ST-18 может запускаться и набирать полную присоединенную нагрузку (насос, компрессор). В проточной части широко используются керамические покрытия как для тепловой защиты, так и защиты от окисления.

Таблица 2.25

**ГТД малой мощности фирмы Pratt & Whitney Canada**

Модель ГТУ	$N$ , МВт	КПД, %	$\pi_k$	$G_t$ , кг/с	$t_{гт}$ , °С	$n$ , об/мин	Масса, т длина× ширина, м	Год вы- пуска
ST6L-795	0,678	24,7	7,4	3,22	589	33 000	0,10; 1,2×0,3	1986
ST6L-813	0,848	26,1	8,5	3,90	566	33 000	0,14; 1,2×0,6	1978
ST-18A	1,961	30,4	14,0	8,00	532	18 900	0,35; 1,5×0,6	1995
ST-40	4,040	33,1	16,9	13,90	544	14 875	0,53; 1,8×0,6	1999
SwiftPac 4	3,880	31,8	16,9	13,90	544	14 875	–	2003

Двигатель оснащен лючками для установки бороскопов, позволяющими контролировать состояние обоих центробежных колес компрессора, сопловых и рабочих лопаток всех трех осевых турбин, а также состояние камеры сгорания. Характеристики ГТД ST-18 показаны на рис. 2.49.

Производство промышленной ГТУ ST-30 фирма Pratt & Whitney Canada начала в 1999 г. на базе авиационного ТРД PW150A (рис. 2.50). Мощность ГТУ составляет 3,2 МВт при следующих габаритных размерах: 1,65×0,66×0,96 м, вес 500 кг. Конструктивной особенностью ГТУ является комбинация 3-ступенчатого осевого КНД и 1-ступенчатого центробежного КВД; оба приводятся в действие 1-ступенчатыми осевыми турбинами. Полезная мощность снимается с 2-ступенчатой силовой турбины. Степень повышения давления воздуха в

ГТУ 14,5. Из КВД воздух по четырем трубчатым диффузорам направляется в кольцевую КС, имеющую 12 топливных форсунок и одну извлекаемую из объема КС свечу зажигания. При работе на природном газе ГТУ имеет базовую мощность 3,2 МВт, КПД – 31 %, расход выхлопных газов – 12,8 кг/с при их температуре 537 °С. Камера сгорания в 2002 г. была снабжена системой каталитического подавления эмиссии  $\text{NO}_x$ , ранее успешно зарекомендовавшей себя на предшествующей ГТУ ST-18.

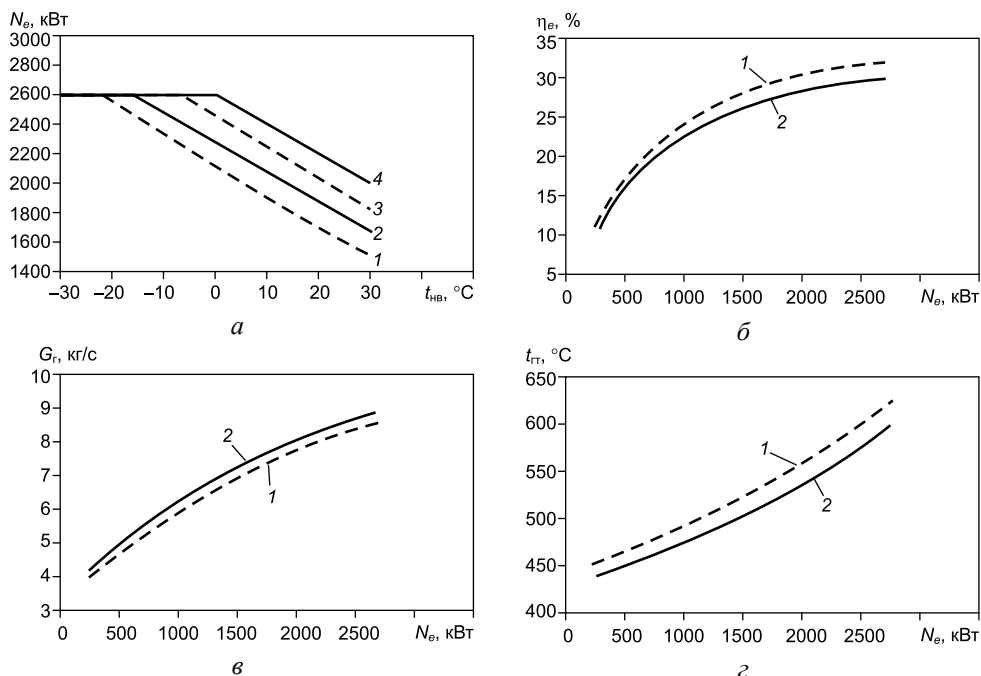


Рис. 2.49. Климатические (а), нагрузочные (б) и теплофикационные (в, г) характеристики ГТД ST-18 [35] (1 – сухая КС; 2 – с впрыском воды; 3 – режим максимальной мощности при сухой КС; 4 – то же при впрыске воды).

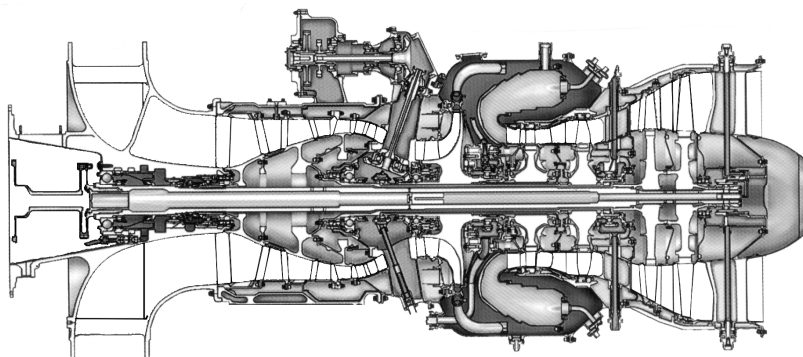


Рис. 2.50. Конструктивная схема ГТУ ST-30 мощностью 3,2 МВт.

Новой более мощной моделью в ряду двигателей ST является ГТУ ST-40, произведенная на базе авиационного двигателя PW150A (рис. 2.51). ГТД ST-40 последовала за представленным на рынке ГТД ST-30 промышленного и морского назначения. Именно потенциал этого двигателя реализован в модели двигателя ST-40. ГТУ состоит из газогенератора и свободной силовой турбины, вследствие чего имеет три независимо вращающихся узла, собранных по схеме «вал в валу» [45]. Осевой компрессор низкого давления имеет три ступени сжатия, после которого следует одна ступень компрессора высокого давления центробежного типа, причем каждый из компрессоров приводится в действие 1-ступенчатой газовой турбиной. Съем полезной мощности осуществляется с 2-ступенчатой свободной силовой турбины с холодной стороны двигателя, для чего, как и в модели ST-18, выходной вал проходит внутри полых валов компрессоров. Система сжигания топлива состоит из противоточной кольцевой камеры сгорания, топливных горелок и свечей зажигания. В двигателе имеется входное радиальное устройство для входа воздуха, которое служит также для установки механической понижающей передачи и других приводных агрегатов двигателя.

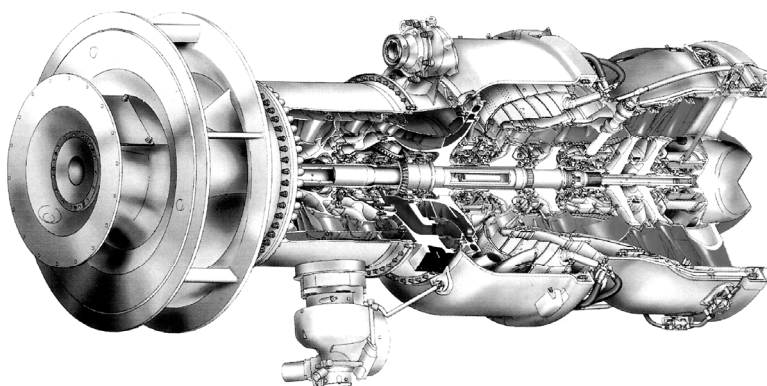


Рис. 2.51. Конструктивная схема ГТУ ST-40 [45].

Масса «сухого» двигателя составляет  $\approx 500$  кг. Силовая турбина двигателя имеет частоту вращения в 14 875 оборотов в минуту. Двигатель может работать на природном газе или на жидком топливе с присадкой воды или без таковой. С 2001 г. внедрена камера сгорания, которая имеет низкие уровни выбросов вредных веществ и которая может работать и на природном газе, и на жидком топливе.

Улучшенные покрытия лопаток и сопел горячей секции, уже достаточно проверенные в родоначальной конструкции авиационного двигателя, способствовали росту мощности двигателя и продолжительности жизни его компонентов. Проточная часть двигателя была также улучшена для оптимизации работы двигателя на режимах большей мощности. При утилизации теплоты выхлопных газов двигателя можно выработать примерно 8,5 т/ч насыщенного пара при давлении 1,0 МПа без использования вспомогательных горелочных устройств.

#### 4.7. ГТУ фирмы Kawasaki Heavy Industries (KHI)

Фирма Kawasaki выпускает промышленные ГТУ в диапазоне мощности 0,6–12 МВт, технические характеристики которых приведены в табл. 2.26.

Таблица 2.26  
ГТД малой мощности фирмы Kawasaki Heavy Industries

Показатель	Модель							
	M1A-23	M1T-06	M7A-01 <sup>ST</sup>	M1A-06	KT-1334	RA-165	RA-141	M7A-01
Номинальная мощность (на валу двигателя), МВт	2,040	2,810	6,750	1,495	2,855	6,110	4,005	5,950
КПД, %	23,0	21,0	34,0	21,9	29,8	17,6	26,0	30,5
Температура газа на входе, °С	1160	943	–	960	520	477	528	1175
Степень повышения давления	–	9,0	12,7	9,0	–	–	–	12,7
Расход воздуха, кг/с	–	9,30	21,40	9,30	16,05	27,90	17,70	21,50
Температура газа на выходе, °С	–	526	545	536	520	477	528	555
Частота вращения выходного вала, об/мин	–	1500	1500	1500	–	–	–	14 000
Удельный расход теплоты, кДж/кВт·ч	–	17 160	10 600	16 470	12 065	20 410	13 835	11 810

Европейских заказчиков обслуживает расположенная вблизи г. Франкфурта компания Kawasaki Gas Turbine Europe (KGE). Компания также предлагает на рынке пэкеджи семейства ГТУ M1A в диапазоне мощности до 3 МВт, возможна поставка с оборудованием для когенерации.

ГТУ M1A, показанная на рис. 2.52, имеет 2-ступенчатый центробежный компрессор и 3-ступенчатую осевую газовую турбину [46]. ГТУ M1A-13CC в комбинированном цикле Ченга обеспечивает КПД 31,9 % при мощности 2,3 МВт. Такая установка работает на табачной фабрике в Германии.

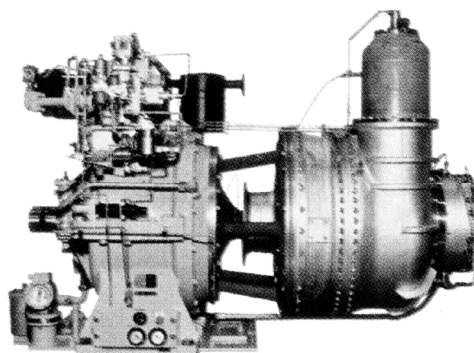


Рис. 2.52. Внешний вид ГТУ M1A-13 мощностью 1,47 МВт [46].

КНИ впервые применила камеры сгорания DLE для ГТУ малой мощности, в частности на ГТУ М1А-13 мощностью 1,47 МВт. С этой целью стандартная КС была увеличена и в ней установлена экспериментальная горелка предварительного смешения для получения обедненной смеси. На ГТУ мощностью 1,5 МВт (установленной на текстильной фабрике в Венгрии) достигнуты выбросы  $\text{NO}_x$  менее  $60 \text{ мг/м}^3$  и  $\text{CO} - 65 \text{ мг/м}^3$ .

Одной из последних моделей ГТУ этого семейства мощностью 5–7 МВт является М7А, выпущенная в 1994 г. (рис. 1.14) [35]. Эта одновальная ГТУ для привода электрогенератора имеет мощность 5,95 МВт в условиях ISO при КПД (на выходном валу) 30,5 %. Осевой компрессор имеет 12 ступеней, степень повышения давления 12,7. Для снижения эрозионного и коррозионного износа лопатки компрессора выполнены с широкой хордой; это также улучшило аэродинамические характеристики компрессора. ВНА и первые четыре ступени имеют поворотные направляющие лопатки. Это позволяет изменять расход воздуха через двигатель при изменении нагрузки на выходном валу.

Камера сгорания трубчатого типа имеет 6 пламенных труб. Благодаря укороченной выходной секции КС потребляет меньше воздуха для охлаждения. В результате этого снижается температура пламени и эмиссия  $\text{NO}_x$  имеет низкий уровень, несмотря на высокую ( $1175 \text{ }^\circ\text{C}$ ) температуру газов на входе в турбину.

Турбина выполнена 4-ступенчатой, что снижает нагрузку на ступень по сравнению с традиционным вариантом, чем достигается высокая эффективность. Сопловые и рабочие лопатки первых двух ступеней имеют воздушное охлаждение. Конструкция турбины, включая систему охлаждения, использует современные достижения в области авиадвигателей. Рабочие лопатки имеют защитные покрытия. Частота вращения ротора 14 000 об/мин.

Ротор имеет два опорных подшипника и один упорный со стороны компрессора (подшипник скольжения). Редуктор снижает частоту вращения выходного вала до 1500 об/мин. Масса 4,5 т, габаритные размеры – длина 3,6 м; диаметр – 1,1 м.

Климатические характеристики ГТУ М7А-01 показаны на рис. 2.53; при температуре наружного воздуха  $+30 \text{ }^\circ\text{C}$  мощность составляет 5,03 МВт при КПД 28,8 %. Характеристики ГТД М7А-01 приведены в расчете на газообразное топливо ( $Q_H^p = 49 \text{ МДж/кг}$ ), без гидравлических потерь на входе воздуха в компрессор и выхлопе из турбины.

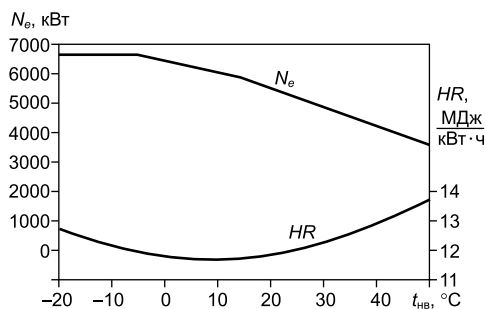


Рис. 2.53. Влияние температуры окружающего воздуха на мощность и удельный расход теплоты двигателя М7А-01.

Мощность и КПД указаны на выходном валу редуктора. Горячим элементам ГТУ гарантируется срок службы 30 тыс. ч. Первая ГТУ М7А в Европе установлена на химическом заводе в Австрии.

Одновальная ГТУ L20А с началом производства в 2001 г. имеет мощность 18 МВт при 9420 об/мин и КПД = 35 %. ГТУ предназначена в основном для когенерационных систем и парогазовых станций благодаря высокой температуре вы-

хлопных газов ( $545\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), при этом могут быть достигнуты  $\text{Кит} = 80\%$  и КПД  $47\text{--}49\%$ . Осевой компрессор – 11-ступенчатый со степенью повышения давления 18 и расходом воздуха  $57\text{ кг/с}$ . Он снабжен поворотными направляющими лопатками в пяти первых ступенях, включая ВНА. Газовая турбина – 3-ступенчатая, температура газов на входе –  $1250\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Рабочие лопатки первых двух ступеней газовой турбины имеют эффективное воздушное охлаждение. Камера сгорания имеет 8 пламенных труб, работает с предварительным смешением топлива с воздухом по технологии сжигания обедненной топливной смеси, при этом выбросы  $\text{NO}_x$  составляют  $23\text{ ppm}$ . КС может использовать кроме природного газа также керосин и дизтопливо. Для подготовки топливного газа используется дожимной топливный компрессор производительностью  $6000\text{ м}^3/\text{ч}$  и с давлением  $0,4\text{ МПа}$  на входе и  $2,64\text{ МПа}$  на выходе. Моторесурс до капитального ремонта – 40 тыс. ч. Габариты ГТУ  $6,6 \times 2,0 \times 2,2\text{ м}$ .

#### 4.8. Турбогенераторные установки с ГТД фирмы Rolls-Royce

Компания Rolls-Royce на базе авиационных ТРД производит промышленные ГТУ в трех классах мощности – 5, 25–30 и 50–60 МВт. Технические характеристики этих ГТУ представлены в табл. 2.27. Кроме указанных в данной таблице с 2006 г. выпускаются промышленные ГТУ серии Avon 200 мощностью 16,6 и 17,04 МВт с КПД 30,9 и 31,8 %, соответственно, и модель MT30 мощностью 36 МВт с КПД 39,7 % при начальной температуре газа  $1243\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Непосредственно компанией Rolls-Royce было выпущено более 2500 промышленных ГТУ семейства 501 мощностью 4,1–6,15 МВт для привода нагнетателей природного газа, нефтяных насосов и электрогенераторов [47]. ГТУ разработаны на основе авиационных ГТД Т-56, установленных на транспортных самолетах Hercules С-130, поэтому имеют модульную конструкцию и выполняются в одно- и двухвальных вариантах для приводов электрогенераторов и центробежных нагнетателей соответственно. ГТУ имеют 14-ступенчатый осевой компрессор (рис. 1.46); более мощные модели (КВ7 и КС7) имеют дополнительные ступени компрессора на входе для повышения массового расхода воздуха и степени повышения давления. В двухвальной конструкции ГТУ 2-ступенчатая ТВД вращает компрессор высокого давления, а 2-ступенчатая ТНД вращает компрессор низкого давления, с вала которого снимается также полезная мощность ГТУ. Камера сгорания – трубчатокольцевая, имеет шесть пламенных труб с установленными в них многотопливными горелками, способными работать и на низкокалорийных газах. Низкоэмиссионными (DLE) КС снабжается модель 501-К, в других моделях для подавления эмиссии  $\text{NO}_x$  используется впрыск воды. Одновальная модель 501-К достаточно компактна: ее длина составляет 2,7 м, масса – 766 кг.

Фирма Centrax Gas Turbines (США) на основе ГТУ семейства 501 производит энергетические пэкеджи со всем необходимым для эксплуатации вспомогательным оборудованием; три модели этих электростанций 501-КВ3, -КВ5, -КВ7 мощностью 2,7; 3,9 и 5,3 МВт и КПД – 25; 29,1 и 32,1 % соответственно. Все ГТУ одновальные, привод электрогенератора осуществляется через редуктор.

Таблица 2.27

**Технические характеристики газотурбогенераторных установок  
фирмы Rolls-Royce**

Показатель	Модель ГТУ										
	M1A-23	501-KB5S	501-KB7S	501-KH5	501-KH7	MF-111B	RB211-G62 <sup>1)</sup>	RB211-GT62 <sup>1)</sup>	RB211-GT61 <sup>1)</sup>	Trent 50 <sup>1)</sup>	Trent 60 <sup>1)</sup>
Электрическая мощность, МВт	2,04	3,90	5,30	6,45	7,81	14,48	27,52	29,50	32,12	51,50	58,00
КПД эл., %	25,0	29,0	31,5	40,1	39,6	30,9	36,2	37,7	39,3	40,9	42,1
Степень повышения давления	11,2	10,3	13,9	12,5	13,5	14,7	20,8	21,5	21,5	33,0	36,0
Расход выхлопных газов, кг/с	9,3	15,4	21,1	18,4	23,5	56,8	91,7	95,8	94,4	151,7	165,7
Температура газа на выходе, °С	575	560	498	530	535	544	500	493	503	444	423
Частота вращения СТ, об/мин	22 000	14 200	14 600	14 600	14 600	9660	4800	4800	4850	3000	3000
Масса, т	17,0	23,6	29,0	38,1	39,0	145,3	183,0	–	–	232,0	–
Габариты, м											
– длина	5,5	7,65	9,0	9,0	9,6	14,4	21,30	–	–	28,0	28,0
– ширина	2,5	2,25	2,7	2,7	3,0	3,6	4,05	–	–	5,0	5,0
– высота	2,6	2,80	3,0	3,0	3,0	3,6	4,05	–	–	12,5	12,5

<sup>1)</sup> – оснащены камерами сгорания DLE.

Для энергоустановок в диапазоне мощности 25–32 МВт компания традиционно использует ГТУ, разработанные на основе авиационного двигателя RB211, внешний вид которого показан на рис. 2.54. Эти ГТУ позволяют использовать широкий спектр конфигураций, удовлетворяющий различным требованиям по мощности, режимам эксплуатации, надежности и обслуживанию.

В состав газотурбинного двигателя RB211 входит газогенератор RB211-24G или RB211-24GT и силовая турбина RT56 или RT61/62 [48]. Такая комбинация позволяет создать четыре основные модельные группы двигателей: RB211-6556/6562/6762/6761 мощностью 25,2; 28,5; 29,6 и 31,8 МВт соответственно. Комплектацией газотурбинных электростанций (пэкеджей) полной



заводской готовности с необходимым вспомогательным оборудованием на основе различных моделей ГТД занимаются и другие фирмы, например, Turbomec. Технические характеристики некоторых моделей таких электростанций приведены в табл. 2.28. Все модели оснащаются низкоэмиссионными камерами сгорания DLE (сухое подавление выбросов) или WLE (подавление выбросов с впрыском воды), обеспечивающими уровень эмиссии  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$  при полной и частичной нагрузке 25 и 50 ppm соответственно.

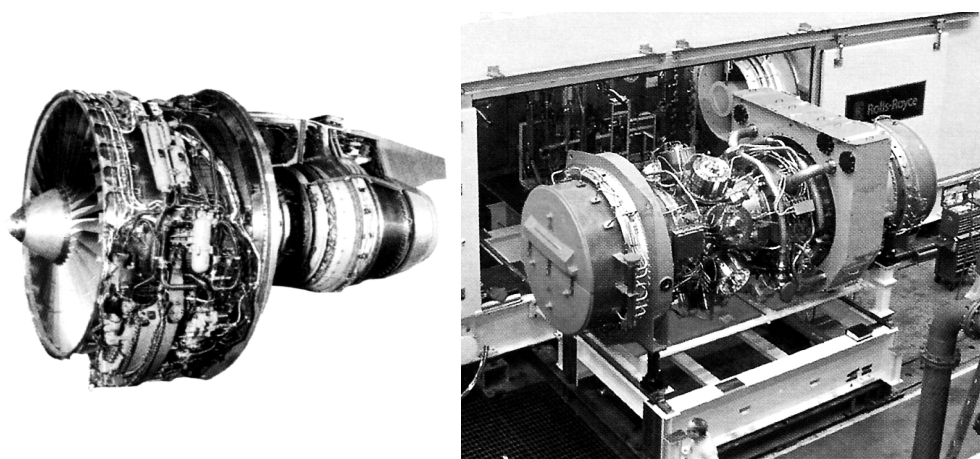


Рис. 2.54. Внешний вид двухконтурного авиационного ТРД RB211 (слева) и монтаж газогенератора на раму промышленной ГТУ RB211.

Таблица 2.28

**Технические характеристики газотурбинных электростанций на базе двигателей Rolls-Royce**

Модель ГТЭС	Модель ГТД	Электрическая мощность, МВт	Удельный расход теплоты, кДж/кВт·ч	КПД, %	Расход газов на срезе сопла, кг/с	Температура газа на выходе, °С
ТВМ-RB211 DLE	RB211-24G DLE	27,171	10177	36,1	93,6	496
ТВМ-RB211	RB211-24G	28,557	9942	36,8	94,2	499
ТВМ-RB211Т DLE	RB211-24GT DLE	32,017	9396	39,1	94,6	503
ТВМ-RB211Т	RB211-24GT	32,307	9396	39,4	94,6	497

Как показал опыт эксплуатации двигателей на различных объектах, их надежность составляет более 99 %. Установки могут работать на газе и жидком топливе, на обедненных газовых смесях и газах со средней и низкой

теплотворной способностью. Модульная конструкция двигателя позволяет производить замену газогенератора в течение 8 ч.

Фирма Cooper-Rolls в 1999 г. представила на рынок обновленную модель из ряда Coberra 6000, соединив модернизированный газогенератор RB211-24G с высокоэффективной 3-ступенчатой свободной силовой турбиной RT 61.

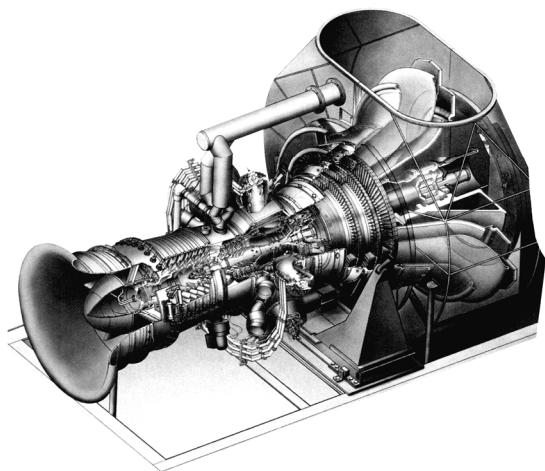


Рис. 2.55. Промышленная ГТУ Coberra 6761 мощностью 31,8 МВт [48].

ГТУ, получившая индекс Coberra 6761 (рис. 2.55), имеет мощность 31,8 МВт, КПД – свыше 40 % и предназначена для привода газовых компрессоров и электрогенераторов. Предыдущая модель Coberra 6562 имела мощность 29,6 МВт. Ключевыми элементами газогенератора являются КНД на повышенный расход воздуха и высокоэффективный КВД от ГТД Trent 800. В нем была также повышена начальная температура газа и установлена камера сгорания DLE. Модернизация газогенератора позволила увеличить мощность на 12 % и снизить расход топлива на 6 %.

ССТ RT61 проектировалась специально под газогенератор RB211-24G; ресурс лопаток первой ступени турбины назначен 50 тыс. ч, а других горячих ее элементов – 100 тыс. ч. Конструкция турбины включает 5 отдельных модулей, что позволяет до минимума сократить время ремонта двигателя. Самые горячие модули – межтурбинный корпус и турбинные модули – могут быть быстро заменены без перемещения других модулей или отсоединения приводного оборудования. Другие модули инспектируются на месте.

Межтурбинный корпус, соединяющий газогенератор и силовую турбину, несет на себе 46 сопловых лопаток первой ступени ССТ, из которых 11 выполнены полыми для подвода охлаждающего воздуха во внутренние полости ротора (рис. 2.56).

Модуль турбины содержит 3-ступенчатый ротор с сопловыми аппаратами двух последних ступеней, установленными в наружном корпусе. Рабочие лопатки всех трех ступеней имеют бандажные полки для дэмпфирования колебаний с выполненными на них гребнями радиальных уплотнений. Рабочие лопатки имеют удлиненные ножки с елочным хвостовиком, что обеспечивает эффективное охлаждение ротора. Турбинные диски соединяются между собой и с фланцем вала с помощью прецизионных стяжных болтов.

Статорная часть турбинного модуля содержит сопловые лопатки второй и третьей ступеней (по 60 штук в каждой), межступенчатые диафрагмы с уплотнениями типа хонейкомб и основной корпус. По внутреннему диаметру лопатки опираются на кольцевую диафрагму. Проектирование сопловых ло-

паток ССТ выполнялось по методикам, применяемым в компании Rolls-Royce для авиационных ГТД.

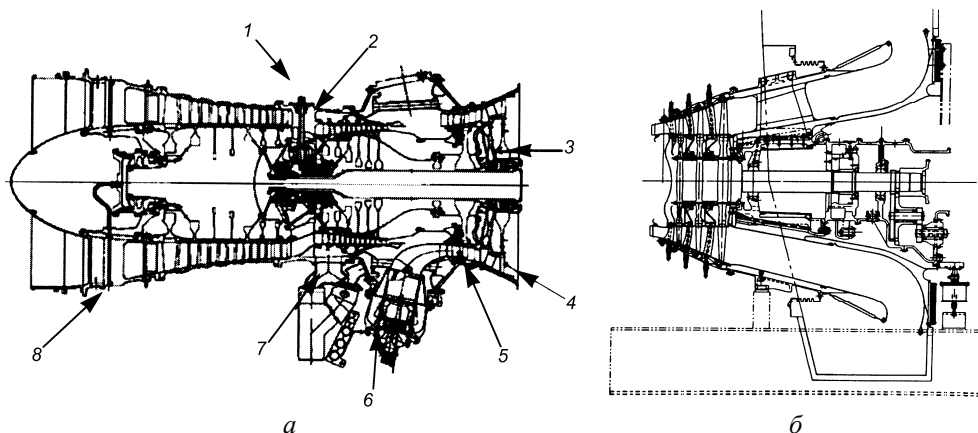


Рис. 2.56. Конструктивные схемы газогенератора RB211-24G (а) и свободной силовой турбины типа RT61 (б) [48]:

1 – датчик скорости; 2 – место для ввода бороскопа; 3 – опора турбины; 4 – лопатки турбины; 5 – лопатки компрессорной турбины; 6 – система сгорания DLE; 7 – КВД от ГТД Trent 800; 8 – КНД повышенного расхода.

Полный модуль ССТ может быть быстро заменен на месте, для чего достаточно сдвинуть подшипники, открутив один ряд болтов. Упорный подшипник можно заменить без снятия ротора. Трубопроводы системы смазки подшипников подведены со стороны заднего конца вала турбины и не пересекают тракт выхлопных газов. Корпуса подшипников имеют вертикальные разъемы с кольцевыми проточками для снижения утечек.

Фирма Cooper-Rolls производит также промышленные ГТУ на основе газогенераторов компании Allison; основные показатели выпускаемой продукции представлены в табл. 2.29.

В классе ГТУ средней мощности фирма Rolls-Royce производит промышленную ГТУ Trent 60, созданную на базе авиационного двигателя Trent 800 и являющуюся одной из самых совершенных по надежности и экономичности: при мощности 58 МВт ее КПД достигает 42 %. Trent 60 – трехвальная ГТУ, одинаково пригодная как для привода нагнетателей компрессоров и насосов, так и электрогенераторов. Степень сжатия компрессора 36 – является одной из самых высоких для промышленных газовых турбин. Trent 60 комплектуется камерами сгорания DLE (мощность 51,6 МВт) или WLE (58 МВт). Частота вращения силового вала составляет 3000 об/мин, поэтому редуктора для подключения генератора не требуется. Отбор мощности осуществляется с каскада низкого давления газогенератора со стороны горячего конца двигателя. Из рис. 2.57, б видно, что при температуре наружного воздуха ниже 19 °С мощность двигателя не меняется и составляет 58 МВт.

Пэкедж турбогенератора сконструирован по модульному принципу с целью простоты монтажа и легкости обслуживания. Электрогенератор

монтируется с приводным двигателем на общей раме в комплекте с общей масляной системой и системой управления. Мощность пускового электродвигателя 230 кВт; время запуска из холодного состояния до принятия полной нагрузки – 10 мин.

Таблица 2.29

**Промышленные ГТУ производства фирмы Cooper-Rolls**

Модель ГТУ	Тип газогенератора	Мощность, МВт	КПД, %	Частота вращения ССТ, об/мин
CR501-KC5	Allison 501	4,100	29,6	13600
CR501-KC7	Allison 501	5,370	32,1	13600
CR601-KC9	Allison 601	6,715	33,7	11500
CR601-KC11	Allison 601	8,200	34,0	11500
Cobbera 2648	Avon	15,185	29,4	5500
Cobbera 2656	Avon	15,660	30,3	4950
Cobbera 6556	RB211	25,040	35,8	4950
Cobbera 6562	RB211	29,608	38,0	4800
Cobbera 6761	RB211	31,670	40,1	4850
Trent	Trent	52,550	42,5	3000/3600

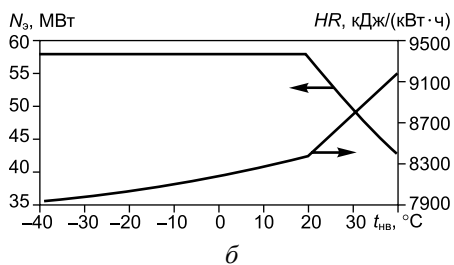
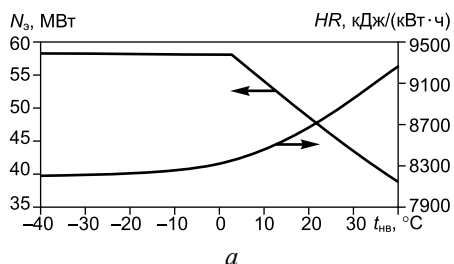
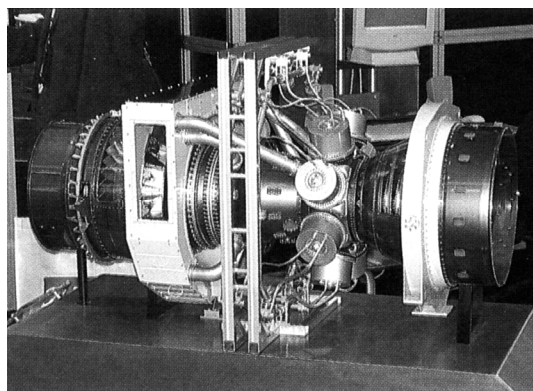


Рис. 2.57. Выставочный образец ГТУ Trent 60 (слева) и климатические характеристики ГТУ средней мощности Trent 50 (а), Trent 60 (б) [47].

Модификация Trent 50 с полезной мощностью 52 МВт имеет камеру сгорания стадийного сжигания топлива с восемью пламенными трубами; эмис-

сия  $\text{NO}_x$  не превышает 25 ppm. Климатические характеристики ГТУ приведены на рис. 2.57.

#### 4.9. ГТУ производства фирмы Siemens

Газотурбинное направление деятельности фирмы представлено тремя крупными научно-производственными центрами, специализирующимися на разработке и изготовлении газотурбинных установок малой (4–13 МВт), средней (16–55 МВт) и большой (58–340 МВт) мощности и соответственно базирующимися в гг. Линкольн (Великобритания), Финспонг (Швеция) и Германии.

До присоединения к концерну Siemens фирмы Westinghouse (США) стационарные энергетические ГТУ выпускались в диапазоне мощности 62–191 МВт и включали три типоряда машин – V64, V84 и V94. Путь разработки ГТУ вплоть до создания нового типового ряда 3А начинался с внедрения машин V84.2 и V94.2. ГТУ моделей V64.3А и V94.3А получены методом масштабирования установки V84.3А, при этом коэффициент масштабирования составляет соответственно 1,2 и 0,67. Технические данные этих ГТУ фирмы приведены в табл. 2.30. Следует обратить внимание на кардинальное изменение индексации моделей энергетических и приводных ГТУ, выпускаемых на заводах входящих в концерн Siemens. В диапазоне мощности до 50 МВт новая индексация моделей ГТУ содержит аббревиатуру SGT (Siemens Gas Turbines) с указанием номера серии от 100 до 900, а для ГТУ большей мощности, кроме SGT индекс включает рабочую частоту тока (5 – для 50 Гц, 6 – для 60 Гц) и соответствующий номер серии (от 1000 и выше). Поскольку в технической литературе все чаще употребляются эти новые индексы ГТУ, в табл. 2.30 и 2.31 приводится их идентификация со старыми названиями.

С 1990 г. по соглашению с фирмой Pratt & Whitney при разработке ГТУ используется оправдавшая себя на практике технология авиационных двигателей. Базовая концепция машин 3А характеризуется следующими особенностями:

- дисковый ротор с центральной стяжкой и хиртовым соединением с боковой стороны дисков;
- два расположенных на концах ротора подшипника;
- генератор, расположенный со стороны компрессора;
- осевой выхлопной диффузор.

Осевой компрессор – 15-ступенчатый, для облопачивания компрессора применяются новые профили лопаток с заданным распределением скорости потока, что обеспечивает высокий КПД. Со стороны всаса расположен регулируемый ВНА. Ввиду повышения термических нагрузок последние семь ступеней направляющих лопаток смонтированы в обойму направляющих аппаратов. С целью обеспечения оптимального охлаждения лопаток турбины на различных ступенях компрессора имеются устройства для отбора воздуха.

На ГТУ устанавливается (взамен двух выносных КС) кольцевая камера сгорания; количество горелок варьируется в зависимости от модели (мощности) ГТУ. Зона горения кольца гибридных горелок расположена непосредственно перед первым сопловым аппаратом турбины. Камера сгорания имеет внешний и внутренний литые корпуса, причем внешний выполнен с

горизонтальным разъемом. Поверхности, обращенные к камере сгорания, облицованы теплозащитными щитками и охлаждаются подаваемым в зазоры воздухом из компрессора.

Таблица 2.30

**Технические данные энергетических ГТУ фирмы Siemens мощностью более 50 МВт**

Модель ГТУ		$N$ , МВт	$\eta_{эл}$ , %	$\pi_k$	$t_1$ , °С	$G_1$ , кг/с	$t_{ГТ}$ , °С	$n$ , об/мин
Новый индекс	Старый индекс							
SGT-1000F	V64.3A	67,7	35,1	15,8	1315,0	191,0	583,0	5400
SGT5-2000E	V94.2	168,0	34,7	11,7	–	531,0	536,7	3000
SGT5-3000E	V94.2A	191,0	36,8	13,3	1215,5	512,6	575,5	3000
SGT5-4000F	V94.3A	286,6	39,5	17,9	–	690,0	577,2	3000
SGT5-8000H	–	340,0	39,2	16,0	1426,7	820,0	625,0	–
SGT6-3000E	W501D5A	120,5	34,7	14,2	–	385,5	795,0	3600
SGT6-4000F	V84.3A	170,0	38,0	–	1315,0	454,0	562,0	–
SGT6-5000F	W501F	202,0	38,1	17,4	–	508,5	578,3	3600
SGT6-6000G	W501G	267,5	39,2	19,9	–	583,0	612,8	3600

Газовая турбина – 4-ступенчатая, оптимальная с точки зрения достижения высокого КПД и максимального охлаждающего эффекта. За исключением рабочих лопаток последней ступени все сопловые и рабочие лопатки турбины имеют воздушное охлаждение. Комбинированная конвективно-пленочная система охлаждения апробирована на авиационных двигателях, имеющих более высокие температуры газов перед турбиной.

ГТУ модельного ряда 3А в целом является высокоэкономичной и компактной конструкцией с легким доступом к компонентам, подверженным воздействию горячего газа. В качестве примера на рис. 2.58 показана конструктивная схема энергетической ГТУ средней мощности SGT-1000F (V64.3A), которая эксплуатируется на Тюменской ТЭЦ-1 с 2003 г. [49]. Газотурбинная установка выполнена одновальной с осевым прямоточным движением рабочей среды. Она работает по простому термодинамическому циклу при начальной температуре газа (по ISO) 1190 °С и температуре газов на выходе из турбины 590 °С.

Осевой компрессор ГТУ со степенью сжатия около 16 состоит из 17 ступеней. Он имеет регулируемый ВНА, который при пуске и нагрузках ниже 50 % прикрыт, так что компрессор подает меньший расход. При повышении нагрузки от 50 до 100 % ВНА открывается, обеспечивая постоянную температуру газов за турбиной. ВНА и направляющие аппараты первых десяти ступеней установлены непосредственно в корпусе компрессора. После пятой ступени в нем имеется кольцевая камера, из которой осуществляются антипомпажный сброс и отбор воздуха на охлаждение. Направляющие аппараты 11–17-й ступеней установлены в обойме. Она фиксируется буртом в выточке

центрального корпуса вблизи фланца вертикального разъема, которым он соединяется с корпусом компрессора.

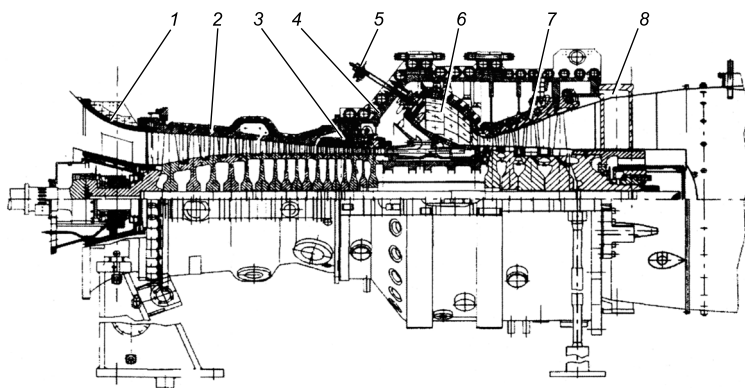


Рис. 2.58. Конструктивная схема энергетической ГТУ средней мощности V64.3A:

1 – передняя опора компрессора; 2 – корпус с направляющими аппаратами компрессора; 3 – обойма; 4 – наружный корпус турбины; 5 – комбинированная горелка; 6 – кольцевая камера сгорания; 7 – турбина; 8 – выходной корпус турбины.

В ГТУ применена кольцевая камера сгорания с 24 гибридными горелками, равномерно размещенными по окружности. В низкоэмиссионной КС фирмы Siemens применяется сжигание обедненной предварительно подготовленной топливоздушной смеси с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha = 1,8 \div 2,1$ . Основным недостатком горелок с предварительным смешением топливоздушной смеси – узкий диапазон их стабильной работы – преодолен созданием конструкции гибридной горелки, которая дополнена топливным каналом для создания диффузионного факела. В результате такая горелка может работать и как пилотная (дежурная) диффузионная горелка, и как горелка с предварительным смешением. Устройство такой горелки показано на рис. 2.59. Горелка имеет три сопловых системы подачи газа: сопло диффузионной горелки, сопла РМ-горелки, сопла пилотных горелок для работы РМ-горелок.

Переключение с одного вида сопл на другой осуществляется автоматически без останова ГТУ специальными шаровыми кранами. Горелки указанного типа устанавливаются в КС ГТУ известных моделей V64, V84 и V94 фирмы Siemens. Для сжигания жидкого топлива в каждой горелке имеется расположенная вдоль ее оси топливная форсунка. За счет дополнительной сопловой системы, которая инжектирует воду или пар в зону горения диффузионного пламени, эмиссия  $\text{NO}_x$  принимает низкие уровни по всему рабочему режиму ГТУ. Рабочий диапазон РМ-горелок может быть расширен путем уменьшения расхода первичного воздуха пропорционально снижению расхода топлива с помощью регулирующего кольца на пламенной трубе КС в области подвода вторичного воздуха. При открытии или закрытии кольцевого ряда отверстий изменяется отношение расходов вторичного воздуха к первичному. Следовательно, в определенном

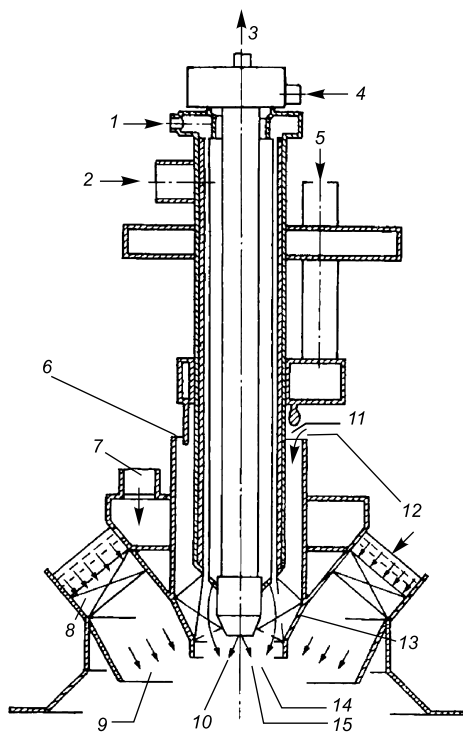


Рис. 2.59. Гибридная горелка для ГТУ фирмы Siemens [50]:

1 – поток природного газа к соплам пилотных горелок; 2 – поток природного газа к соплам диффузионных горелок; 3 – рециркуляция жидкого топлива; 4 – подача жидкого топлива; 5 – пар или вода; 6 – впрыскивание пара; 7 – поток природного газа к соплам горелок предварительного смешивания; 8 – диагональная решетка; 9 – смесь из природного газа и воздуха для работы горелок предварительного смешивания; 10 – жидкое топливо; 11 – впрыскивание пара; 12 – воздух для горения; 13 – осевая решетка; 14 – природный газ для пилотной горелки; 15 – природный газ для работы диффузионных горелок.

лых валов, соединенных центральной стяжкой. Опорами ротора являются два подшипника, размещенные на входе в компрессор и выходе из турбины. Упорный подшипник расположен на входе в компрессор. Предусмотрен гидropодъем ротора маслом высокого давления, которое подается в режимах запуска и останова. Для передачи крутящего момента от ротора турбогруппы

диапазоне нагрузки ГТУ можно сохранить неизменными коэффициент избытка воздуха и настроенные уровни эмиссии  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$ .

При запуске и нагрузке, равной примерно 20–25 % номинальной, в камере сгорания осуществляется диффузионное горение, в диапазоне нагрузок от 20 до 60 % – смешанное горение с сохранением диффузионного факела и подачей части топливного газа через каналы предварительного смешения. При нагрузках 60–100 % номинальной в камере сжигается топливо, предварительно перемешанное с воздухом. Сохраняется лишь подача газа на пилотные горелки для создания стабилизирующего диффузионного факела. В этом режиме обеспечивается низкое содержание  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$  в продуктах сгорания.

Турбина ГТУ 4-ступенчатая с осевым выходом газов. Все сопловые лопатки и рабочие лопатки первых трех ступеней выполнены с внутренним воздушным охлаждением, на первых трех ступенях использованы термозащитные покрытия. Воздух для охлаждения и уплотнения элементов турбины отбирается из проточной части компрессора. Для охлаждения рабочих лопаток он подается по каналам внутри ротора. Корпус турбины состоит из внешней цилиндрической обечайки и внутренней обоймы, в которой крепятся сопловые лопатки. Он выполнен с горизонтальным разъемом и защищен комбинированной звуко- и теплоизоляцией. Ротор турбогруппы состоит из отдельных дисков, переднего, центрального и заднего по-



на электрогенератор установлен редуктор, который понижает частоту вращения от 5413 до 3000 об/мин. Редуктор рассчитан на передачу мощности 85 МВт.

Газотурбинная установка поставляется подготовленным к работе транспортным блоком под шумопоглощающей обшивкой, образующей контейнер, который устанавливается на плоский фундамент. Вспомогательные системы (масляный бак, блоки системы вентиляции и гидравлической системы) вынесены за контейнер.

Начиная с 2000 г. фирма Siemens кроме широко известных моделей V64 и V94 предлагает поставку ряда промышленных ГТУ малой и средней мощности (до 50 МВт, табл. 2.31) для приводов генераторов и технологического оборудования. Эти ГТУ получили фирменный индекс SGT-100–SGT-900. Промышленные ГТУ малой мощности (SGT-100–SGT-500) являются продукцией научно-производственного центра в г. Линкольн (Великобритания), имевшие ранее названия Typhoon, Tornado, Tempest, Cyclone. Новая индексация этих ГТУ и их технические данные представлены в табл. 2.31 [30].

Таблица 2.31  
ГТУ малой и средней мощности, предлагаемые фирмой Siemens

Модель ГТУ		N <sub>э</sub> , МВт	η <sub>эл</sub> , %	HR, кДж/кВт·ч	π <sub>к</sub>	G <sub>г</sub> , кг/с	t <sub>гг</sub> , °С	n, об/мин	NO <sub>x</sub> , ppm
Новый индекс	Старый индекс								
SGT-100	Typhoon	4,70– 5,25	30,5	11 815	14,6	20,8	530	17 384	≤25
SGT-200	Tornado	6,75/ 7,68	31,5/ 33,0	11 418/ 10 906	12,2/ 12,3	29,3/ 29,5	466/ 489	11 053/ 10 950	≤25
SGT-300	Tempest	7,90	31,2	11 532	13,7	29,8	537	14 010	≤15
SGT-400	Cyclone	12,90/ 13,40	34,8/ 36,2	10 355/ 9943	16,8	39,4	555	9500	≤15
SGT-500	GT35	17,18/ 17,40	32,2/ 32,8	11 180/ 10 979	12,0	92,3	375	3600/ 3450	≤42
SGT-600	GT10	24,80/ 25,40	34,2/ 35,1	10 533/ 10 256	14,0	80,4	543	7700	≤25
SGT-700	GT10C	29,01/ 30,10	36,0/ 37,3	9999/ 9649	18,0	91,0	518	6500	≤15
SGT-800	GTX100	47,00	37,5	9597	19,0	131,5	544	6608	≤15
SGT-900	W251B 11/12	49,50	32,7	11 014	15,3	175,0	514	5425	–

Примечание: в числителе указаны значения для одновальных ГТУ, в знаменателе – для двухвальных.

SGT-100 (Typhoon) – компактная ГТУ поставляется в четырех вариантах исполнения для привода электрогенератора, мощностью 4,70–5,25 МВт, а также для механического привода; имеет наименьшие выбросы NO<sub>x</sub>

(< 25 ppm). Выпускается с 1989 г. ГТУ SGT-200 (Tornado) при начальной температуре газов 1000 °С имеет мощность 6,75 МВт. С 1995 г. производится ГТУ SGT-300 (Tempest) мощностью 7,9 МВт (рис. 2.60, а).

ГТУ SGT-400 (Cyclone) мощностью 12,9 МВт при КПД 34,8 % появилась на рынке в 2000 г., является развитием модели Tempest, представляя типичную промышленную ГТУ [51]. Предназначена для привода электрогенераторов, компрессорных установок и других механизмов. Конструктивная схема приведена на рис. 2.60, б.

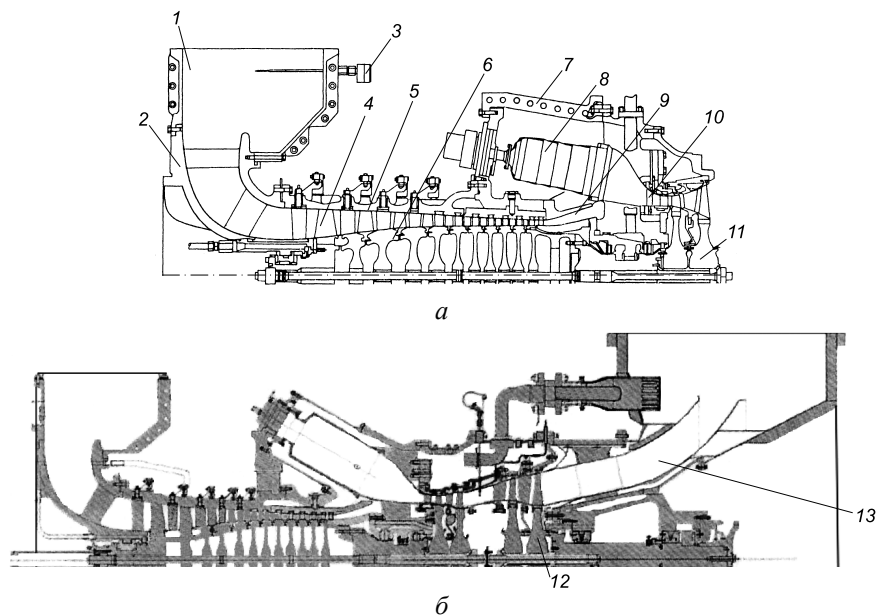


Рис. 2.60. Конструктивные схемы одновальной ГТУ SGT-300 (Tempest) (а) и двухвальной ГТУ SGT-400 (Cyclone) (б) фирмы Siemens [51]:

1 – входная улитка компрессора; 2 – корпус переднего подшипника; 3 – термопара; 4 – регулируемый ВНА; 5 – корпус компрессора с направляющими лопатками; 6 – ротор; 7 – камера сгорания; 8 – пламенная труба; 9 – диффузор компрессора; 10 – переходной участок КС и сопловой аппарат ГТ; 11 – 2-ступенчатая ГТ; 12 – свободная силовая турбина; 13 – выхлопной диффузор.

ГТУ выполнена двухвальной и содержит газогенератор и свободную силовую турбину. 12-ступенчатый компрессор приводится во вращение 2-ступенчатой консольно расположенной турбиной. Вместе они образуют свободный вал, опирающийся на два сегментных подшипника. Проточная часть компрессора заимствована из модели-прототипа и надстроена нулевой трансзвуковой ступенью. При сохранении той же частоты вращения ротора газогенератора (14 100 об/мин) степень сжатия в компрессоре увеличилась с 13,7 до 16,8, а расход воздуха – с 29,05 до 39,40 кг/с. Для обеспечения устойчивости при пуске ВНА и направляющие аппараты первых четырех ступеней компрессора выполнены поворотными.

Газотурбинные установки могут работать на природном газе и дистиллятных жидких топливах. Возможен автоматический переход с одного вида топлива на другой при любых нагрузках. Топливо сжигается в противоточной камере сгорания с шестью пламенными трубами, каждая из которых расположена в собственном цилиндрическом корпусе. Процесс горения организован так, что выбросы  $\text{NO}_x$  не превышают 25 ppm при сжигании газа и 50 ppm при сжигании жидкого топлива. Температура газов на входе в компрессорную турбину составляет 1250 °С. Лопатки обеих ступеней и диски ротора этой турбины интенсивно охлаждаются воздухом, отбираемым из компрессора. Рабочие лопатки выполнены без бандажей.

2-ступенчатая силовая турбина, способная работать с частотой вращения 8–10 тыс. об/мин, выполнена консольной. Для привода электрогенератора необходим понижающий редуктор. Рабочие лопатки обеих ступеней обандажены для уменьшения потерь в радиальных зазорах и расширения допустимого диапазона частот вращения. Диски ротора силовой турбины охлаждаются воздухом, лопатки не имеют охлаждения. Номинальная температура газов на выходе из турбины 555 °С. Подшипники силовой турбины сегментные.

Газотурбинная установка с электрогенератором komponуется в блоке с габаритами 12×2,7×3,65 м; масса блока 60 т.

При комбинированной выработке электроэнергии и тепла в стандартных условиях (наружная температура – 15 °С, потери давления на входе в компрессор – 1 кПа, на выходе из турбины – 2,5 кПа, КПД редуктора – 99 %, КПД электрогенератора – 97 %) тепловая нагрузка может достигать 17,7 МВт (при температуре уходящих газов 150 °С отпуск 27,5 т/ч насыщенного пара с давлением 1 МПа), электрическая мощность составляет 12,5 МВт, электрический КПД – 33,1 %, коэффициент использования тепла топлива – 81 %.

Трубчатые камеры сгорания требуют замены через 24 тыс. ч. Камеры сгорания располагаются под углом к оси двигателя и оснащены горелками с предварительным смещением, работающими в режиме сжигания обедненной топливовоздушной смеси. Предусмотрена поставка в виде пэкеджа полной заводской сборки. Корпус компрессора имеет горизонтальный разъем, позволяющий производить осмотр статорных и роторных лопаток; камеры сгорания с пламенными трубами и воспламенителями легко доступны без снятия основного корпуса.

Выше указывалось, что концерн Siemens является собственником бывшей фирмы ABB STAL в г. Финспонг Швеции, на которых начиная с 1957 г. выпускаются модификации известной модели ГТУ GT35 мощностью 17 МВт, созданной на основе авиационного ТРД (рис. 2.61) [52]. Технические данные этой ГТУ, получившей индекс SGT-500, представлены в табл. 2.31. Конструктивно ГТУ состоит из двухвального газогенератора и силовой турбины, установленных на общей раме. Частота вращения вала силовой турбины 3000 об/мин. Камера сгорания включает в себя семь пламенных труб, заключенных в общую термическую оболочку. В каждой пламенной трубе смонтированы три конусные EV-горелки системы сухого подавления окислов азота. Температура газов на входе в турбину высокого давления составляет 850 °С.

Опоры ротора силовой турбины выполнены в виде гидродинамических подшипников скольжения. ГТУ и электрогенератор имеют общую систему

маслоснабжения с баком объемом  $6 \text{ м}^3$ , вмонтированным в раму. Система вентиляции масляных паров и уплотняющего воздуха позволяет свести к минимуму безвозвратные потери смазочного масла. Масло охлаждается в теплообменниках, включенных в замкнутую систему охлаждения и антиобледенения. Аппараты воздушного охлаждения, установленные снаружи здания, обеспечивают расчетный температурный режим для охлаждающей жидкости замкнутого контура. Воздухоохладители генератора также включены в этот контур. Для пуска газовой турбины используется сжатый воздух. Воздушный ресивер объемом  $3,7 \text{ м}^3$  позволяет выполнить три пуска, без дополнительной подкачки воздуха.

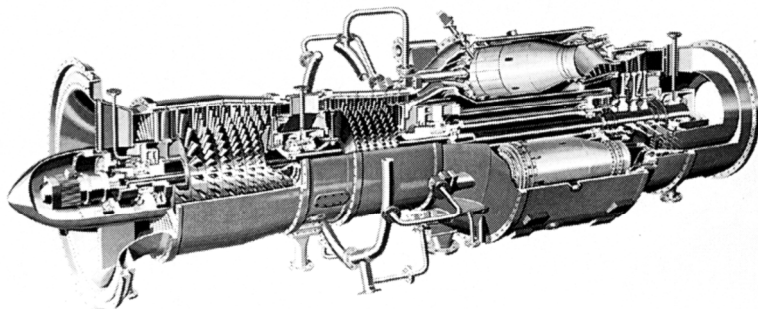


Рис. 2.61. Общий вид SGT-500 мощностью 17 МВт [52].

Газотурбинная установка, электрогенератор и вспомогательные системы установлены в звукотеплоизолирующем контейнере, оборудованном системами освещения, газообнаружения, вентиляции и пожаротушения. Управление газотурбинной установкой и мониторинг рабочих параметров всех систем осуществляется с операторской станции.

Некоторые ГТУ отработали по 200 тыс. ч, при установленном ресурсе 130–160 тыс. ч. Период между капитальными ремонтами составляет 40 тыс. ч для малого и 80 тыс. ч – для большого ремонта. При этом ГТУ характеризуется низкой степенью снижения мощности в послеремонтный период (не более 1%). Время пуска ГТУ до синхронизации не превышает двух минут. Низкий уровень оксидов азота (25 ppm) дает возможность строить площадки электростанций в непосредственной близости к жилым районам.

Модульность конструкции ГТУ и доступность всех узлов позволяет проводить замену достаточно крупных компонентов в минимальный срок и без использования специального подъемного оборудования. При необходимости возможна замена всего газогенератора. Корпус установки оборудован инспекционными окнами и портами для визуального осмотра и исследования с помощью бороскопа. Это существенно облегчает выполнение технических инспекций оборудования.

В 1999–2000 гг. две установки GT35 запущены в эксплуатацию в России (г. Электросталь и на о. Сахалин).

Еще одной моделью промышленной ГТУ, сочетающей в себе принципы конструирования стационарных и авиационных двигателей, является установка SGT-600 (GT-10) (рис. 2.62). Это двухвальная установка, предназначенная для

привода электрогенератора или промышленных потребителей (насосов, компрессоров). Благодаря высокой температуре выхлопных газов ( $543\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) является весьма подходящей для применения в когенерационных циклах.

Газогенератор состоит из 10-ступенчатого осевого компрессора, первые две ступени которого выполнены трансзвуковыми. Названные ступени имеют регулируемую геометрию. Привод компрессора осуществляется 2-ступенчатой газовой турбиной через промежуточный вал. Антипомпажные клапаны, расположенные на

верхней части установки, служат для сброса воздуха из компрессора в процессе запуска. Секция камеры сгорания выполнена по прямоточной кольцевой схеме, пригодной для использования широкого диапазона жидких и газообразных топлив. Сухие горелки обеспечивают для газообразного топлива концентрации вредных выбросов ниже  $25\text{ ppm}$  при  $15\%$   $\text{O}_2$  без впрыска пара или воды. Топливная система обеспечивает автоматический переход в режиме работы под нагрузкой с газового топлива на жидкое и обратно.

Важной особенностью проекта SGT-600 является широкое применение вертикально разъемных цельных кольцевых статорных деталей в высокотемпературной части турбины. Это обеспечивает малые температурные деформации, сохраняя высокий КПД.

2-ступенчатая силовая турбина выполнена по консольной схеме ротора с двумя подшипниками, расположенными в холодной зоне. Частота вращения ротора силовой турбины (номинальная) составляет  $7700\text{ об/мин}$  и понижается редуктором до частоты вращения приводимого оборудования. Все подшипники газовой турбины являются подшипниками гидродинамического типа. Система подачи масла является общей для газовой турбины, редуктора и приводимого оборудования.

Вся установка смонтирована на фундаментной раме, которая содержит бак смазочного масла. Вспомогательные системы располагаются в отдельном помещении, находящемся рядом с основным блоком ГТУ. Масса турбоустановки, включая фундаментную раму и выхлопной патрубок, составляет  $35\text{ т}$ .

Конструкция SGT-600 обеспечивает срок между капремонтами до  $80\text{ тыс. ч}$ , что приводит к высокой эксплуатационной готовности и низким затратам на техобслуживание. Технические характеристики ГТУ представлены в табл. 2.31 в сравнении с показателями других моделей ГТУ. Влияние температуры наружного воздуха на изменение мощности и КПД ГТУ приведены на рис. 2.63.

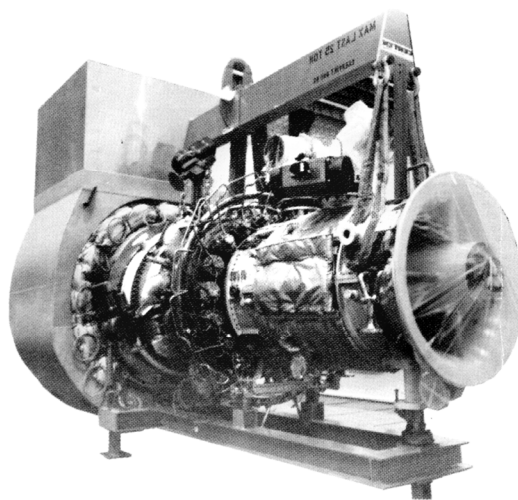


Рис. 2.62. Общий вид ГТУ SGT-600.

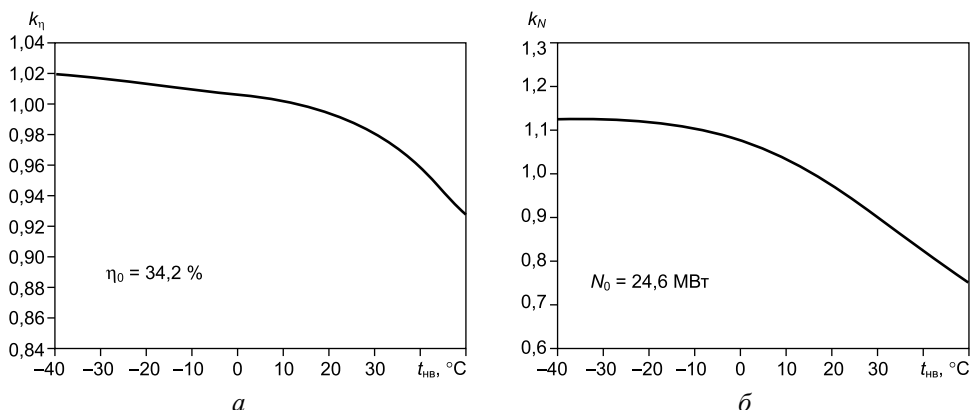


Рис. 2.63. Изменение коэффициентов влияния для КПД (*а*) и мощности (*б*) ГТУ SGT-600 в зависимости от температуры воздуха на входе в компрессор.

ГТУ SGT-700 (GT-10C) является усовершенствованной более мощной версией выпускавшейся ранее установки GT-10B. Эта двухвальная ГТУ простого цикла имеет начальную температуру газа 1140 °С [53]. Компрессор, турбина высокого давления и расположенная между ними кольцевая камера сгорания образуют газогенератор, приводящий во вращение силовую турбину (рис. 2.64). Номинальная частота вращения его вала 9600 об/мин, степень повышения давления в компрессоре 18,1, расход воздуха 91 кг/с. В компрессоре 11 осевых ступеней, две первые из них трансзвуковые. Положение ВНА и направляющих аппаратов первой и второй ступеней регулируется в зависимости от частоты вращения. Для обеспечения устойчивости работы компрессора имеются также два антипомпажных клапана: первый (после второй ступени) закрывается при выходе в режим холостого хода, второй (после шестой ступени) – при достижении нагрузки примерно 8 МВт.

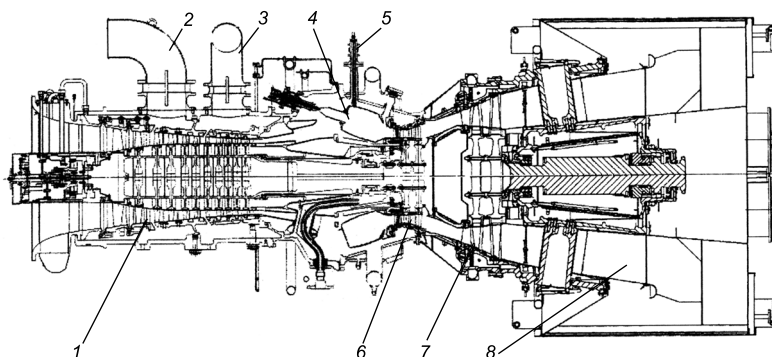


Рис. 2.64. Конструктивная схема SGT-700 мощностью 30 МВт [53]: 1 – компрессор; 2 – антипомпажный клапан № 1; 3 – антипомпажный клапан № 2; 4 – камера сгорания; 5 – свеча зажигания; 6 – турбина высокого давления; 7 – силовая турбина; 8 – выхлопной диффузор ГТУ.

Корпус компрессора имеет горизонтальный разъем. Порты бороскопа расположены на верхней части корпуса в пяти местах вдоль его оси для текущей инспекции состояния лопаток компрессора. Кольцевая камера сгорания снабжена восемнадцатью усовершенствованными конусными горелками, получившими индекс AEV (они успешно эксплуатируются также на модели SGT-800 (GTX100)). Зона горения сформирована листовой металлической конструкцией с пленочным и конвективным охлаждением и внутренним термозащитным покрытием. Для сохранения при снижении нагрузок примерно постоянных избытков воздуха в зоне горения часть его перепускается мимо горелок на выход из камеры сгорания через регулирующий клапан. Ротор компрессора образован электронно-лучевой сваркой полок дисков, и к нему на болтах прикреплены две ступени компрессорной турбины. Ротор установлен на двух подшипниках, один из которых является опорно-упорным. Опорный подшипник расположен в зоне высоких давления и температуры. В масляной полости этого подшипника поддерживается более высокое давление, чем в проточной части газового тракта ГТУ, где он расположен.

Сопловые лопатки первой ступени имеют воздушное конвективно-пленочное охлаждение; рабочие лопатки обандажены, и для снижения протечек газа над их гребнями в статорной части применен материал типа хонейкомб. Свободная силовая турбина – 2-ступенчатая, ее ротор также установлен на двух подшипниках (радиальном и радиально-упорном). Силовая турбина имеет частоту вращения 6500 об/мин и соединяется с электрогенератором через редуктор, понижающий частоту вращения до 1500 об/мин. Температура газа на входе в нее составляет 708 °С, на выходе 518 °С. ГТУ с рамой и вспомогательными механизмами, включая пусковой электродвигатель, имеет массу 80 т. Заявленный ресурс ГТУ до капитального ремонта – 40 тыс. ч.

Новая модель ГТУ SGT-700 выпущенная в 2002 г., установлена в компании по производству сжиженного газа в г. Порт Саиде (Египет) для привода центробежного компрессора. При работе на природном газе КПД ГТУ составляет 37,5 %, выбросы NO<sub>x</sub> – 15 ppm. Основные конструктивные черты и технология производства сохранены теми же, что и в модели GT10B; их показатели сопоставлены в табл. 2.32.

Таблица 2.32

**Технические данные ГТУ**

Модель	Мощность, МВт	КПД, %	Расход воздуха, кг/с	Степень повышения давления	Температура выхлопных газов, °С	Частота вращения силового вала, об/мин
GT10B	24,80	34,2	80,5	14	543	7700
SGT-700 (GT10C)	29,01	36,0	91,1	18	518	6500

В 1998 г. была разработана и запущена в производство новая энергетическая ГТУ средней мощности SGT-800 (GTX100), параметры которой приведены в табл. 2.31 [41]. ГТУ выполнена одновальная с двухпорным ротором, опирающимся на сегментные подшипники скольжения, и приводом электри-

ческого генератора со стороны компрессора через редуктор; номинальная частота вращения ротора 6608 об/мин.

Степень сжатия в 15-ступенчатом компрессоре равна 19. В нем использованы профили, образующие каналы с регулируемой диффузорностью; ВНА и направляющие аппараты первых трех ступеней компрессора выполнены поворотными. Углы установки их лопаток регулируются для повышения экономичности и снижения выбросов при частичных нагрузках, а также для обеспечения устойчивости при пусках. Для этой же цели осуществляется сброс воздуха через антипомпажные клапаны, имеющиеся за пятой и десятой ступенями. Диски ротора компрессора соединены электронно-лучевой сваркой. Вертикальные разъемы в корпусе компрессора обеспечивают расстыковку в осевом направлении, облегчая доступ для обслуживания. Корпус выполнен с наружным охлаждением воздухом, отобранном из компрессора. Это, а также использование истирающихся уплотнений на ступенях от четвертой до пятнадцатой и изготовление обоймы одиннадцатой–пятнадцатой ступеней из сплава IN909 с небольшим коэффициентом линейного расширения, позволяют уменьшить радиальные зазоры и повысить КПД компрессора. После третьей, пятой, восьмой, десятой и пятнадцатой ступеней имеются отборы воздуха для охлаждения турбины.

3-ступенчатая турбина собирается без горизонтального разъема. Диски ротора присоединяются к промежуточному и концевому валам с помощью болтов. Лопатки первых двух ступеней интенсивно охлаждаются воздухом, рабочие лопатки первой ступени монокристаллические.

В кольцевой камере сгорания с 30 низкоэмиссионными EV-горелками могут сжигаться природный газ (выбросы  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO} < 15$  ppm при  $\text{O}_2 = 15\%$ ) и легкое жидкое топливо ( $\text{NO}_x$  и  $\text{CO} < 25$  ppm). Приведенные значения выбросов достигаются при нагрузках от 50 до 100 % без впрыска воды или пара. Работа на двух видах топлива и переход с одного топлива на другое возможны при любой нагрузке. Пламенная труба камеры сгорания выполнена двухстенной. Внутренняя стенка защищена со стороны газов термобарьерным керамическим покрытием. Через щель между стенками протекает охлаждающий воздух, участвующий затем в горении. Камера сгорания не имеет горизонтального разъема. Вся турбогруппа состоит из трех модулей: компрессора, камеры сгорания, турбины.

Мощность бинарной ПГУ с ГТУ SGT-800 и паровым циклом двух давлений без промперегрева пара равна 62 МВт при КПД 54 %. Пуск ГТУ продолжается 13 мин. Нагрузка регулируется путем прикрытия направляющих аппаратов компрессора. При снижении нагрузки от 100 до примерно 60 % оно сопровождается повышением температуры отработавших в турбине газов до 600 °С при неизменной температуре газов перед турбиной. Дальнейшее снижение нагрузки до 20–25 %, соответствующих предельному прикрытию направляющих аппаратов, протекает при постоянной температуре выхлопных газов равной 600 °С. При более низких нагрузках снижаются обе температуры: и перед турбиной, и отработавших в ней газов. При такой программе управления КПД ПГУ с SGT-800 сохраняется неизменным (54 %) до 70 %-ной нагрузки.

Общий вид и компоновка ГТУ SGT-800 показана на рис. 2.65. Газотурбинная установка спроектирована так, чтобы затраты на ее техническое об-



служивание и ремонты были минимальны. Все ремонтные работы могут выполняться в условиях эксплуатации. Предусмотрены лючки для осмотра с помощью бороскопа характерных деталей, а также доступ в трех плоскостях для установки балансировочных грузов. ГТУ может расстыковываться на модули, каждый из которых может сниматься и ремонтироваться на месте. Турбогруппу можно также снимать в собранном виде для заводского ремонта. Для этого она смещается вбок после разборки входного воздухопровода и выходного диффузора. Инспекция и техническое обслуживание ГТУ планируются через каждые 10 тыс. ч, капитальные ремонты – через 40 тыс. ч. За срок службы, который принят равным 120 тыс. ч, ГТУ будет готова к работе 96–97 % времени.

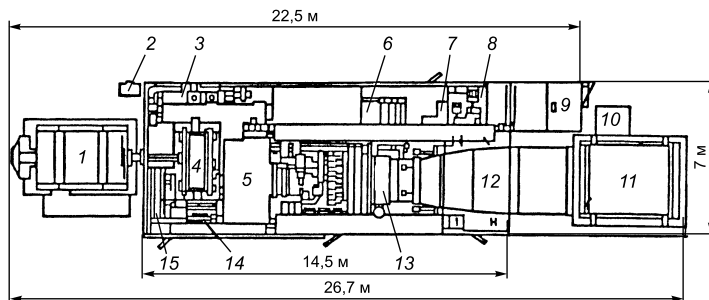
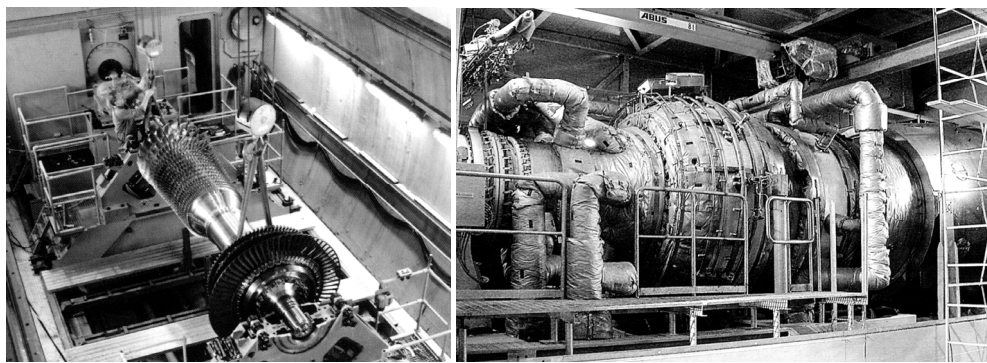


Рис. 2.65. Общий вид и компоновка SGT-800 [41]:

1 – генератор переменного тока; 2 – газ зажигания; 3 – маслонасосы смазки; 4 – редуктор; 5 – вход воздуха; 6 – система очистки; 7 – блок топливного газа; 8 – блок жидкого топлива; 9 – местный щит управления; 10 – система пожаротушения; 11 – выхлоп; 12 – выхлопной диффузор; 13 – газовая турбина; 14 – пусковой двигатель; 15 – пусковой редуктор и муфта.

#### 4.10. ГТУ других зарубежных фирм

Кроме описанных выше моделей ГТУ на рынке также представлена продукция газотурбостроительных фирм с более узкой номенклатурой мощностного ряда ГТУ, однако имеющих вполне современные уровни эффективности

и технологичности [30, 35]. Технические данные некоторых ГТУ малой и средней мощности приведены в табл. 2.33.

Таблица 2.33

**Технические данные ГТУ малой и средней мощности некоторых зарубежных фирм**

Фирма-производитель	Модель ГТУ	$N_e$ , МВт	КПД, %	$\pi_k$	$G_{гт}$ , кг/с	$t_{гт}$ , °С	$n$ , об/мин	Масса, т длина× ширина, м	Год вы- пуска
OPRA Gas Turbines, Нидерланды	OP16-3B(DLE)	1,91	26,9	6,7	8,70	555	26000	1,8; 2,4×1,2	2004
Hitachi, Япония	H-15	15,00	32,2	14,7	52,21	555	9710	195; 24,6×5,7	1990
	H-25	27,50	33,8	14,7	88,07	555	7280	255; 34,5×5,7	1988
Dresser-Rand, США	Vectra 30G	22,80	36,2	17,9	68,60	547	6200	40; 9×4,2	2007
	Vectra 40G	30,50	38,9	22,4	86,40	526	6200	40; 9×4,2	1998
	Vectra 40G4	32,90	39,1	23,3	89,20	542	6200	40; 9×4,2	2007
	DR-61GPP	33,20	38,7	23,0	91,60	525	3600	40; 9×4,2	2005
Mitsubishi, Япония	MF-61	5,925	28,7	15,0	27,24	496	13800	9,8; 3,6×2,4	1989
	MF-111	14,57	31,0	15,0	54,90	530	9660	22; 5,4×2,7	1985
	MFT-8	26,78	38,7	21,0	86,26	464	5000	6,7; 6,9×2,4	1994
	MF-221	30,00	32,0	15,0	108,05	533	7200	50; 7,5×3,6	1994
MAN Turbo, Германия	THM1304-11	10,76	29,8	10,8	49,03	505	8600	77; 15,6×3,6	1999
	THM1304-12	11,52	30,6	11,0	49,03	515	8600	77; 15,6×3,6	2004
	THM1304-14	12,68	31,0	11,0	49,03	545	8600	77; 15,6×3,6	2005
Vericor, США	VPS4	3,519	30,4	9,9	13,80	580	15400	31,8; 7,5×2,7	1999

Компания *OPRA Gas Turbines* (Голландия) была образована в 1991 г. для производства низкоэмиссионных ГТУ малой мощности. Опыт, накопленный при создании газовых микротурбин, позволяет непрерывно увеличивать их мощность.

В 2000 г. компания *OPRA* начала производство ГТУ *OP16* мощностью 1,65 МВт, которая имеет радиальные компрессор и турбину. Этот класс ГТУ называют «мега микротурбинами». Меньшая по мощности модель *OD5* мощ-

ностью 0,5 МВт, производства OPRA Daihatsu считается «большой микротурбиной». Обе эти ГТУ имеют в основе конструкцию полностью радиальной ГТУ KG2 фирмы Dresser-Rand, появившуюся на рынке в 1970-х годах, как источник резервного энергоснабжения. Усовершенствованию подверглись элементы ГТУ, позволившие повысить КПД и снизить выбросы  $\text{NO}_x$  [54].

OP16 оснащена 1-ступенчатым центробежным компрессором со степенью повышения давления 6,7. Центростремительная турбина, выполненная из жаропрочного сплава, имеет воздушное охлаждение. Благодаря консольной подвеске ротора подшипники вынесены из горячей зоны, что повышает надежность и срок службы двигателя, уменьшает трудоемкость технического обслуживания. Два подшипника ротора двигателя установлены со стороны его холодного конца, что позволяет сократить расход смазочного масла. Частота вращения ротора 26 000 об/мин.

В системе управления подготовкой и подачей топливной смеси COFAR использован смеситель со специфической геометрией сопла, который выполняет также функцию стабилизации пламени. Система имеет следующие особенности: при работе на частичных нагрузках эта система обеспечивает образование обедненной топливной смеси и, следовательно, низкую температуру пламени и низкую эмиссию  $\text{NO}_x$ . Когда воздушный клапан закрыт, большая часть воздуха поступает на разбавление продуктов сгорания перед их входом в газовую турбину, т. е. в зону предварительного смешения топлива подается строго дозируемое количество воздуха. Воздушный клапан управляется в зависимости от текущего расхода топлива, определяющего мощность ГТУ. На рис. 2.66 показано поперечное сечение такой низкоэмиссионной камеры сгорания. Для охлаждения пламенной трубы применена система импактных струй (душевое охлаждение). Камера сгорания имеет одно горелочное устройство с двухтопливной форсункой. Как видно из результатов испытаний (рис. 2.66), уровень эмиссии  $\text{NO}_x$  в ГТУ OP16 при работе на природном газе не превышает 5 ppm во всем рабочем диапазоне мощности; при работе на дизтопливе – не более 25 ppm. Это важно для таких стран, как Япония, где стоимость дизтоплива несколько ниже стоимости природного газа.

КПД ГТУ OP16 составляет 26 %; в когенерационном цикле Кит может достигнуть 64 %. В подготавливаемой к производству ГТУ регенеративного цикла на основе OP16 гарантируется КПД 37 %. Сравнительно невысокая степень повышения давления в ГТУ не требует больших затрат энергии при работе дожимного топливного компрессора и, следовательно, улучшает экономические показатели системы. Фирма Daihatsu по лицензии производит OP16 для японского рынка.

Турбогенератор на основе OP16 состоит из ГТД, редуктора, электрогенератора, системы управления, комплекса подключения подачи топлива и воздуха, комплекса отвода продуктов сгорания, устройства пуска. Турбогенератор дополнительно оснащается системой утилизации тепла для использования в режиме когенерации. В зависимости от температуры окружающей среды выходная электрическая мощность составляет 1,5–2,0 МВт.

Запуск двигателя производится электрогидравлическим устройством, которое работает от электросети или автономного источника электрической энергии мощностью 40 кВт. Для передачи мощности от двигателя к генератору

используется планетарный редуктор. Выходной вал редуктора имеет частоту вращения 1500 об/мин и соединен с 4-полюсным синхронным электрогенератором Stamford. Установка может работать на природном газе, дизельном топливе, низкопотенциальном биогазе, попутном нефтяном газе. Корпус турбогенератора разработан с учетом возможности установки контейнера ГТУ на открытой площадке. Уровень шума на расстоянии 1 м от контейнера составляет 85 дБА. При номинальной мощности расход топлива (природного газа) – 712 м<sup>3</sup>/ч. Габаритные размеры ГТУ: 2,53×1,15×1,53 м; вес – 1,8 т.

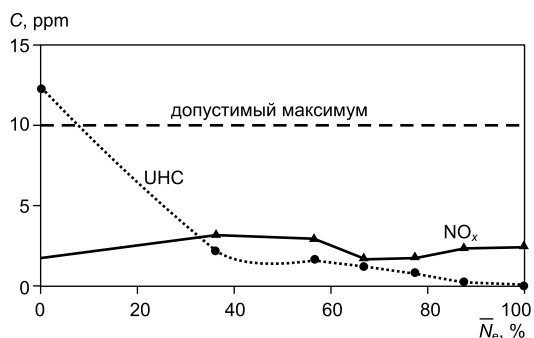
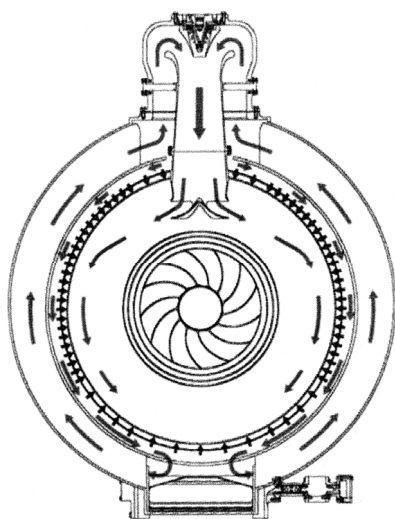


Рис. 2.66. Поперечный разрез OP16 с системой управления сгоранием COFAR (слева) и уровни эмиссий NO<sub>x</sub> и несгоревших углеводородов (УНС) при 15 % O<sub>2</sub> в рабочем диапазоне мощности [54].

Фирма Hitachi с 1964 г. по лицензии GE производит ГТУ моделей от MS3002 до MS9001F. ГТУ Н-15 и Н-25 являются собственной разработкой фирмы и имеют конструктивные особенности типичные для стационарных энергетических ГТУ, а именно: двухпорный ротор, литые корпуса с горизонтальными и вертикальными разъемами, модульные трубчато-кольцевые камеры сгорания, одностороннюю выхлопную улитку с осердиальным диффузором и отбор мощности со стороны входа в компрессор (рис. 2.67).

Технические данные обеих ГТУ указаны в табл. 2.33. Осевой 17-ступенчатый компрессор со степенью повышения давления 14,7 вращается 3-ступенчатой газовой турбиной. Ротор имеет частоту вращения 9710 и 7280 об/мин соответственно для Н-15 и Н-25, поэтому подключение электрогенератора производится через понижающий редуктор. Благодаря повышенной частоте вращения ротора ГТУ могут использоваться для непосредственного привода нагнетателей природного газа или насосов, а также заменять устаревшие приводные ГТУ MS5001. ГТУ Н-25 снабжена противоточной трубчато-кольцевой КС с 10 пламенными трубами, которые установлены под углом 15° к оси ротора. Конструкция КС была приведена на рис. 1.71 предыдущей главы. Начальная температура газов отвечает современному уровню и составляет 1260 °С. Сопловые и рабочие лопатки выполнены точным литьем из жаропрочных сплавов и имеют конвективно-пленочную систему охлаждения (соп-

ловой лопатки 1-й ступени) и конвективное охлаждение рабочих лопаток первых двух ступеней с выпуском охлаждающего воздуха в радиальный зазор на периферии и через щели в выходной кромке лопатки. Обе модели ГТУ снабжены электронными САУ. Благодаря высокой температуре выхлопных газов  $555\text{ }^{\circ}\text{C}$  обе модели могут эффективно использоваться как в когенерационном, так и в парогазовом цикле. В ПГУ состоящей из двух Н-25 и одной паровой турбины обеспечивается мощность 80 МВт и КПД 49,2 %.

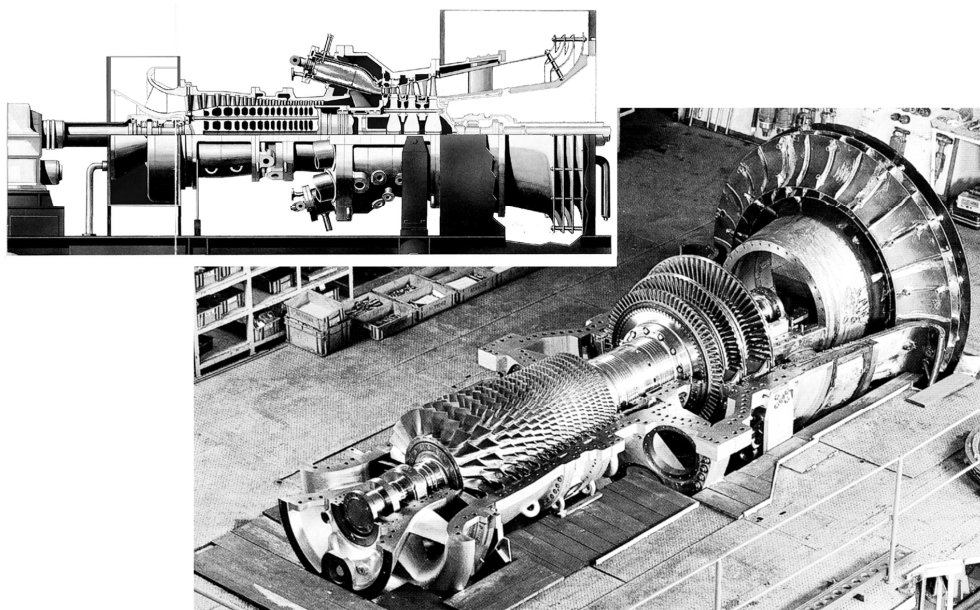


Рис. 2.67. Конструктивная схема (вверху) и общий вид после установки ротора энергетической ГТУ Н-25 фирмы Hitachi мощностью 27,5 МВт [55].

Более подробных сведений о конструктивных особенностях промышленных ГТУ других фирм, упомянутых в табл. 2.33, в доступной авторам литературе не обнаружено.

В данном обзоре не упоминаются новые модели крупных энергетических ГТУ, выпускаемых фирмами GE, Westinghouse, Siemens, Mitsubishi. Описание и характеристики таких ГТУ изложены, например, в работах [30, 35]. Отметим также, что появившиеся на рынке газотурбинные установки весьма малой мощности (30–300 кВт), обычно называемые «микротурбины» или «микротурбогенераторы», рассматриваются в части 3 данного справочного пособия вместе с другими перспективными для когенерации новыми технологиями.

### Литература

1. Баранов Г. Л., Белостоцкая В. А., Билека Б. Д. Комплексный анализ применения газотурбинных установок в электроэнергетических системах // УкрНИИТИ. – Сер. Энергосбережение. – Вып. 2. – К., 1989. – 50 с.

2. Газотурбинные установки. Конструкции и расчет: Справочное пособие / Под ред. Л. В. Арсеньева и В. Г. Тыришкина. – Л.: Машиностроение, 1978. – 232 с.
3. Бондаренко А. С., Романов В. В. Опыт применения судовых газовых турбин в передвижной и стационарной энергетике // Судовое и энергетическое газотурбостроение: Научно-технический сборник, Т. 2. – Николаев, 2004. – С. 398–402.
4. Шайхутдинов А. З., Хабибуллин М. Г., Хисамиев И. Г. и др. Некоторые результаты совместной деятельности потребителей и производителей в области создания новых и реконструкции действующих ГПА для предприятий РАО «Газпром» // Потребители и производители компрессоров и компрессорного оборудования – 1999: Труды 5 международного симпозиума (19–21 мая 1999 г., Санкт-Петербург). – СПб., 1999. – С. 35–45.
5. Ревзин Б. С. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты. – М.: Недра, 1986. – 216 с.
6. Каталог – 2000 г. // Приложение к журналу «Газотурбинные технологии». – 2000. – 120 с.
7. ГТУ-2,5П, ГТУ-4П, ГТУ-16П. – Информационные материалы АО «Авиадвигатель».
8. Алексенцев А., Полатиди С. Опыт доводки по КПД ГТУ-4П // Газотурбинные технологии. – 2002, январь–февраль. – С. 30–31.
9. Саков Ю. Л., Рябов Д. В., Саламатов В. М. Энергоблоки мощностью 12 МВт для газотурбинных электростанций // Газотурбинные технологии. – 2005. – № 3. – С. 28–30.
10. Разработки АО «Рыбинские моторы» для стационарной энергетике / Новиков А. С., Мешков С. А., Миронов Ю. Р. и др. // Теплоэнергетика. – 1998. – № 4. – С. 20–27.
11. Семейство газотурбинных двигателей на базе газогенератора «77» / Бузов Н., Набиуллин Р., Лезнов А. и др. // Газотурбинные технологии. – 2002. – № 2. – С. 8–13.
12. Принят в эксплуатацию газоперекачивающий агрегат ГПА-4РМ / Набиуллин Р. Х., Шайдак Б. П., Уласевич М. П. и др. // Газотурбинные технологии. – 2004, сентябрь. – С. 2–6.
13. Кузьменко М., Межиборский В., Брындин О. Газотурбинная электростанция в Рыбинске введена в эксплуатацию // Газотурбинные технологии. – 2002. – № 34 (31). – С. 32–34.
14. Овчинников В., Идельсон А., Емелькин Ю. Семейство конвертированных ГТД на основе авиационного двигателя НК-12МВ // Газотурбинные технологии. – 2003. – № 4. – С. 12–15.
15. Орлов В. Н., Фишбеин Б. Д. Результаты испытаний газотурбинных конвертированных двигателей авиационного типа НК-36СТ и НК-37 // Теплоэнергетика. – 1996. – № 4. – С. 43–45.
16. Волчек В., Ефремов Е., Рахов С., Симкин М. Газотурбинная электростанция ПГТЭС-1500 // Газотурбинные технологии. – 2002. – № 1. – С. 12–14.
17. Богорадовский Г. И., Корневский Л. Г., Шайдак Б. П., Юдовин Б. И. Газотурбинный агрегат «Надежда» // Компрессоры и турбины. – 1997. – № 3–4. – С. 4–7.
18. Лесунов В. Пятиступенчатая силовая турбина для энергетического привода АЛ-31СТЭ // Газотурбинные технологии. – 2003. – № 5. – С. 44–45.
19. Лебедев А. С., Варламов И. С., Росляков М. В. Энергетическая газотурбинная установка среднего класса мощности ГТЭ-65: конструкция и производство // Электрические станции. – 2007. – № 1. – С. 19–22.

20. Результаты модельных испытаний наиболее напряженных узлов ГТЭ-65 / Лебедев А. С., Симин Н. О., Михайлов В. Е., Гусев В. Н. // Газотурбинные технологии. – 2008. – № 4 (65). – С. 2–8.
21. Николаевские газотурбинные двигатели и установки. История создания // ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Центр НИОКР «Машпроект»; Под ред. В. И. Романова. – Николаев: «Юг-Информ», 2005. – 304 с.
22. Николаевские газовые турбины промышленного применения // Информационные материалы ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект». – Николаев, 2003. – 19 с.
23. Новая газотурбинная установка ГТЭ-110. Итоги работ и перспективы развития / Исаков Б. В., Раимов Р. И., Романов В. В. и др. // Судовое и энергетическое газотурбостроение: Научно-технический сборник, Т. 2. – Николаев: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», 2004. – С. 392–397.
24. Шашок А. Н. Состояние и перспективы развития украинского газотурбостроения // Наукові праці МДГУ. – 2004. – Т. 31, вып. 18. – С. 44–51.
25. ОАО «Мотор Сич»: Промышленные установки наземного применения. – Запорожье, 2002. – 13 с.
26. Муравченко Ф. М. Семейство газотурбинных приводов ГП «Ивченко-Прогресс» // Газотурбинные технологии. – 2004. – № 4 (31). – С. 8–11.
27. ОАО «Мотор Сич»: Электростанции газотурбинные ПАЭС-25, ПАЭС-2500Б, ЭГ-2500. – Запорожье, 2002. – 58 с.
28. Решитько В. П., Зарубин Л. А. Опыт создания и освоения газотурбинных установок ОАО «Турбоатом» // Использование газотурбинных, когенерационных установок и возобновляемых источников энергии для решения проблем энергетики Украины: Сборник докладов. – Николаев, 2002. – С. 49–52.
29. Корсов Ю. Г. Анализ состояния и тенденций развития ГТУ за рубежом // Компрессоры и турбины. – 1997. – № 3–4. – С. 42–47, а также № 5. – С. 40–45.
30. Gas Turbine World / 2007-08 GTW Handbook, Vol. 26. – Pequot Publishing, Inc. – 223 p.
31. Гуцин А., Дудко А. ГТУ АBB GT-8С // Газотурбинные технологии. – 2001, сентябрь–октябрь. – С. 34–37.
32. Jeffs E. Asea Brown Boveri introducing a dual fuel dry low-NO<sub>x</sub> burner design // Gas Turbine World. – 1989, May–June. – P. 20–24.
33. Филипсон С., Линдвол К., Лэдвиг М. Газотурбинная установка Alstom GT26 // Газотурбинные технологии. – 2008, май. – С. 10–14.
34. GE Marine & Industrial Engines: Gas Turbine LM1600, 10 p.; Gas Turbine LM2500, 10 p.; The Task Force – Aeroderivative Gas Turbines, 6 p.
35. Diesel and Gas Turbine Worlde Catalog. – 1997. – P. 486–488 / Progress on 2MW ST-18 Gas-turbine from Prarf & Whiney Canada.
36. Chellini R. 5 MW Class Gas Turbine to Debut at Power-Gen // Diesel & Gas Turbine Worldwide. – 1999, May. – P. 10–12.
37. Gusso R. Design and development of the PGT 10 heavy-duty advanced gas turbine / Int. symposium and exposition. – ASME. – Paper No. 85-IGT-21. – 1985. – 12 p.
38. Benvenuti E., Lacitignola P., Mezzedimi V. The PGT 25 gas turbine // Nuovo Pignone II Int. Gas Turbine symposium. – Florence, 10–11 march, 1983. – 12 p.
39. Газовые турбины, применяемые в качестве механических приводов // European Gas Turbines. – 1997. – 23 с.
40. Д'Эрколе, Тринча Ф. Новая газовая турбина MS5002E: испытания первого агрегата // Газотурбинные технологии. – 2006. – № 2. – С. 12–15, а также № 3. – С. 6–11.

41. Ольховский Г. Г. Газотурбинные и парогазовые установки за рубежом // Теплоэнергетика. – 1999. – № 1. – С. 71–80.
42. Wadman B. First Two-Shaft Titan 130 Shipped // Diesel & Gas Turbine Worldwide. – 1998, July–August. – P. 62–63.
43. Mercer M. New Taurus 65 Gas Turbine // Diesel & Gas Turbine Worldwide. – 2005, January–February. – P. 37–38.
44. Industrial Gas Turbines FT8/FT8A / Информационные материалы компании MAN GHH. – 10 с.
45. Wadman B. New 4 MW Gas Turbine from P & WC // Diesel & Gas Turbine Worldwide. – 2000, January–February. – P. 14–16.
46. Kunberger K. Kawasaki Gas Turbines in Europe // Diesel & Gas Turbine Worldwide. – 1998, December. – P. 86.
47. Advanced power systems // Информационные материалы компании Rolls-Royce. – 2002. – 10 р.
48. Mullins P. Coberra 6761 Gas Turbine Introduced // Diesel & Gas Turbine Worldwide. – 1998, June. – P. 35–37.
49. Малахов С. В., Ольховский Г. Г., Брызгалов В. А. Результаты гарантийных испытаний газотурбинной установки V64.3A на Тюменской ТЭЦ-1 // Теплоэнергетика. – 2006. – № 12. – С. 33–36.
50. Цанев С. В., Бузов В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 579 с.
51. Mullins P. First Cyclone to start commercial service // Diesel & Gas Turbine Worldwide. – 2000, January–February. – P. 52–54.
52. Гушин А., Дудко А. Газотурбинная технология международного концерна ALSTOM // Газотурбинные технологии. – 2001, июль–август. – С. 18–22.
53. Малахов С. В., Ольховский Г. Г., Голубничий В. А. Испытания газотурбинных установок GT-10C (SGT-700) на Сочинской ТЭС // Теплоэнергетика. – 2006. – № 12. – С. 2–10.
54. Opra's All-Radial Gas Turbine // Diesel & Gas Turbine Worldwide. – 2000, May. – P. 12–13.
55. Hitachi Gas Turbine H-25 // Информационные материалы фирмы Hitachi. – 2002. – 14 с.



# КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ ГТУ, ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

## 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

Для выявления особенностей конструкции котлов-утилизаторов различного назначения целесообразно привести общее описание рабочего процесса и основных элементов типовых промышленных котлоагрегатов (преимущественно паровых). Котельной установкой называется совокупность устройств и механизмов, обеспечивающих подготовку и подачу топлива, воды и воздуха, сжигание топлива, получение пара или горячей воды, удаление образующихся при горении топлив золы и шлака [1].

К основным параметрам паровых котлов относятся:

- паропроизводительность;
- давление пара;
- температура пара;
- температура питательной воды;
- коэффициент полезного действия.

Паропроизводительность определяется количеством пара, вырабатываемого агрегатом в единицу времени (т/ч или кг/с). Под номинальной (паспортной) паропроизводительностью агрегата понимают максимальную нагрузку, которую он может устойчиво нести длительное время на расчетном топливе при заданных параметрах пара без снижения экономических показателей.

Тепловая мощность котлоагрегата в мегаваттах (МВт) выражается количеством теплоты, вырабатываемой агрегатом в секунду. Соотношение между тепловой мощностью и паропроизводительностью для промышленных котлоагрегатов определяется по формуле

$$Q = [D_{\text{п}}(i - i_{\text{пв}}) + D_{\text{пр}}(i'_s - i_{\text{пв}})] \frac{10^{-3}}{3,6},$$

где  $Q$  – мощность котлоагрегата, МВт;  $D_{\text{п}}$  – паропроизводительность котлоагрегата, т/ч;  $D_{\text{пр}}$  – количество продувочной воды, т/ч;  $i$ ,  $i'_s$ ,  $i_{\text{пв}}$  – энтальпии, соответственно, пара, кипящей и питательной воды, кДж/кг.

Для промышленных котлоагрегатов ориентировочно можно принять  $N = (0,8 \div 0,9)D$ . Для котлов с давлением до 2 МПа значение коэффициента ближе к 0,8, с давлением порядка 4 МПа – ближе к 0,9.

Параметры перегретого пара определяются его давлением  $p$  (МПа) и температурой  $t$  (°С). Для котлоагрегатов, вырабатывающих насыщенный пар, его параметры характеризуются только давлением.

Водогрейным котлом называется теплообменное устройство с топкой, обогреваемое продуктами сжигаемого топлива и предназначенное для нагрева воды, находящейся под давлением выше атмосферного и используемой в качестве теплоносителя вне самого устройства. К основным параметрам водогрейных котлов относятся:

- теплопроизводительность, Гкал/ч;
- температура воды на входе и выходе из котла, °С;
- давление воды на выходе, МПа;
- коэффициент полезного действия.

В зависимости от назначения различают следующие котельные установки:

– отопительные (в основном водогрейные, но могут быть и паровые) – для обеспечения теплом систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения производственных и жилых помещений;

– производственно-отопительные (обычно паровые) – для выработки пара, используемого в технологических процессах, а также для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения;

– энергетические – для выработки пара, используемого в паровых турбинах на тепловых электрических станциях. Котельный агрегат для производ-

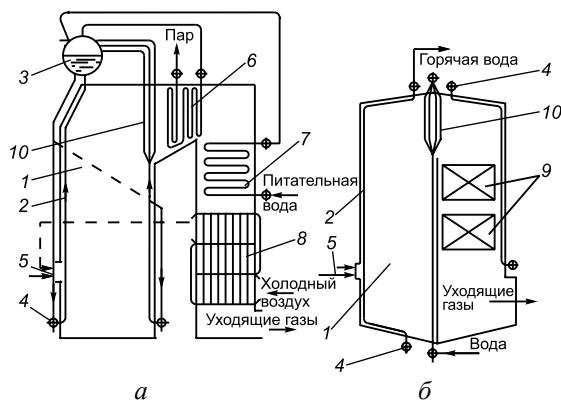


Рис. 3.1. Схемы парового (а) и водогрейного (б) котлов [1]:

1 – топка; 2 – экранные трубы; 3 – барабан; 4 – коллектор; 5 – горелки; 6 – пароперегреватель; 7 – водяной экономайзер; 8 – воздухоподогреватель; 9 – конвективная поверхность нагрева; 10 – фестон.

ства пара (рис. 3.1, а) в общем случае включает топку 1, трубную систему 2 с барабаном 3 и коллекторами 4, горелки 5, пароперегреватель 6, водяной экономайзер 7, воздушный подогреватель 8, обмуровку, газоходы и арматуру, а также каркас с лестницами и помостами для обслуживания. Котельный агрегат для производства горячей воды (рис. 3.1, б) включает топку 1, с расположенными в ней трубами 2, коллекторы 4, конвективные поверхности нагрева 9, горелки 5, обмуровку, газоходы и арматуру, каркас с лестницами и помостами.

К вспомогательным механизмам и устройствам относятся дымососы, вентиляторы, питательные и циркуляционные насосы, водоподготовительные установки, системы топливоподачи, мазутное хозяйство (при сжигании жидкого топлива), газорегуляторную станцию (при сжигании газообразного топлива), контрольно-измерительные приборы и автоматику.

**Классификация котельных агрегатов.** Котлы, как технические устройства для производства пара или горячей воды, отличаются большим разнообразием производительностей, конструктивных форм, принципов действия, используемых видов топлива. Их можно классифицировать по ряду призна-

ков: а) по производительности – агрегаты малые ( $D_n < 20$  т/ч), средние ( $D_n = 20 \div 75$  т/ч), мощные ( $D_n \geq 100$  т/ч); б) по давлению – агрегаты низкого давления ( $p < 3$  МПа), среднего ( $p = 3 \div 7$  МПа), высокого ( $p = 7 \div 15$  МПа), сверхвысокого ( $p = 15 \div 19$  МПа), сверхкритического давления ( $p > 22,5$  МПа); в) по конструктивному оформлению – котлы барабанные (батареи), жаротрубные, с дымогарными трубами, комбинированные, водотрубные, специальных типов; г) по расположению поверхности нагрева – горизонтальные и вертикальные; д) по числу газоходов – одно-, двух-, трех- и многоходовые; е) по назначению – энергетические, промышленные, транспортные, энерго-технологические, отопительные. По способу организации движения воды и пароводяной смеси все котлы могут быть разделены на 2 группы:

– котлы с естественной циркуляцией (рис. 3.2, а);

– котлы с принудительным движением теплоносителя (воды, пароводяной смеси), которые в свою очередь разделяются на прямоточные (рис. 3.2, в) и многократной принудительной циркуляцией (рис. 3.2, б).

В современных отопительных и отопительно-производственных котельных для производства пара используются в основном котлы с естественной циркуляцией, а для производства горячей воды – котлы с принудительным движением теплоносителя, работающие по прямоточному принципу.

Современные паровые котлы с естественной циркуляцией выполняются из вертикальных труб, расположенных между двумя коллекторами (барабанами). Часть труб, называемых подъемными, обогревается факелом и продуктами сгорания топлива ( $q$  – падающий тепловой поток). Другая часть труб, обычно не обогреваемая, находится вне котельного агрегата и носит название – опускные трубы. В обогреваемых трубах вода нагревается до кипения, частично испаряется, и пароводяная смесь поступает в барабан котла, где происходит ее разделение на пар и воду. По опускным не обогреваемым трубам вода из верхнего барабана поступает в нижний коллектор (барабан). Движение теплоносителя в котлах с естественной циркуляцией осуществляется за счет напора, создаваемого разностью весов столбов воды в опускных и пароводяной смеси в подъемных трубах. Кратность циркуляции (отношение расхода воды, проходящего через циркуляционный контур, к расходу пара, производимого в нем) в таких котлах изменяется от 10 до 100.

В паровых котлах с многократной принудительной циркуляцией поверхности нагрева выполняются в виде змеевиков, образующих циркуляционные кон-

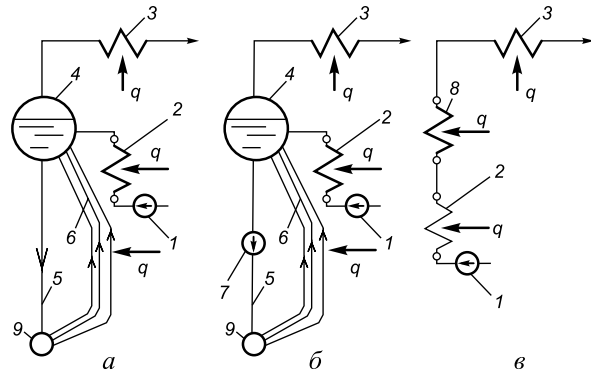


Рис. 3.2. Схемы движения воды, пароводяной смеси и пара в котлах [1]:

1 – питательный насос; 2 – водяной экономайзер; 3 – пароперегреватель; 4 – барабан; 5 – опускные трубы; 6 – обогреваемые (подъемные) трубы; 7 – циркуляционный насос; 8 – испарительная поверхность нагрева; 9 – коллектор.

туры. Движение воды и пароводяной смеси в таких контурах осуществляется с помощью циркуляционного насоса. Кратность циркуляции в этих котлах изменяется от 5 до 10.

В прямоточных паровых котлах кратность циркуляции составляет единицу, т. е. питательная вода, нагреваясь последовательно превращается в пароводяную смесь, насыщенный и перегретый пар. В водогрейных котлах вода при движении по контуру циркуляции нагревается за один заход от начальной до конечной температуры.

Барабаны паровых котлов имеют многоцелевое назначение, в них осуществляется:

- разделение пароводяной смеси, поступающей из подъемных обогреваемых труб, на пар и воду, а также сбор пара;
- прием питательной воды из водяного экономайзера либо непосредственно из питательной магистрали;
- внутрикотловая обработка воды (термическое и химическое умягчение воды);
- непрерывная продувка;
- осушка пара от капелек котловой воды;
- промывка пара от растворенных в нем солей;
- защита от превышения давления пара.

Для равномерного поступления пара в паровое пространство барабана и снижения его влажности используются различные сепарационные устройства. На рис. 3.3 показана схема сепарационного устройства с погружным дырчатым листом. Ввод 1 пароводяной смеси в барабан перекрывается глухим щитом 2, который гасит кинетическую энергию струй и направляет их под уровень воды в барабан. На 50–75 мм ниже уровня воды в барабане расположен погружной дырчатый лист 3,

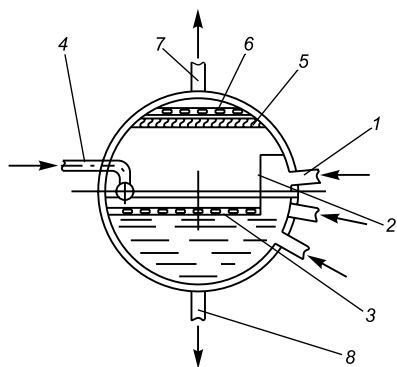


Рис. 3.3. Сепарационное устройство барабана:

- 1 – ввод пароводяной смеси в барабан; 2 – щит; 3 – погружной дырчатый лист; 4 – ввод питательной воды; 5 – жалюзийный сепаратор; 6 – дырчатый лист для осушки пара; 7 – пароводящие трубы; 8 – опускные трубы.

расположен погружной дырчатый лист 3, обеспечивающий равномерное поступление пара в паровое пространство. Питательная вода подается по трубопроводу 4 через отверстия, имеющиеся в нем, по всей длине барабана.

Пар выходит в паровое пространство, в котором происходит выпадение наиболее крупных каплей под действием силы тяжести, и далее поступает в жалюзийный сепаратор 5. При резких поворотах пара в жалюзийном сепараторе осуществляется отделение каплей котловой воды под действием сил инерции. Последней ступенью осушки является дырчатый лист 6. Осушенный пар поступает в пароводящие трубы 7, а вода – в опускные трубы 8.

В паровых котлах с естественной циркуляцией движущий напор, создаваемый за счет разности плотностей воды и пароводяной смеси, сравнительно мал и обыч-

но не превышает 0,07–0,09 МПа, а скорость входа воды в конвективный испарительный пучок 0,2–0,3 м/с. Из-за слабого напора испарительные поверхности выполняют из труб диаметром не менее 50 мм и при этом необходима громоздкая система необогреваемых опускных труб, сечение которых должно быть не меньше 20 % сечения кипящих труб. Наиболее тяжелый элемент котла – барабан должен быть расположен в верхней части агрегата, что требует применения массивного каркаса.

Стремление сделать котлоагрегат более легким, компактными и с надежной циркуляцией рабочего тела при его высоких давлениях привело к созданию котлоагрегатов с принудительной циркуляцией воды и пароводяной смеси, а также прямоточных. Во избежание возрастания концентрации примесей в котловой воде производятся непрерывные и периодические продувки котла. Предельно допустимая концентрация примесей определяется конструкцией и параметрами котла, составом питательной воды и тепловыми напряжениями экранных поверхностей нагрева.

При работе котла вследствие упаривания воды концентрация растворенных в ней примесей возрастает. Часть примесей (соединения кальция и магния), обуславливающих жесткость воды, кристаллизуется на стенках кипящих труб с образованием плотных и прочных отложений, называемых накипью. Другие примеси кристаллизуются в объеме жидкости. Полученные при этом твердые вещества вместе с механически взвешенными примесями, поступившими в котел с водой, отлагаются в коллекторах экранов и испарительного пучка, образуя рыхлые и легко смываемые водой отложения, называемые шламом.

Теплопроводность накипи в 40–50 раз меньше, чем металла, что значительно ухудшает отвод теплоты от стен кипящих труб и при толщине накипи 0,5–1,0 мм может вызвать перегрев, снижение прочности металла и разрыв труб. Кроме того, накипь ухудшает теплообмен между газами и водой, уменьшая паропроизводительность и экономичность работы котлоагрегата. Растворенные в воде агрессивные газы вызывают коррозию металла, а органические соединения – интенсивное образование пены в барабане котла, что увеличивает влажность насыщенного пара, ухудшая условия эксплуатации перегревателей и теплоиспользующего оборудования вследствие отложения солей, выделившихся из влаги.

Качество природной воды улучшают в специальных устройствах водоподготовки. Содержание взвешенных веществ (осветление воды) снижают путем ее механического фильтрования. Накипеобразователи (соли кальция и магния) обычно выводятся из промышленных котлоагрегатов с помощью катионного обмена, при котором катионы кальция и магния заменяются катионами других элементов, менее склонных к образованию накипи. Растворенные в воде газы удаляются аппаратом, называемым деаэратором. Однако при любом экономически выгодном способе водоподготовки очищенная вода все же содержит некоторое количество растворенных примесей, в том числе солей жесткости и взвешенных частиц.

Вода, подаваемая в котлоагрегат, называется питательной. В котел она нагнетается насосом и состоит из природной воды, прошедшей водоподготовку, а также конденсата, возвращаемого от потребителей пара. При этом конденсат подвергается деаэрации.

*Пароперегреватель* – один из наиболее ответственных элементов котельного агрегата, т. к. из всех поверхностей нагрева он находится в наиболее тяжелых температурных условиях [1]. По способу тепловосприятия пароперегреватели подразделяются на конвективные, радиационно-конвективные и радиационные. В котельных агрегатах низкого и среднего давлений используются конвективные пароперегреватели с вертикальным и горизонтальным расположением труб.

В зависимости от нагрузки котла, температуры питательной воды, коэффициента избытка воздуха, величины продувки котла и отбора насыщенного пара температура перегретого пара может меняться. Для поддержания на необходимом уровне ее регулируют различными методами. Температуру пара в котлах с давлением до 2,4 МПа не регулируют, с давлением 3,9 МПа и выше регулируют путем впрыска конденсата в пар, в поверхностных парохладителях, а также с помощью газового регулирования путем изменения расхода продуктов сгорания через пароперегреватель либо перемещения положения факела в топке с помощью поворотных горелок.

Как видно из рис. 3.4, с повышением давления и температуры перегретого пара доля теплоты, переданной в пароперегреватель, по отношению к общему приращению энтальпии воды в агрегате сильно растет [2]. Для изготовления труб-пакетов пароперегревателя, работающих в весьма тяжелых температурных условиях, используются дорогие легированные стали.

В конвективном перегревателе с ростом нагрузки температура перегретого пара возрастает, в радиационном перегревателе – падает; полурadiационный перегреватель имеет плавную характеристику, температура пара на выходе из него с изменением нагрузки меняется в небольших пределах (до 10 °С).

Для надежной работы пароперегревателя необходимо обеспечить равномерное распределение пара по змеевикам. Это достигается выбором рациональной схемы подвода пара к коллекторам и соответствующих скоростей пара в коллекторах и змеевиках. Падение давления пара в перегревателе обычно допускается в пределах до 10 % от давления пара в котлоагрегате.

На рис. 3.5 показана схема котельной установки для генерирования пара при сжигании твердого топлива в пылевидном состоянии [3].

Котельная установка имеет основное и вспомогательное оборудование. К первому относится котлоагрегат, состоящий из конструктивно и технологически взаимосвязанных устройств, предназначенных для сжигания топлива и получения пара. В агрегат входят: топка 6 с горелками 4, барабан 9 с присоединенными к нему парообразующими поверхностями нагрева – экранами 5 и конвективным ис-

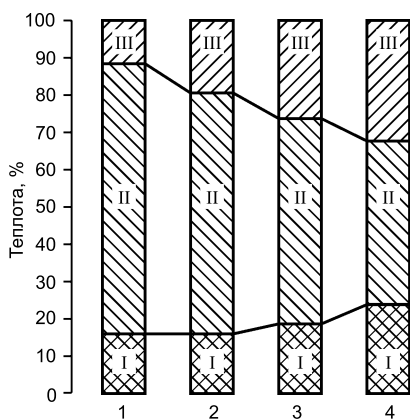


Рис. 3.4. Доля теплоты, расходуемой на подогрев воды до кипения (I), на парообразование (II), на перегрев пара (III) [2]:

1 –  $p = 1,6$  МПа;  $t_{\text{нп}} = 375$  °С;  $t_{\text{нв}} = 100$  °С;  
 2 –  $p = 4$  МПа;  $t_{\text{нп}} = 450$  °С;  $t_{\text{нв}} = 150$  °С;  
 3 –  $p = 10$  МПа;  $t_{\text{нп}} = 510$  °С;  $t_{\text{нв}} = 215$  °С;  
 4 –  $p = 14$  МПа;  $t_{\text{нп}} = 570$  °С;  $t_{\text{нв}} = 225$  °С.

парительным пучком 11, а также перегреватель 13, экономайзер 14 и воздухоподогреватель 16.

Топка – это вертикальная призматическая камера, стены которой выполнены из огнеупорного, теплоизоляционного и строительного материалов. На внутренней поверхности стен топки обычно располагаются трубные плоские системы 5, называемые экранами. Нижние концы их труб присоединяются к коллекторам 3, верхние – к барабану 9. В трубах экранов, обогреваемых топочными газами, происходит образование пара, причем экраны получают теплоту от прямого излучения топочного объема. При высокой температуре интенсивность теплообмена излучением выше, чем при конвективном теплообмене, поэтому экраны – наиболее эффективная поверхность нагрева котлоагрегата и их применение позволяет уменьшить размеры котла, а значит, расход металла на его изготовление. Для выхода продуктов сгорания из топки имеется окно 8, расположенное обычно в ее верхней части. Чтобы трубы экрана не препятствовали свободному выходу газов, в зоне этого окна они разводятся в несколько рядов, образуя разреженный пучок, называемый фестоном.

Конвективный испарительный пучок 11, как и экраны, также служит для образования пара. Он располагается за фестоном или за перегревателем и состоит из нескольких рядов изогнутых труб, верхние концы которых присоединяются к барабану, а нижние – к коллектору 12. Теплота передается от газов к трубам пучка преимущественно конвекцией.

Барабан 9 предназначен для разделения пароводяной смеси, поступающей из труб экранов и конвективного пучка, и представляет собой толстостенный цилиндрический сосуд диаметром 1–1,5 м. В нижней части барабана находится вода, в верхней – пар. Разделительная поверхность между водой и паром называется зеркалом испарения, а в паровом пространстве барабана вследствие естественного осаждения или с помощью сепарационного устройства 10 из пара отделяется капельная влага. Осушенный пар подается в перегреватель или потребителям.

Перегреватель 13 представляет собой трубчатый змеевиковый поверхностный теплообменник, омываемый топочными газами, и служит для перегрева пара до заданной температуры. Экономайзер 14 и воздухоподогреватель 16 предназначены для подогрева воды перед поступлением в барабан и воздуха, подаваемого в топку и систему подготовки топлива к сжиганию. В современных котельных установках часто применяются экономайзеры, в которых происходит не только подогрев, но и испарение части воды. Их называют экономайзерами кипящего типа, а экономайзеры, в которых происходит только подогрев воды, – некипящего типа. Использование теплоты газов, покидающих котельную установку, для подогрева воды и воздуха снижает

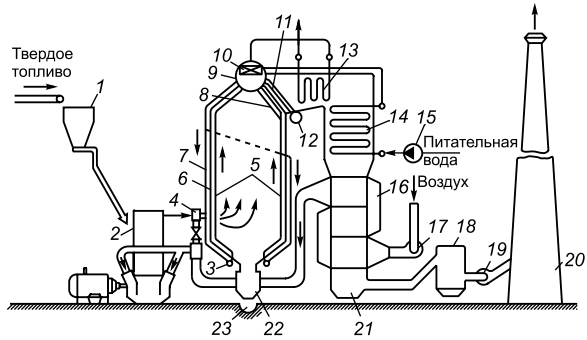


Рис. 3.5. Схема котельной установки, работающей на твердом топливе [3].

температуру уходящих газов и соответственно потерю теплоты с уходящими газами. Экономайзер и воздухоподогреватель располагаются в конце котлоагрегата, в его низкотемпературной части, поэтому они называются хвостовыми (или низкотемпературными) поверхностями нагрева.

Не все котлоагрегаты имеют все рассмотренные элементы. В агрегатах для получения насыщенного пара отсутствует пароперегреватель, а котельные установки малой мощности могут не иметь экономайзера и воздухоподогревателя.

*К вспомогательному оборудованию* котельной установки относятся устройства и механизмы, обеспечивающие работу котлоагрегата. Для подачи топлива со склада в бункера 1 котельной служит система топливоподачи. Размол топлива и смешение пыли с воздухом производятся в системе пылеприготовления 2. Для подачи в котлоагрегат воздуха, перемещения продуктов сгорания по газоходам и удаления их в атмосферу предназначена тягодутьевая установка, в состав которой входят вентилятор 17, дымосос 19, дымовая труба 20 и газовоздухопроводы.

Вентилятор должен обеспечивать подачу воздуха в топку, преодолевая при этом сопротивление воздушного тракта, а дымосос – удаление дымовых газов с преодолением сопротивления газового тракта. Такой способ преодоления сопротивлений называется уравновешенной (сбалансированной) тягой.

Высота дымовой трубы устанавливается санитарными нормами, предусматривающими выброс дымовых газов в атмосферу на такую высоту, при которой, вредные газы и уносимые с ними мелкие частицы топлива и золы рассеиваются так, что их приземная концентрация не превышает предельно допустимую.

Зола и шлак, образующиеся при сжигании твердого топлива, собираются в золовом 21 и шлаковом 22 бункерах котлоагрегата, откуда по каналу золошлакоудаления 23 они периодически или непрерывно удаляются за пределы котельной. Часть золы вместе с дымовыми газами выносятся в атмосферу. Для уменьшения загрязнения золой атмосферы и окружающей местности на современных котельных установках с пылеугольными топками устанавливаются золоуловитель 18.

**Водяные экономайзеры, воздухоподогреватели.** Основное назначение водяного экономайзера – подогреть питательной воды за счет теплоты дымовых газов.

Замена хвостовой котельной поверхности нагрева экономайзерной весьма выгодна, поскольку экономайзер работает с более высоким средним температурным напором, чем котельная поверхность, размещенная в том же газоходе, так как средняя температура воды в экономайзере ниже температуры воды в котле, равной температуре насыщения при данном давлении. Поэтому поверхность нагрева экономайзера при том же снижении температуры дымовых газов оказывается значительно меньшей котельной поверхности нагрева.

Водяные экономайзеры изготавливаются из чугунных или стальных труб. Чугунные экономайзеры выполняются из ребристых труб и применяются в установках низкого давления (до давления 2,2 МПа). Расположение труб горизонтальное, соединяются они между собой наружными чугунными «калачами». В таких экономайзерах во избежание гидравлических ударов, возникающих при закипании воды, устанавливается ограничение подогрева воды (температура воды на выходе из экономайзера должна быть до 40 °С ниже температуры насыщения).



В котельных агрегатах высокого давления применяют стальные водяные экономайзеры змеевикового типа, аналогичные по конструктивной схеме пароперегревателям. Они бывают некипящие и кипящие. На рис. 3.6 представлены схемы присоединения к котлу кипящего и некипящего стальных водяных экономайзеров.

В некипящих экономайзерах по условиям надеж-

ности их работы подогрев воды производится до температуры на  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  ниже температуры насыщенного пара в паровом котле или температуры кипения воды при имеющемся рабочем давлении в водогрейном котле. В кипящих экономайзерах происходит не только подогрев воды, но и частичное (до 15 % по массе) ее испарение.

В современных котельных агрегатах воздухоподогреватель играет весьма существенную роль: воспринимая тепло от дымовых газов и передавая его воздуху, он уменьшает наиболее заметную статью потерь теплоты с уходящими газами. При использовании подогретого воздуха повышается температура горения топлива, интенсифицируется процесс сжигания, повышается коэффициент полезного действия котельного агрегата. Вместе с тем при установке воздушного подогревателя увеличивается аэродинамическое сопротивление воздушного и дымового трактов, которое преодолевается созданием искусственной тяги, т. е. путем установки дымососа и вентилятора. Температура подогрева воздуха выбирается в зависимости от способа сжигания и вида топлива. Для природного газа и мазута, сжигаемых в камерных топках, температура горячего воздуха составляет  $200\text{--}250\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

При наличии в котельном агрегате экономайзера и воздухоподогревателя первым по ходу газа устанавливается экономайзер, а вторым – воздухоподогреватель, что позволяет более глубоко охладить продукты сгорания, т. к. температура холодного воздуха ниже температуры питательной воды на входе в экономайзер. Во избежание коррозии и расслоения пароводяной смеси в выходных змеевиках скорость воды в трубах экономайзеров должна быть в некипящих пакетах не менее  $0,5\text{ м/с}$ , в кипящих – не менее  $1\text{ м/с}$ . Для предохранения экономайзера от внешней коррозии температура поступающей в него воды должна быть выше температуры точки росы продуктов сгорания  $t_{\text{тр}}$ . Значение  $t_{\text{тр}}$  колеблется при сжигании влажных топлив с незначительным содержанием серы от  $20$  до  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а при сжигании сернистых топлив она достигает  $130\text{--}140\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Температура уходящих газов** оказывает решающее влияние на тепловую экономичность котла. Снижение температуры уходящих газов на  $12\text{--}16\text{ }^{\circ}\text{C}$  повышает КПД котла примерно на 1 %. Уменьшение температуры уходящих газов связано с необходимостью увеличения конвективных поверхностей

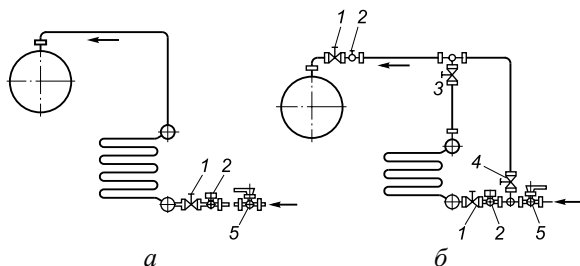


Рис. 3.6. Трубопроводы и арматура кипящего (а) и некипящего (б) водяных экономайзеров [2]:

1 – запорные задвижки; 2 – обратные клапаны; 3, 4 – клапаны для питания котла через экономайзер и помимо его; 5 – питательный клапан регулятора питания.

нагрева и с возрастанием расхода электроэнергии на тягу и дутье. Возникающие при этом дополнительные затраты могут окупаться за счет экономии топлива. В общем случае оптимальная температура уходящих газов за котлами, работающими на различных топливах, определяется на основании технико-экономических расчетов по минимуму расчетных затрат при данной цене топлива. Существенное влияние на значение оптимальной температуры уходящих газов оказывает температура питательной воды, повышение которой приводит к относительному увеличению конвективных поверхностей нагрева при данной температуре уходящих газов. Нижний предел температуры уходящих газов при работе на топливах с большим содержанием серы может лимитироваться условиями возникновения низкотемпературной коррозии элементов котла.

Например, для котлов паропроизводительностью более 75 т/ч с давлением пара 4–6 МПа и с температурой питательной воды  $t_{пв} = 150^\circ\text{C}$  при использовании топлива с приведенной влажностью  $W^п = W^р / Q_{п}^р = 1 \div 5\% \cdot \text{кг/МДж}$  рекомендуемая температура уходящих газов  $\theta_{yx} = 110 \div 120^\circ\text{C}$ ; при давлении пара 8–12 МПа и  $t_{пв} = 215^\circ\text{C}$  при той же стоимости влажного топлива рекомендуется  $\theta_{yx} = 120 \div 130^\circ\text{C}$ ; при работе на высокосернистом мазуте принимается  $\theta_{yx} = 150 \div 160^\circ\text{C}$ . Для котлов с паропроизводительностью, меньшей 75 т/ч, температура уходящих газов принимается несколько большей с целью упрощения и удешевления их конструкции. Например, для котлов производительностью до 12 т/ч, работающих на твердом топливе с  $W^п < 6\% \cdot \text{кг/МДж}$ , обычно принимается  $\theta_{yx} = 160 \div 180^\circ\text{C}$ .

**Пример тепловой схемы котла среднего давления [1].** В качестве примера на рис. 3.7 показана тепловая схема и  $Q, t$ -диаграмма котла среднего давления с естественной циркуляцией для работы на газе и мазуте. Испарение воды осуществляется в экранах топки, фестоне и частично в кипящем экономайзере. Пароперегреватель двухступенчатый и расположен непосредственно за фестоном в области высоких температур газов, что определяется стремлением уменьшить его поверхность нагрева при значительном тепловосприятии, составляющем около 20 % от общего. Регулирование температуры перегретого пара предусмотрено в поверхностном охладителе. За пароперегревателем по ходу газов последовательно располагаются кипящий экономайзер, паросодержание воды на выходе из которого составляет 15 %, и за

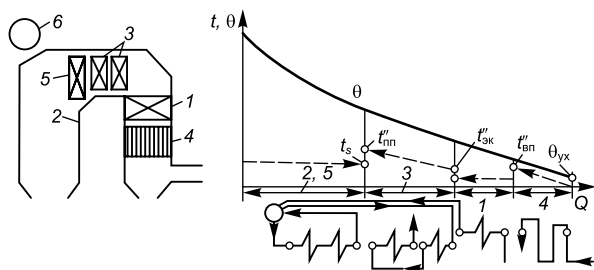


Рис. 3.7. Тепловая схема и  $Q, t$ -диаграмма котла среднего давления на газе и мазуте [1]:

1 – экономайзер; 2 – экраны топки; 3 – пароперегреватель; 4 – воздухоподогреватель; 5 – фестон; 6 – барабан.

ним последним по ходу газов – воздухоподогреватель. Одноступенчатая компоновка экономайзера и воздухоподогревателя возможна вследствие принятой невысокой температуры подогрева воздуха (до  $250^\circ\text{C}$ ). Для предотвращения коррозии воздухоподогревателя предусмотрено повышение температуры поступающего в него воздуха за счет рециркуляции.

**Котлы с естественной циркуляцией низкого давления.** В настоящее время выпускаются различной конструкции котлы низкого давления, в том числе с дымогарными и жаровыми трубами, в которых продукты сгорания проходят внутри труб, а вода омывает их снаружи, и водотрубные котлы, в которых испаряемая вода циркулирует в трубах, а продукты сгорания омывают наружную поверхность труб.

Характерными для водотрубных котлов малой паропроизводительности и низкого давления, используемых в промышленности, являются следующие особенности: развитие конвективных испарительных поверхностей нагрева, что определяется меньшим, чем необходимо для испарения воды при низком давлении, тепловосприятием экранов и экономайзера; завершение охлаждения продуктов сгорания в конвективном водяном пучке или в экономайзере, что возможно при низкой температуре питательной воды (80–100 °С) и экономически оправданной повышенной температуре уходящих газов при малой паропроизводительности котлов; отсутствие подогрева воздуха, что упрощает конструкцию котла и допустимо при слоевом сжигании твердого топлива и факельном сжигании газа и мазута; двухбарабанная схема включения испарительных поверхностей нагрева и расположение обогреваемых опускных труб циркуляционного контура конвективного пучка в области низких температур газов; отсутствие устройства для регулирования температуры перегрева пара.

Котел К-50-40/14 с топкой предназначен для камерного сжигания твердого топлива при сухом шлакоудалении. Паропроизводительность котла 50 т/ч. Параметры пара: давление 3,9 МПа, температура перегретого пара 440 °С. Предусматривается возможность работы котла при давлении 1,37 МПа и выработке насыщенного или перегретого до 250 °С пара. Топочная камера объемом 238 м<sup>3</sup> полностью экранирована трубами диаметром 60 мм с толщиной стенки 3 мм и шагом 70 мм. Трубы фронтального и заднего экранов в нижней части образуют холодную воронку. В верхней части трубы заднего экрана разведены в четырехрядный фестон. Для работы на буром угле и торфе топочная камера котла с фронта оборудована двумя амбразурами, соединенными с шахтно-мельничными установками, а для работы на каменном угле – четырьмя пылеугольными горелками, расположенными по две на боковых стенах.

В котле осуществлена трехступенчатая схема испарения. Питательная вода котла может иметь солесодержание до 400 мг/кг. В средней части барабана расположен чистый отсек, а по торцам – два солевых отсека. В третью ступень испарения включены два выносных циклона Ø 377 мм с внутренней улиткой.

Верхний пакет стального экономайзера выполнен из труб Ø 28×3 мм и расположен в конвективном газоходе над воздухоподогревателем. Нижний пакет экономайзера выполнен из чугунных ребристых труб и расположен между ступенями воздухоподогревателя.

Воздухоподогреватель трубчатый, четырехходовый по воздуху, выполнен из труб Ø 40×1,6 мм. Для получения перегретого пара за фестонем размещается наклонная петля пароперегревателя общей площадью поверхности 50 м<sup>2</sup>, выполненная из труб Ø 32×3 мм.

В поворотной горизонтальной камере между топкой и опускным газоходом расположен котельный пучок с поверхностью нагрева 180 м<sup>2</sup>, представ-

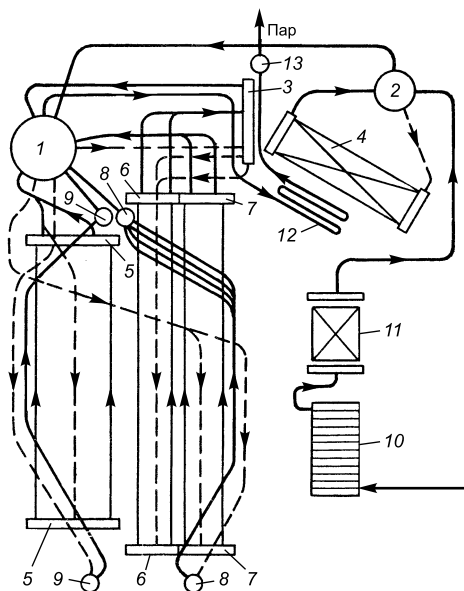


Рис. 3.8. Циркуляционная схема котла К-50-40/14 [1]:

1 – основной барабан; 2 – барабан конвективного пучка; 3 – выносной циклон (третья ступень испарения); 4 – конвективный пучок; 5 – передняя панель боковых экранов (вторая ступень); 6 – средняя панель боковых экранов (третья ступень испарения); 7 – задняя панель боковых экранов (первая ступень); 8, 9 – коллекторы заднего и фронтального экранов (первая ступень); 10 и 11 – нижняя и верхняя части экономайзера; 12 – петля пароперегревателя; 13 – выходная камера пароперегревателя.

работают на смеси конденсата вырабатываемого ими пара и химически очищенной воды или дистиллята, восполняющей потери рабочего тела. На конденсационных районных электростанциях потери конденсата пара составляют 0,5–1 %. На промышленных ТЭЦ потери конденсата составляют 20–40 %, а в производственных котельных установках могут достигать 70 % и более. Восполнение потерь конденсата в установках с котлами низкого, среднего и высокого давления обычно производится химически очищенной природной водой. Добавка к конденсату дистиллята применяется для питания прямоточных котлов с высокими и сверхвысокими параметрами пара.

На рис. 3.9 показана принципиальная схема питания котлов ТЭЦ, имеющей турбины с регулируемым отбором пара на производство и нерегулируемыми отборами для регенеративного подогрева питательной воды. Добавочная вода, возмещающая потери конденсата, после химической очистки поступает в деаэрактор, в который подается также конденсат от турбины, от производственных

ляющий собой самостоятельный циркуляционный контур – барабан  $\varnothing 800 \times 20$  мм и наклонные секции из труб  $\varnothing 60 \times 3$  мм.

Обмуровка котла монолитная, облегченная, закрепляется на каркасе котла. Толщина обмуровки за экранами 215 мм, а в местах, не закрытых экранами, – 315 мм. Габариты котла: ширина по осям 6,330 м, глубина по осям колонн 8,8 м, верхняя отметка 21 м. Масса котла в объеме заводской поставки 220 т.

На рис. 3.8 показана циркуляционная схема котла К-50-40/14. Питательная вода после экономайзера поступает в барабан конвективного пучка, из которого вместе с пароводяной смесью поступает в основной сепарационный барабан котла. Фронтальной и задней экраны, а также задние панели боковых экранов включены в чистый отсек барабана. Во вторую, внутрибарабанную ступень испарения включены передние панели боковых экранов. Средние панели боковых экранов включены в пространство над пароприемным потолком основного барабана. Весь пар проходит небольшую петлю пароперегревателя и поступает в выходной коллектор котла.

**Системы подготовки питательной воды.** Современные котлы

потребителей (после его очистки) и от регенеративных подогревателей. После удаления в деаэраторе растворенных в питательной воде газов  $O_2$  и  $CO_2$  вода подается питательными насосами через регенеративные подогреватели высокого давления в котел.

*Термические деаэраторы [4, 5].*

В настоящее время на электростанциях для удаления из питательной воды кислорода, двуокси углерода и некоторых других газов применяются, как правило, термические деаэраторы; в них вода подогревается паром до температуры насыщения.

В схемах турбоустановок применяются деаэраторы атмосферные (типа – ДА, рабочее давление 0,12 МПа) и повышенного давления (типа – ДП, рабочее давление 5,9; 6,9; 7,8 МПа). Вакуумные деаэраторы (типа – ДВ) применяются чаще всего для дегазации подпиточной воды систем теплоснабжения на ТЭЦ и в котельных; разработаны вакуумные деаэраторы номинальной производительностью 5–1200 т/ч. Максимальная концентрация кислорода в питательной воде после деаэратора составляет 10–30 мкг/кг. Номинальная производительность деаэратора – это расход воды, состоящий из суммы исходных потоков, подлежащих деаэрации, и сконденсировавшегося пара.

Деаэраторы атмосферного давления (тип ДА) применяются главным образом для дегазации питательной и подпиточной воды в котельных с паровыми котлами и на ТЭЦ. Для ТЭЦ экономичной является двухступенчатая схема дегазации воды, показанная на рис. 3.10, а. Весь добавок воды поступает в конденсаторы турбины, а в деаэраторы атмосферного давления направляются потоки конденсата с производства и из сетевых подогревателей. Количество подводимой в конденсатор обессоленной воды ограничивается условиями его нормальной работы. Поэтому при значительных потерях конденсата (более 5 %) и росте добавки обессоленной воды максимально возможное ее количество направляют в конденсатор, а остальной добавок – в деаэратор атмосферного давления. На ТЭЦ деаэраторы типа ДА применяются также для дегазации подпиточной воды тепловой сети. В таких деаэраторах средний подогрев воды равен 10–40 °С, температура деаэрированной воды – 104 °С.

На рис. 3.10, б приведена принципиальная схема разработанных НПО ЦКТИ им. И. И. Ползунова двухступенчатых деаэраторов типа ДА производительностью 5–300 т/ч с затопленным барботажным устройством. В деаэраторах производительностью до 25 т/ч пар подводится только через барботажное устройство; в деаэраторах более высокой производительности – еще и в паровое пространство бака-аккумулятора.

В схемах турбоустановок блочных конденсационных электростанций обычно применяются деаэраторы повышенного давления. Принципиальная

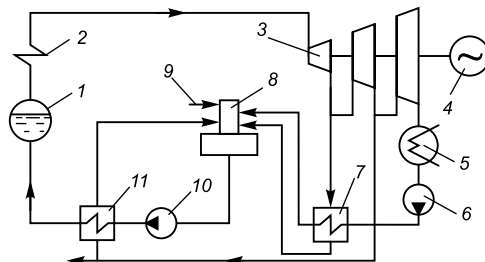


Рис. 3.9. Схема питания котлов ТЭЦ [1]:  
1 – барабан котла; 2 – пароперегреватель; 3 – паровая турбина; 4 – генератор; 5 – конденсатор; 6 – конденсатный насос; 7 – подогреватель низкого давления; 8 – деаэратор; 9 – подвод воды из химводоочистки; 10 – питательный насос; 11 – подогреватель высокого давления.

схема деаэрационной колонки ДП-500М показана на рис. 3.11. Аналогичную конструкцию имеют деаэрационные колонки типа ДП-225-7 и ДП-1000.

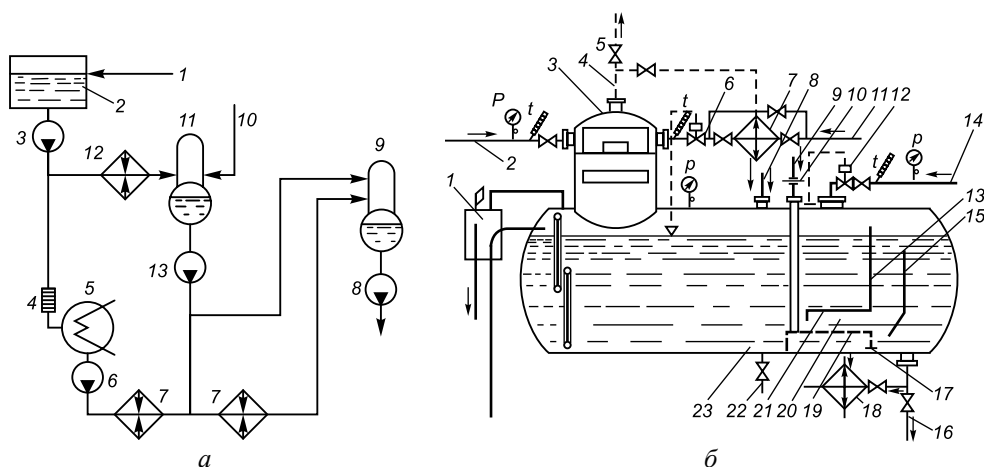


Рис. 3.10. Двухступенчатая схема деаэрации воды на ТЭЦ (а) и принципиальная схема двухступенчатого деаэратора ДА (б) [5]:

а: 1 – подвод обессоленной воды; 2 – бак; 3 – насос; 4 – ограничительные шайбы; 5 – конденсатор турбины; 6 – конденсатные насосы; 7 – ПНД; 8 – питательные насосы; 9 – деаэратор повышенного давления; 10 – возврат конденсата с производства; 11 – деаэратор атмосферного давления; 12 – подогреватели обессоленной воды; 13 – насос.

б: 1 – комбинированное предохранительное устройство; 2 – подвод основного конденсата; 3 – деаэрационная колонка; 4 – отвод выпара; 5 – выхлоп в атмосферу; 6 – регулятор уровня; 7 – охладитель выпара; 8 – подвод горячих конденсатов; 9 – подвод барботажного пара; 10 – ограничительная диафрагма; 11 – подвод химически очищенной воды; 12 – регулятор давления; 13 – вертикальная перегородка; 14 – подвод греющего пара; 15 – циркуляционная перегородка; 16 – отвод деаэрированной воды; 17 – канал для перепуска пара в обвод барботажного листа; 18 – теплообменник для охлаждения проб воды; 19 – барботажный лист; 20 – барботажный канал; 21 – горизонтальная перегородка; 22 – дренаж; 23 – бак-аккумулятор.

Для поддержания постоянного давления в деаэраторах применяются две основные схемы питания их паром: 1 – деаэратор является самостоятельной ступенью регенеративного подогрева питательной воды и подключается к отдельному отбору турбины; 2 – деаэратор является предвключенной ступенью регенеративного подогрева и питается паром из того же отбора, что и первый ПВД. Недостатками схем с деаэраторами постоянного давления являются: необходимость дросселирования пара отбора (в наибольшей степени при работе на номинальной нагрузке) и необходимость переключения деаэратора на отборы более высокого давления при снижении нагрузки турбины.

Деаэрационные колонки устанавливаются непосредственно на деаэраторных баках, обеспечивающих необходимый запас воды и надежную работу питательных насосов. Для неблочных установок запас воды в баках устанавливается из расчета обеспечения номинальной паропроизводительности котлов в течение 7 мин.

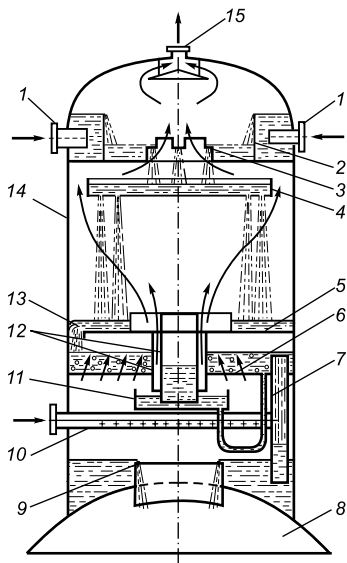


Рис. 3.11. Принципиальная схема двухступенчатой струйно-барботажной деаэрации (колонка ДП-500М) [5]:

1 – подвод воды; 2 – смесительно-распределительное устройство; 3 – горловина смесительного устройства; 4 – перфорированная тарелка; 5 – перепускной лист; 6 – перфорированный лист барботажного устройства; 7 – сливные трубы; 8 – бак-аккумулятор; 9 – головина бака; 10 – коллектор подвода пара; 11 – поддон; 12 – пароперепускные трубы (наружная и внутренняя); 13 – сегментное отверстие; 14 – корпус колонки; 15 – отвод выпара.

## 2. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ И КОНСТРУКЦИЙ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ

### 2.1. Назначение котлов-утилизаторов

Котлы-утилизаторы (КУ) служат для утилизации теплоты выхлопных газов газотурбинных или газопоршневых двигателей и придания ей качеств, необходимых потребителю (горячая вода, насыщенный или перегретый пар одного или нескольких давлений). Выработываемый в паровых котлах-утилизаторах пар может использоваться не только в парогазовых установках, но и поставляться для промышленных технологических процессов, а также для теплоснабжения или производства холода (в абсорбционных холодильных машинах). В небольших когенерационных установках для этой цели могут применяться газодводяные или водоводяные теплообменники (трубчатые, пластинчатые и т. д.).

Конструкции и характеристики котлов-утилизаторов в наибольшей мере влияют как на эффективность использования сбросной теплоты двигателей, так и на эксплуатационные и инвестиционные расходы. Необходимость учета при проектировании котлов-утилизаторов конкретных требований и условий эксплуатации для когенерационной установки, а также характеристик используемого теплового двигателя, приводит к известной индивидуальности каждого когенерационного проекта. Особенно большое значение совершенство конструкций котлов-утилизаторов имеет для парогазовых установок. Следует отметить, что котлы-утилизаторы находят широкое применение в ряде отраслей промышленности (в черной и цветной металлургии, производстве строительных материалов, химической промышленности), а также в энерготехнологических агрегатах (в целлюлозно-бумажном производстве). Котлы-утилизаторы

устанавливаются также за технологическими печами (мартеновскими, цементными, нагревательными) и предназначаются для повышения эффективности использования топлива путем утилизации значительной части теплоты уходящих из печей при высокой температуре продуктов сгорания.

Использование сбросной теплоты в КУ обеспечивает получение дополнительных энергоносителей в виде энергетического или технологического пара, горячей воды, неводяного технологического теплоносителя и т. п., что приводит к экономии топлива на предприятии. В качестве дополнительного теплоиспользующего устройства КУ обычно не оказывает влияния на характер основного технологического процесса. Однако в ряде случаев КУ способствует улучшению условий работы технологического агрегата. Так, например, расположение КУ за мартеновской печью дает возможность на охлажденных уходящих газах установить дымосос, что благоприятно сказывается на работе печи (улучшает тягу). Характерной отличительной особенностью КУ является отсутствие у них топочного устройства для сжигания топлива. Чаще всего для ГТУ используются КУ водотрубного типа, в которых продукты сгорания из ГТУ омывают трубные пучки снаружи. Поскольку давление выхлопных газов ГТУ близко к атмосферному, стенки КУ рассчитываются как безнапорные сосуды.

Котлы-утилизаторы для технологических печей выполняются обычно дымогарными (жаротрубными), работают на запыленных отходящих газах, содержащих кроме физической и химическую теплоту в виде горючих составляющих, которые дожигаются в специальных камерах [6]. Описание работы и особенности конструкций таких котлов-утилизаторов приведены в заключительных разделах данной главы.

Утилизация части теплоты уходящих газов ГТУ в КУ связана с некоторым повышением сопротивления выхлопного тракта и ростом давления газов за газовой турбиной, что приводит, как показано в гл. 1, к небольшому снижению электрической мощности, и, соответственно, КПД ГТУ, а также к незначительному увеличению температуры уходящих газов. Это влияние можно оценить зависимостями, полученными по проектным характеристикам ГТУ. При относительном увеличении сопротивления за счет установки КУ на величину  $\delta p_{\text{вых}} = \Delta p_{\text{вых ГТУ}}/p_a = 0,01 \div 0,03$ , мощность газовой турбины уменьшается на 0,5–1,5 % по сравнению с автономным режимом, и при этом происходит увеличение температуры выхлопных газов на 0,3–1 %.

Технологическая схема котла-утилизатора ориентирована, как правило, на утилизацию теплоты уходящих газов ГТУ. Вместе с тем может оказаться целесообразным применение дожигания топлива в среде уходящих газов на входе в КУ. Для этой цели используются простейшие горелочные устройства, устанавливаемые в диффузоре перед котлом. Напомним, что коэффициент избытка воздуха в уходящих газах ГТУ находится в пределах 2,5–4. Расстояние от горелок до первого пакета поверхностей нагрева (пароперегревателя) должно быть не менее 4–5 м для стабилизации температурных и скоростных характеристик потока газов. В этом случае отказываются от обрешетки труб пароперегревателя высокого давления. Часто оказывается достаточным подогреть газы перед КУ за счет дожигания топлива до температуры 600–620 °С, чтобы обеспечить требуемые параметры генерируемого пара. Предельная температура газов после дожигания по данным зарубежных источников может достигать 750 °С



без охлаждения стенок газоходов. Последние в диапазоне высоких температур, выполняются из жаростойких сталей с соответствующим оребрением (ребра жесткости находятся снаружи стенок в слое наружной изоляции).

Конструкция КУ и режим их работы определяются особенностями греющего теплоносителя, т. е. зависят от технологического агрегата-источника сбросной теплоты. Несмотря на большое многообразие технологических процессов и агрегатов, устанавливаемые за ними КУ в зависимости от важнейшего параметра – начальной температуры греющего теплоносителя – делятся на две группы:

- низкотемпературные КУ с начальной температурой теплоносителя  $\theta_{\text{ку}} < 800 \div 900 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- высокотемпературные КУ с начальной температурой теплоносителя  $\theta_{\text{ку}} > 1100 \div 1200 \text{ }^\circ\text{C}$ .

В низкотемпературных КУ передача теплоты поверхностям нагрева осуществляется в основном за счет конвекции, а в высокотемпературных КУ – в основном за счет радиации.

По параметрам получаемого пара КУ можно разделить на котлы с низкими параметрами ( $p$  – до 1,5 МПа,  $t_{\text{мп}}$  – до 327  $^\circ\text{C}$ ) и с повышенными параметрами ( $p \geq 4,5$  МПа,  $t_{\text{мп}} \geq 452 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Коэффициент использования топлива в ПГУ в большой степени зависит от количества теплоты, полезно используемой в паровом цикле именно посредством преобразования энергии выхлопных газов ГТУ. Эффективность КУ определяется двумя параметрами – температурой выхлопных газов ГТУ (т. е. температурой на входе в КУ  $\theta_{\text{ку}}$ ) и температурой уходящих из КУ дымовых газов  $\theta_{\text{ух}}$ . Давление генерируемого пара определяется требованиями его потребителя. Паропроизводительность КУ может быть увеличена за счет сжигания дополнительного топлива в газоходе от ГТУ, но при этом температура на входе в КУ не должна превышать 750  $^\circ\text{C}$ . При более высоких температурах необходимо применять охлаждение газохода до сечения входа в КУ, что увеличивает стоимость конструкции.

Возможны следующие режимы работы оборудования:

- работа котла-утилизатора в автономном режиме (без ГТУ);
- работа газотурбинной установки без котла-утилизатора;
- регулирование тепловой нагрузки котла-утилизатора при сохранении номинальной электрической нагрузки ГТУ.

## 2.2. Компоновки КУ

В типичных конструкциях КУ имеется три теплообменных секции – испаритель, пароперегреватель и экономайзер. Тепловая схема простейшего (одноконтурного) КУ приведена на рис. 3.12.

Испарительная секция содержит несколько пакетов (блоков), которые могут отличаться размерами труб, их материалами и т. п. В этих блоках вода нагревается до точки насыщения при заданном ее давлении. Поскольку температуры рабочего тела на входе и выходе из испарителя близки к температуре насыщения при заданном давлении в контуре, количество теплоты, которое может быть утилизировано в испарителе, уменьшается с ростом давления пара; в газоходе КУ место расположения этой секции называют «pinch-point».

Пароперегревающая секция использует сухой насыщенный пар, поступающий из сепаратора парового барабана. В зависимости от требований пар может быть перегрет немного относительно состояния насыщения, либо нагрет до значительной температуры с целью увеличения его потенциальной энергии. Секция пароперегревателя расположена обычно перед испарительной секцией по ходу дымовых газов в КУ.

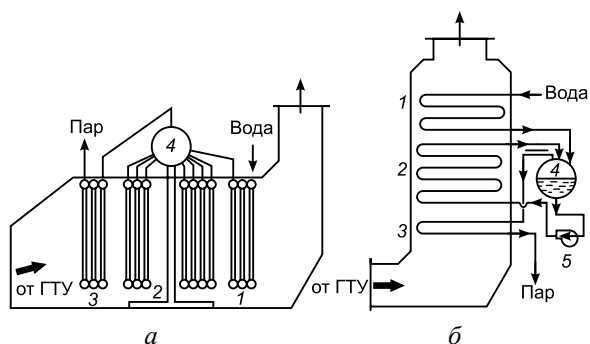


Рис. 3.12. Схемы КУ с горизонтальной (а) и вертикальной (б) компоновками:

1 – экономайзер; 2 – испаритель; 3 – пароперегреватель; 4 – барабан; 5 – насос.

Питательная вода компенсирует потери пара и воды при продувке парового барабана. Температура воды на входе в экономайзер ниже, чем на входе в испаритель, что позволяет дополнительно утилизировать теплоту дымовых газов.

Котлы-утилизаторы выполняют горизонтальными или вертикальными, в зависимости от компоновочной концепции главного корпуса электростанции.

При вертикальной компоновке выхлопные газы ГТУ проходят вертикально вверх через горизонтально расположенные теплообменные поверхности труб. Такая компоновка, разработанная первоначально в Европе, требует меньшей строительной площадки и менее чувствительна к изменению тепловых нагрузок комбинированных циклов по сравнению с горизонтальной компоновкой. В смысле эффективности КУ обе схемы равноценны.

При горизонтальной компоновке котла-утилизатора поверхности нагрева состоят из отдельных секций, объединяемых в пакеты. Секция включает в себя два коллектора (верхний и нижний) соединенные оребренными трубами (рис. 3.13, а). Обычно используется шахматное расположение труб. Число секций в одном ряду как правило составляет 4–6, а число пакетов секций по ходу газов зависит от рассчитываемой поверхности нагрева. Таким образом, общее число пакетов зависит от тепловой схемы котла-утилизатора.

В случае горизонтальной компоновки котла-утилизатора конструктивно схема секции может включать нижний и верхний коллекторы, либо быть выполнена только с нижним коллектором. Длина труб в секциях и их число зависит от технологии производства котла-утилизатора. Высота секции, их число в одном ряду и конфигурация трубного пучка определяют живое сечение для прохода газов, а, следовательно, и скорость газов, которая задается в пределах 10–12 м/с. Число труб в одной секции принимают по условиям компоновки, ее габаритов и весовых показателей.

Вертикальная компоновка котла-утилизатора имеет свои особенности. Поверхности нагрева выполняются в виде отдельных блоков (рис. 3.13, б),

укрепляемых друг над другом с помощью каркаса. Количество рядов труб в одном блочном пакете не превышает 20–25. В КУ вертикальной компоновки имеются боковые боксы для установки коллекторов и колен труб, которые не подвержены воздействию дымовых газов. Основной объем бокса имеет несколько дырчатых несущих перегородок в зависимости от принятых габаритов. В перегородках просверлены отверстия с диаметром, превышающим наружный диаметр оребренной трубы на 8–10 мм. Оребренные трубы заводятся одновременно через все отверстия и опираются в перегородках на свои ребра. Дополнительно осуществляется сварка колен и приварка труб к коллекторам. В случаях повреждений любую трубу можно заменить, отрезав ее от колен или коллектора. В этой компоновке применяется шахматное расположение труб, что способствует компенсации их теплового расширения.

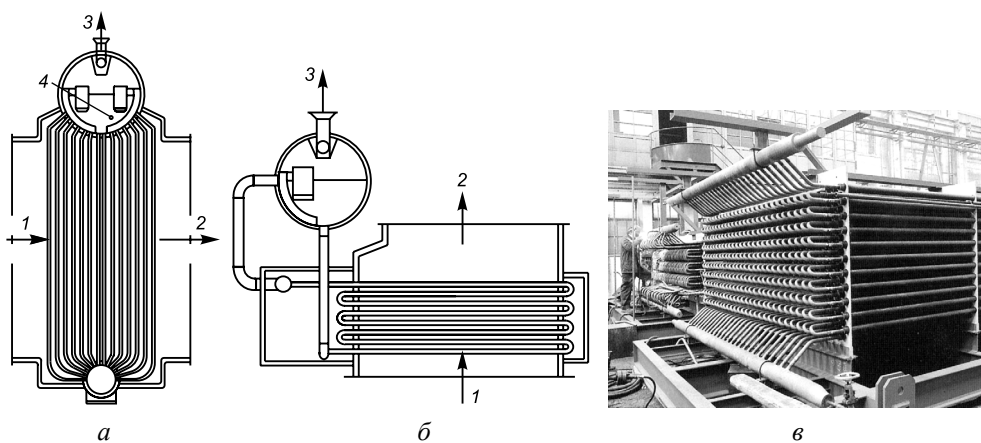


Рис. 3.13. Схемы секции испарителя котла-утилизатора горизонтальной (а) и вертикальной (б) компоновки и внешний вид трубной секции-блока для КУ вертикальной компоновки (в):

1, 2 – вход и выход дымовых газов; 3 – паровой барабан; 4 – питательная вода.

Поверхности нагрева котлов-утилизаторов выполняются, как правило, из оребренных труб. Спирально-ленточное оребрение труб осуществляется на специальных установках в заводских условиях с использованием токов высокой частоты. Это позволяет приварить ленту различной толщины, конфигурации и размеров. В процессе сварки, управляемой компьютером, возможно изменение шага привариваемой на одной трубе ленты и осуществление пропуска для мест сгиба труб. Это позволяет изготавливать оребренные трубы в широком диапазоне геометрических характеристик:

- диаметр гладкой (несущей) трубы, мм 22–114
- толщина стенки трубы, мм 2–12
- ширина привариваемой ленты, мм 6–30
- толщина привариваемой ленты, мм 0,8–2,5
- шаг навивки ленты (шаг ребер), мм 4,2–25
- длина оребренной трубы, м до 22.

Оребрение трубы уменьшает общую массу поверхности нагрева в среднем в 1,5 раза.

Выполнение поверхностей нагрева в КУ из отдельных блоков позволяет осуществлять его модульную компоновку. Такое решение имеет ряд преимуществ:

- возможно самостоятельное изготовление отдельных модулей (блоков) и заводская проверка их качества;
- повышается качество монтажных работ и сокращается их срок;
- обеспечиваются благоприятные условия транспортировки узлов КУ, блок (модуль) имеет ширину до 3,5 м при длине не более 15 м.

Котлы-утилизаторы вертикальной компоновки используют принудительную (вынужденную) циркуляцию с помощью циркуляционных насосов в испарительной секции. Такая компоновка позволяет обеспечить компактность КУ с минимальной строительной площадкой и гарантировать циркуляцию воды в испарителе. Обычно кратность циркуляции составляет 3–10. Выбирая величину этого параметра, необходимо учитывать стоимость циркуляционных насосов и издержки на их эксплуатацию.

Традиционно сложилось так, что утилизационные парогенераторы в Европе определялись как котлы с принудительной циркуляцией, в то время как в США в основном использовались котлы с естественной циркуляцией. Котлы с естественной циркуляцией не имеют циркуляционных насосов и поэтому более просты и надежны. Установки с принудительной циркуляцией могут иметь меньшие размеры и принимать нагрузку гораздо быстрее.

При вертикальной компоновке выхлопные газы ГТУ поступают в горизонтальный участок газохода, где может быть расположена камера дополнительного сжигания топлива. Обычно за счет дожигания паропроизводительность котла увеличивают на 50–70 %. Далее поток дымовых газов поворачивает на 90° и проходит через теплообменные трубные пучки, расположенные внутри вертикального газохода; в самих пучках трубы – оребренные, располагаются горизонтально и ввариваются в коллекторы, установленные в плоскости труб (рис. 3.13, б). Трубы связаны между собой трубными досками, которые служат также для подвески теплообменных поверхностей котла посредством стержней, закрепленных на элементах несущей конструкции котла. На последней крепится также обшивка котла, шумоглушители и дымовая труба. Паровые барабаны располагаются на отдельных рамах, находящихся вне газохода котла. Газоходы котла выполняются из листового металла, являются газоплотными и должны выдерживать повышенное давление выхлопных газов ГТУ, поступающих в котел. Внутренние поверхности газоходов имеют термоизоляцию из минеральных или керамических (синтетических) тканевых слоев, чтобы обеспечить требуемую температуру обшивки котла. Изоляция также защищает от прямого контакта дымовых газов с внутренней поверхностью обшивки, выполняемой обычно из нержавеющей стали.

### 2.3. Тепловые схемы КУ

В когенерационных установках, работающих по комбинированному циклу, могут потребоваться котлы с двумя или с тремя уровнями давлений; лишь незначительное количество КУ имеют четыре уровня давления пара с более

чем десятью секциями пароперегревателей, испарителей и экономайзеров. Оптимальная утилизация тепла выхлопных газов ГТУ зависит от порядка расположения (по ходу газового потока) теплообменных секций. Для КУ двух давлений пара типичным является следующий порядок: пароперегреватель ВД, парогенератор (испаритель) ВД; экономайзер 2 ВД (экономайзер ВД разделен на две секции); пароперегреватель НД; парогенератор НД; экономайзер НД + экономайзер 1 ВД; сетевой подогреватель (ВД и НД – отвечают контурам высокого и низкого давления пара). Однако, в некоторых случаях, например в ПГУ компании Nuovo Pignone расположение секций изменено: пароперегреватель НД устанавливается непосредственно за испарителем ВД. Такая схема представлена на рис. 3.14, типичные параметры пара указаны в табл. 3.1.

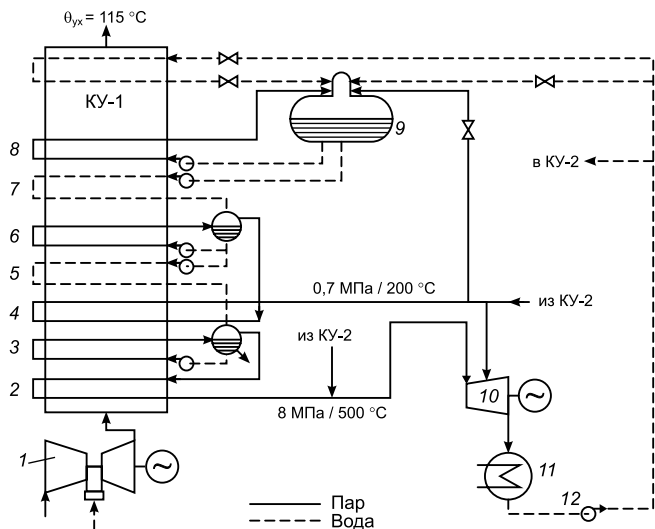


Рис. 3.14. Тепловая схема блока парогазовой установки фирмы Nuovo Pignone с КУ двух давлений:

1 – ГТУ MS9001E; 2 – пароперегреватель ВД; 3 – испаритель ВД; 4 – пароперегреватель НД; 5 – экономайзер ВД; 6 – испаритель НД; 7 – экономайзер НД; 8 – пар для деаэратора; 9 – деаэратор; 10 – паровая турбина; 11 – конденсатор; 12 – конденсатный насос.

Таблица 3.1

**Параметры пара в КУ**

Показатель	Одноконтурный КУ	Двухконтурный КУ			Двухконтурный КУ с промперегревом
		≤40	40–60	≥60	
Мощность ПП, МВт	До 60	≤40	40–60	≥60	>60
Контур ВД:					
– давление, МПа	4,13	5,64	6,61	8,26	9,98
– температура, °С	538*	538*	538*	538*	538*
Промперегрев пара:					
– давление, МПа	–	–	–	–	2,06–2,75
– температура, °С	–	–	–	–	538*
Контур НД:					
– давление, МПа	–	0,55	0,55	0,55	0,55
– температура, °С	–	305	305	305	305

\* – при температуре выхлопных газов на входе в КУ 560 °С.

Схемы КУ вертикальной компоновки с двумя и одним давлениями свежего пара показаны на рис. 3.15. КУ двух давлений работает совместно с ГТУ Alstom модели GT10 и спроектирован для ПГУ. Параметры пара: контур высокого давления – паропроизводительность 35,7 т/ч, давление 8,15 МПа, температура 502 °С. Контур низкого давления – паропроизводительность 6,11 т/ч, давление 1,65 МПа, температура 203 °С. В обоих контурах температура питательной воды 105 °С.

Схема котла-утилизатора одного давления пара, работающего на выхлопе ГТУ той же модели, приведена на рис. 3.15, б. Котел имеет принудительную циркуляцию теплоносителя в испарительном контуре. Параметры пара: паропроизводительность 70,3 т/ч (33,8 т/ч без дожигания), давление 6,91 МПа, температура 525 °С. Температура питательной воды 105 °С. КУ имеет сетевой подогреватель на расход воды 170 т/ч; температура входа/выхода воды 70/105 °С, давление 1,53 МПа.

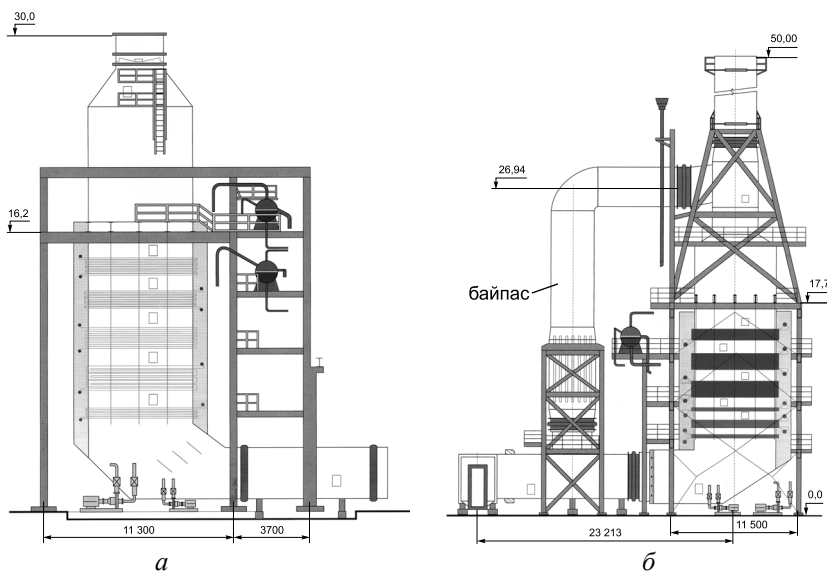


Рис. 3.15. Паровые котлы-утилизаторы вертикальной компоновки:  
а – двух давлений пара; б – одного давления пара.

Мощность дополнительно сжигаемого топлива (природного газа) максимальная 26,6 МВт. Камера дожигания с горелками расположена в газоходе между байпасным каналом и входной частью КУ.

В КУ с тремя контурами давления благодаря размещению дополнительных поверхностей нагрева температуру дымовых газов на выходе из КУ удастся снизить до 93 °С. Схема расположения теплообменных секций в КУ приведена на рис. 3.16.

Для ГТУ, имеющих температуру выхлопных газов на уровне 510 °С, КУ может дополнительно оснащаться промежуточным перегревателем пара, отработавшего в цилиндре ВД паровой турбины.

Внешний вид КУ с тремя уровнями давлений компании Nooter/Erikson для ГТУ мощностью 170 МВт показан на рис. 3.17, а; габаритные размеры КУ: длина – 30,2 м, ширина – 8,2 м, высота – 30,5 м. Компонентные виды котлов-утилизаторов тепловой мощностью 40 МВт и 318 МВт этой же фирмы на площадках ПГУ-ТЭС в г. Виндсдорф (Канада) и г. Буенос-Айрес (Аргентина) приведены на рис. 3.17, б, в. Для ГТУ модели W501G мощностью 230 МВт фирмы Siemens Westinghouse был разработан и изготовлен КУ трех давлений с промежуточным перегревом пара; расход выхлопных газов ГТУ составляет 553,4 кг/с при температуре 590 °С. Мощность ПГУ 360 МВт.

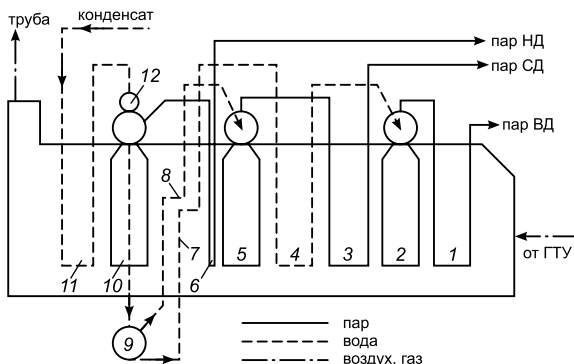


Рис. 3.16. Тепловая схема КУ трех давлений с встроенным деаэратором:

1 – пароперегреватель ВД; 2 – испаритель ВД; 3 – пароперегреватель СД; 4 – экономайзер 2 ВД; 5 – испаритель СД; 6 – пароперегреватель НД; 7 – экономайзер 1 ВД; 8 – экономайзер среднего давления; 9 – питательный насос; 10 – испаритель НД; 11 – подогреватель конденсата; 12 – встроенный деаэратор.

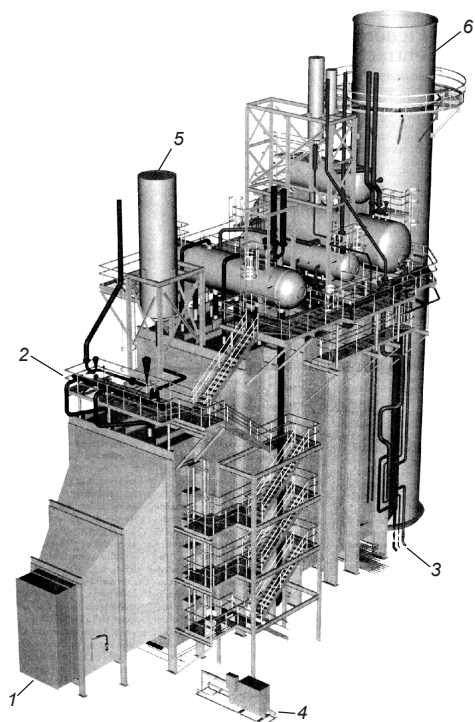
Зарубежные КУ за редким исключением выполняются барабанного типа. Выбор количества контуров пара и схемы КУ во многом определяют схему блока и оптимальные параметры пара. Увеличение количества контуров повышает экономичность блока, но существенно усложняет схему. Например, согласно исследованиям АО «Турбоатом» [7], проведенным при создании проекта ПГУ-350 для параметров газа за ГТЭ-115 ( $G_r = 400,6$  кг/с,  $t_{гт} = 522$  °С) введение второго контура повышает абсолютный КПД на 1,7 %, в то время как третий контур добавляет не более 0,5 %.

В ПГУ, выпускаемых ведущими фирмами, параметры пара в контурах КУ существенно различны. Например, давление и температура пара ВД изменяются в диапазоне от 3,3 до 9,5 МПа и от 433 до 520 °С. Это объясняется различиями параметров газов за газовой турбиной, различными схемными решениями и конструктивными особенностями используемых паровых турбин.

При выборе начальных параметров пара в КУ для ПГУ следует учитывать факторы, связанные с конструктивными и эксплуатационными особенностями оборудования, основные из которых следующие:

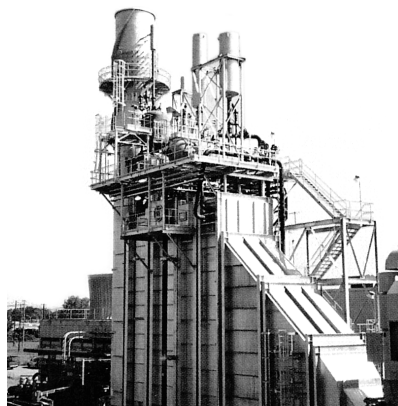
- влажность в последних ступенях паровой турбины (ПТ) не должна превышать предельно допустимого значения во всем диапазоне эксплуатационных режимов;
- снижение температуры пара высокого давления положительно влияет на маневренность ПТ и снижает требуемую поверхность пароперегревателя в КУ;
- изменение давления пара высокого и низкого давления влияет на некоторые размеры оборудования и гидравлическое сопротивление трубопроводов;

• давление пара между цилиндрами высокого и низкого давления в двухцилиндровых ПТ (разделительное давление) целесообразно принять в соответствии с давлением пара низкого давления котла для возможности подвода пара из контура НД.

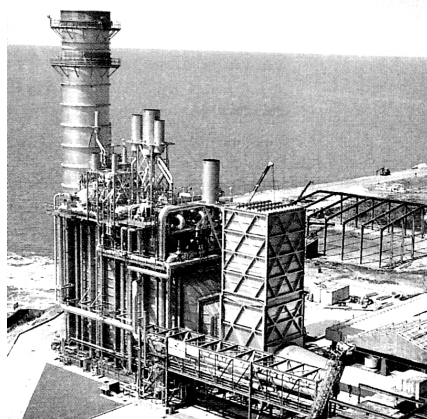


1 – вход выхлопных газов ГТУ; 2 – пар контура ВД; 3 – вход питательной воды; 4 – подача топлива на горелки дожигания; 5 – байпасная труба (свеча) ГТУ; 6 – дымовая труба КУ.

*a*



*б*



*в*

Рис. 3.17. Внешний вид котла-утилизатора трех давлений для ГТУ MS7001FA фирмы GE (*a*) и общие виды паровых котлов-утилизаторов тепловой мощностью 40 МВт (*б*) и 318 МВт (*в*) фирмы Nooter/Erikson (США) на ПГУ-ТЭС.

Со стороны газов наибольшую опасность для надежности КУ представляет процесс конденсации в хвостовых частях котла. Имеющийся опыт эксплуатации (к сожалению, не всегда положительный) подтверждает это. Так, в 70-х годах на Якутской ГРЭС при сжигании жидкого топлива в ГТЭ-25 примерно за 3 тыс. ч произошло практически полное разрушение подогревателей сетевой воды (ПСВ) всех блоков. Среди многих факторов, предопределивших этот процесс, включая неудачный выбор материала теплообменников, основным являлась язвенная коррозия, вызванная конденсацией серной кислоты на наружной поверхности труб. Изменение конструкции ПСВ и, главное,



ликвидация условий, вызывающих конденсацию соединений серы на трубках, обеспечили в течение более чем 10-летнего периода его надежную работу. Как известно, температура точки росы продуктов сгорания серосодержащего жидкого топлива составляет 100–130 °С и зависит от количества серы в топливе и коэффициента избытка воздуха. Максимальной скорости коррозии соответствует температура на 15–25 °С ниже точки росы. Для бессерного природного газа температура точки росы составляет примерно 50 °С, несколько изменяясь в зависимости от ряда факторов.

В блоках ПГУ с КУ в отличие от традиционных паровых блоков регенеративный подогрев питательной воды выше температуры, обеспечивающей надежную работу КУ, нецелесообразен из-за повышения температуры уходящих газов и соответствующего снижения экономичности котла. Сказанное в полной мере относится и к подогревателю-деаэратору с давлением выше атмосферного. Вместе с тем КУ требует подачи воды строго нормируемого качества. Для устранения указанного противоречия между экономичностью и надежностью в хвостовой части котла-утилизатора устанавливают третий парогенерирующий контур, питающий паром деаэратор (см. рис. 3.14). Давление в деаэраторе скользящее и изменяется от 0,105 до 0,25 МПа в зависимости от режима работы.

Своеобразной «визитной карточкой» котла-утилизатора является тепловая диаграмма, построенная на основании расчетов тепловой схемы котла. Эта диаграмма показывает изменение температуры рабочих тел (дымовых газов и парожидкостной среды) по длине газохода котла и соответствующее значение теплоты, утилизируемой в различных теплообменных поверхностях котла-утилизатора. Типичные формы тепловой диаграммы КУ представлены на рис. 3.18; по этим диаграммам определяются температурные напоры на каждой теплообменной секции и температура уходящих газов.

Глубина охлаждения уходящих газов в КУ зависит от соотношения  $D_n/V_g$ , где  $D_n$  – паропроизводительность котла, кг/ч;  $V_g$  – расход греющего газа теплоносителя, м<sup>3</sup>/ч. С уменьшением начальной температуры греющих газов существенно увеличивается расход газа-теплоносителя, необходимого для выработки единицы пара, а соотношение  $D_n/V_g$  (при  $D_n = \text{const}$ ) соответственно уменьшается. Так, если для обычных паровых котлов на органическом топливе параметр  $D_n/V_g \approx 1$ , то при использовании для получения пара низкотемпературных выхлопных газов ГТУ ( $\theta_{\text{кв}} = 475 \div 575$  °С) он составляет 0,12–0,15.

При расположении поверхностей нагрева в низкотемпературном КУ по схеме, показанной на рис. 3.19, температура газов за экономайзером (температура уходящих газов) определяется зависимостью

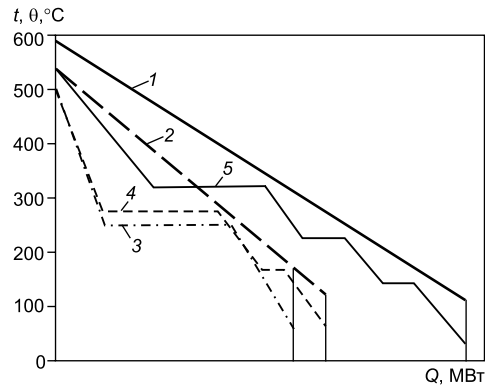


Рис. 3.18. Тепловые диаграммы КУ.

Профили температур дымовых газов: 1 – для ГТУ GE модели F; 2 – для других моделей ГТУ GE. Профили температур пароводяного тела: 3 – одноконтурный КУ; 4 – двухконтурный КУ; 5 – трехконтурный КУ с промперегревом.

$$\theta_{yx} = t_s + \Delta t_{\min} - \frac{D_{\text{п}}(i_s - i_{\text{пв}})}{V_{\text{г}}c_{\text{г}}},$$

где  $t_s$  – температура насыщения при давлении вырабатываемого пара;  $i_{\text{пв}}$  и  $i_s$  – энтальпия питательной воды на входе в экономайзер и кипящей воды соответственно кДж/кг;  $\Delta t_{\min}$  – экономически целесообразная минимальная разность температур между газом и  $t_s$ ;  $c_{\text{г}}$  – средняя теплоемкость газов, кДж/(м<sup>3</sup>·°С).

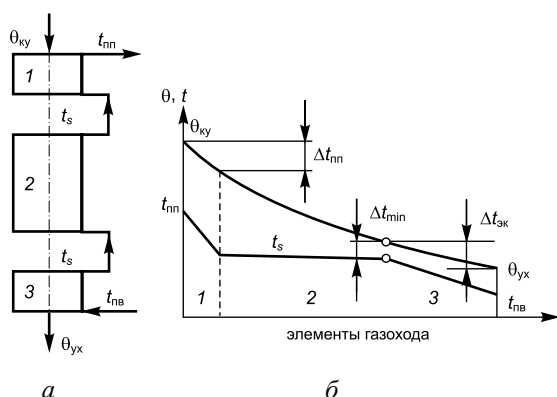


Рис. 3.19. Последовательность включения и условия охлаждения газов в низкотемпературных КУ: *а* – схема включения поверхностей нагрева котла; *б* – распределения температур; 1 – пароперегреватель; 2 – испарительная поверхность нагрева; 3 – экономайзер.

ходящих газов. Использование низкотемпературных газов предопределяет целесообразность для интенсификации теплообмена применения в КУ труб малого диаметра (25–32 мм), поперечного омывания их газами, змеевиковых конструкций поверхностей нагрева, а для повышения надежности работы – применения принудительной циркуляции пароводяной смеси.

Гибкость в управлении когенерационной установкой (но и сопутствующие этому дополнительные капзатраты), обеспечивается при включении в конструкцию КУ байпаса (рис. 3.15, *б*), что позволяет эксплуатировать ГТУ со сбросом газов в атмосферу, или со сбросом газов в КУ, или же с частичным сбросом газов в атмосферу при работающем КУ. В этом случае понадобится установить глушители шума, которым должно быть уделено особое внимание в процессе проектирования и эксплуатации. Электростанции, которые рассчитываются для несения базовой нагрузки по электричеству, могут проектироваться без байпаса, но при этом должны быть гарантии, что конструкция парового утилизационного котла может противостоять температурным напряжениям при запуске ГТУ.

Установка байпасной газовой выхлопной трубы (сбросной свечи) и шиберов на ней и перед котлом позволяет обеспечить полностью автономную работу ГТУ. Вместе с тем создание газоплотных шиберов и обеспечение их надежной работы является довольно сложной задачей. За рубежом применя-

Из формулы следует, что температура уходящих газов за КУ зависит от  $t_s$ , которая в свою очередь зависит от давления пара в системе, а также от начальной температуры питательной воды и соотношения  $D_{\text{п}}/V_{\text{г}}$ .

В связи с этим для низкотемпературных КУ, т. е. при малых значениях  $D_{\text{п}}/V_{\text{г}}$ , установка отдельных экономайзерных поверхностей оказывается малоэффективной, так как газы охлаждаются в них незначительно. С повышением начальной температуры греющего теплоносителя и увеличением при этом  $D_{\text{п}}/V_{\text{г}}$  обеспечивается более глубокое охлаждение от-

ется несколько разновидностей заслонок (жалюзийные, створчатые, шиберные), и проблемы, возникающие при их эксплуатации, довольно серьезны.

Как уже не раз отмечалось, в ряде случаев в КУ целесообразно осуществлять дожигание некоторого количества топлива (обычно природного газа) в среде выхлопных газов ГТУ. Это позволяет повысить их температуру, мощность КУ и стабилизировать параметры генерируемого в котле-утилизаторе пара. Организация такого дожигания связана с жесткими требованиями к горелочным устройствам камеры дожигания, которые должны обеспечить высокую степень полноты сгорания топлива, устойчивое горение при высоких скоростях набегающего потока выхлопных газов ГТУ, надежное воспламенение дожигаемого топлива, создание равномерного температурного поля после горелок, их малое гидравлическое сопротивление. Этим требованиям отвечают микрофакельные горелки, выгорание топлива в которых осуществляется в зоне рециркуляции за плохо обтекаемыми телами (уголки и т. п.).

Повышение степени балластирования выхлопных газов ГТУ инертными газами ухудшает полноту сгорания топлива и сужает область его устойчивого горения в зависимости от коэффициента избытка воздуха. Существует некая критическая величина  $\alpha$ , ниже которой горение дожигаемого топлива невозможно. По данным исследований [8], при температуре газов в пределах 400–550 °С и объемной концентрации кислорода в окислителе 13–19 % устойчивое горение возможно при избытке воздуха  $\alpha = 4 \div 5$ . При объемной концентрации  $O_2$  менее 15 % и температуре окислителя 100–150 °С интервал устойчивой работы горелочного устройства резко сужается. Таким образом, при определенных условиях ( $[O_2] < 13 \div 13,5$  % и температуре газа  $t_{гт} < 100 \div 150$  °С) в горелки камеры дожигания необходима подача дополнительного воздуха в зону рециркуляции. В тепловых схемах ПГУ с котлами-утилизаторами эксплуатация горелочных устройств камер дожигания возможна при  $[O_2] \geq 12 \div 14$  % и  $\alpha > 2$ .

На рис. 3.20, а показан пример конструкции диффузионно-стабилизаторной горелки камеры дожигания [9]. Такие горелки устанавливаются в переходном газоходе, соединяющем диффузор ГТУ с теплообменником (котлом-утилизатором) (рис. 3.20, в).

Горение топлива при диффузионно-стабилизаторном способе сжигания природного газа осуществляется в камерах дожигания в турбулентном следе за стабилизатором. Для этого природный газ вводится в зону рециркуляции системой струй через специальный трубчатый коллектор или через отверстия в тыльной стороне стабилизатора. Выхлопные газы ГТУ поступают в зону горения из обтекающего стабилизатор потока. Сюда же рециркуляционным противотоком подается некоторое количество продуктов сгорания, способствующих стабилизации процесса горения. Такой способ дожигания топлива отличается высокой интенсивностью процесса смесеобразования при малой длине факела по потоку несмотря на раздельную подачу выхлопных газов и топлива. Об этом, в частности, свидетельствует поле коэффициентов избытка воздуха  $\alpha$  и темп снижения концентрации природного газа ( $CH_4$ ) вниз по потоку за стабилизатором (рис. 3.20, б).

При испытании блока дожигающих устройств на Якутской ГРЭС [9] в газоходах между ГТУ ГТ-25-700-2 (ЛМЗ) и подогревателями сетевой воды были установлены горизонтально, равномерно по высоте, 8 уголковых стабилизаторов

(1, на рис. 3.20, в). Стабилизаторы закреплены с помощью вертикальных стоек 3; внутренняя труба 8 для подачи природного газа из коллектора 4 и внешняя 7, осуществляющая его раздачу для горения, введены со стороны боковой стенки, к которой они крепятся фланцами, и фиксированы относительно стабилизатора перегородками 6. Зажигание топлива производится с помощью двух запальников 5 и двух вертикальных пламяперекидных перемычек 2 шириной 40 мм, соединяющих все горелки. Надежное и устойчивое воспламенение топлива при натекании на горелки полного расхода газов обеспечивается при повышении температуры газов после него всего на 20–30 °С ( $\alpha_{cp} = 50 \div 80$ ). При повышении температуры на 70–100 °С, характерном для рабочих режимов, выгорание топлива завершается в основном в зоне обратных токов за уголком, длина которой  $l$  в 3–3,5 раза больше ширины стабилизатора  $H$ . На начальном участке этой зоны  $l/H \approx 0,5$  коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,1 \div 1,3$ , за нею ( $l/H > 6$ ) горения уже не происходит.

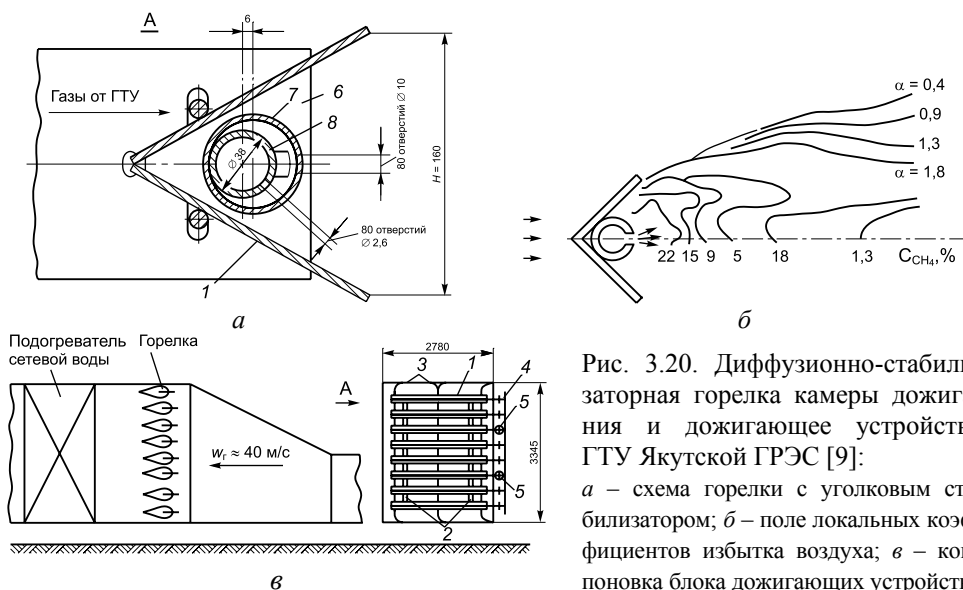


Рис. 3.20. Диффузионно-стабилизаторная горелка камеры дожигания и дожигающее устройство ГТУ Якутской ГРЭС [9]:

*а* – схема горелки с угольным стабилизатором; *б* – поле локальных коэффициентов избытка воздуха; *в* – компоновка блока дожигающих устройств.

Неполнота сгорания топлива  $q_3 = 0,5 \div 1$  % при температуре газов на входе в горелки 280–330 °С. Коэффициент сопротивления дожигающего устройства при степени загромождения им сечения 0,4 составляет  $\zeta = \Delta p / p_{дин} = 0,25 \div 0,35$  и соответствует потере давления 200–250 Па при скорости потока между стабилизаторами 55 м/с и 400–600 Па – при 60–70 м/с. Неравномерность температуры газов после горелок  $\theta_{max} - \theta_{min} < 40$  °С.

В исследовании получены зависимости, позволяющие производить расчет полноты выгорания и длины факела, оценивать устойчивость горения и форму температурного поля за стабилизатором.

Более детальные исследования аналогичного типа дожигающих горелок выполнялись на экспериментальном стенде ВТИ [10] в широком диапазоне определяющих параметров: температура потока воздуха, забалластированная продуктами сгорания, 30–540 °С; содержание кислорода в нем 13,5–21 %; скорость пото-

ка перед горелками – 9–27 м/с (скорость между стабилизаторами 18–54 м/с); скорость выхода природного газа из отверстий горелки – 5–85 м/с; температура подогрева дымового потока – 30–450 °С. Горелки имели уголкового стабилизатор шириной (калибром) 360 мм; расстояние между горелками 720 мм. При вершине каждого стабилизатора размещалась газораздающая труба диаметром 108 мм, имевшая отверстия диаметром 12 мм для выдува газа с шагом 30 мм. Сопротивление горелочного устройства при скорости набегающего потока окислителя 20–25 м/с составляет 600–800 Па, а коэффициент сопротивления – 1,8–2,3. Длина зоны обратных токов за стабилизаторами примерно равна двум калибрам.

Измерения процесса выгорания в приосевой зоне факела показали, что на режимах подогрева 450–550 °С выгорает 90–95 % топлива на относительной длине 2–2,5 калибров, а полностью горение заканчивается на расстоянии 4–5 калибров. Повышение температуры окислителя, несмотря на снижение концентрации кислорода, заметно интенсифицирует процесс выгорания.

Особое внимание при испытаниях уделялось исследованию влияния концентрации кислорода на процесс выгорания. При высоких значениях температуры окислителя на входе (500–550 °С) интенсивность процесса выгорания практически одинакова при значениях величины подогрева примерно 350 °С. В этом диапазоне температура окислителя оказывает преобладающее влияние на процесс выгорания топлива. При температуре окислителя 500–550 °С химический недожог начал возрастать с 0,3–0,5 до 1,0–1,5 % при уменьшении концентрации кислорода с 14,0 до 12,8 %. При низком температурном уровне окислителя перед горелками (50–200 °С) влияние концентрации кислорода на процесс выгорания в отмеченном диапазоне оказалось более заметным.

Температурная неравномерность в поперечном сечении подогретого потока быстро выравнивалась и на расстоянии 8,8 калибров становилась пренебрежимо малой. Наибольшее влияние на изменение относительной неравномерности температурного поля по длине камеры оказывала температура окислителя перед горелками. При температуре на входе 430–540 °С выравнивание поля температур происходит на расстоянии 5–6 калибров, а при температуре на входе 220 °С даже на расстоянии 8,8 калибров относительная неравномерность составляла 0,2–0,22. Скорость набегающего потока практически не оказывает влияния на формирование температурного поля.

Проведенные испытания подтвердили, что оксиды азота при микрофакельном сжигании природного газа с высокими избытками воздуха (5–8) из-за низкого уровня максимальных температур факела (измеренные значения 1350–1400 °С) практически не образуются.

Результаты исследования полноразмерных горелочных устройств диффузионно-стабилизационного типа были положены в основу проектирования котла-утилизатора ПГУ мощностью 800 МВт (проект не был реализован).

При проектировании КУ необходимо подробно рассмотреть следующие вопросы:

- выбор типа КУ (барабанного, прямоточного, вертикального, горизонтального);
- выбор способа циркуляции воды в испарителе КУ;
- выбор количества контуров и тепловой схемы КУ;
- оптимизация параметров пара в каждом контуре;

- оптимальная утилизация тепловых потерь цикла;
- защита КУ от серной коррозии;
- потребность в байпасных газоходах и газораспределительных заслонках;
- различные способы деаэрации питательной воды;
- обеспечение высокой маневренности блока;
- возможные способы отпуска тепла для теплофикации;
- обеспечение экологических требований в дополнение к мероприятиям, уже предусмотренным в ГТУ;
- обеспечение экономичной работы блока при переменных режимах;
- необходимость установки в газоходах перед КУ дожигающих устройств.

Каждый из перечисленных выше вопросов может решаться различными конструктивными и схемными способами, большинство из которых неоднозначны и сразу не очевидны. Практически любое техническое решение, повышающее экономичность, маневренность и другие эксплуатационные показатели ПГУ, приводит либо к усложнению основного, либо к появлению дополнительного оборудования, что соответственно повышает капитальные и эксплуатационные затраты и вероятность отказов. В ПГУ выбор типа котла-утилизатора в значительной мере определяет экономичность и маневренность всего энергоблока [11].

### **3. СПЕЦИАЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ ДЛЯ ГТУ**

#### **3.1. Котел-утилизатор с дожиганием топлива и наддувом воздуха [12]**

В случаях, когда требуется дополнительная паровая мощность, более высокая, чем та, которую можно получить за счет утилизации тепла выхлопных газов, зачастую используют дожигающие устройства в газоходе за ГТУ или регистровые горелки перед котлом. Поскольку уровень избыточного воздуха в выхлопных газах от ГТУ относительно высок, то, как правило, дополнительная подача атмосферного воздуха для горения не требуется, и необходим только подвод топлива.

Конструкция котлов-утилизаторов с дожиганием топлива и наддувом свежего воздуха (КУДН) подобна конструкции обычных котлов-утилизаторов с дожиганием топлива, однако в отличие от последних они снабжены дутьевыми вентиляторами или дымососами для обеспечения автономного режима работы при прекращении подачи выхлопных газов во время отключений ГТУ. Таким образом, КУДН обычно применяются только на станциях, имеющих промышленных потребителей, для которых прекращение подачи пара, представляет большую опасность, чем перерыв в электроснабжении.

На большинстве станций, использующих КУДН, ГТУ отключается от котла, работающего в автономном режиме, с помощью шиберов или перекидной заслонки. При этом во всех возможных вариантах применения дутьевой вентилятор включается автоматически при значительном снижении измеряемого расхода выхлопных газов, обеспечивая перевод КУДН на автономную работу без прекращения или при незначительном уменьшении подачи пара (рис. 3.21).

Вместе с тем на одной из станций в Оклахоме, например, используется дымосос, который находится в работе даже при включенной ГТУ, за счет чего достигается очень быстрый и надежный перевод котла в автономный режим работы.

Попытка запустить обычный котел-утилизатор сразу же после отключения ГТУ, как правило, вызывает проблемы регулирования уровня воды в паровом барабане котла и замедленное восстановление давления пара. Кроме этого, на пусковые характеристики котла значительно влияет время пуска вентилятора из остановленного состояния, однако в случае переключения работающего КУДН такое влияние обычно слабее, так как при выбеге после отключения ГТУ на выхлопе имеется расход газов, содержащий некоторое количество воздуха для горения.

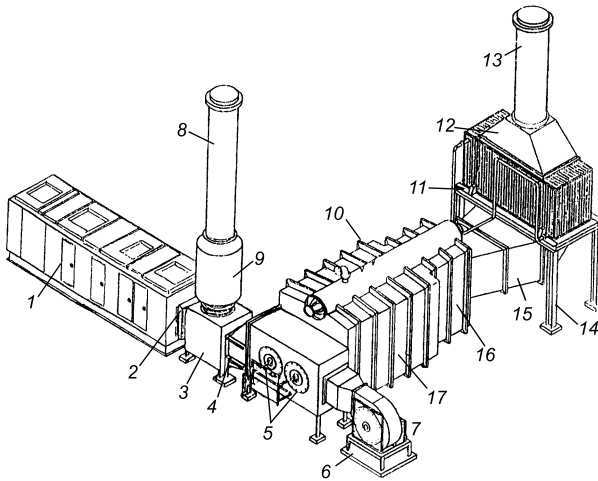


Рис. 3.21. Схема компоновки котла-утилизатора с системой дожига и наддува [12]:

1 – ГТУ; 2 – компенсатор; 3 – отключающий шибер; 4 – выходной патрубок ГТУ; 5 – регистровые горелки; 6 – входной патрубок свежего воздуха; 7 – вентилятор свежего воздуха; 8 – байпасная дымовая труба; 9 – шумоглушитель; 10 – КУ; 11 – экономайзер; 12 – выходной переходной патрубок; 13 – дымовая труба КУ; 14 – опорные конструкции; 15 – выходной газоход; 16 – конвективная часть; 17 – топочная часть.

Экономичность котлов-утилизаторов с дожигом топлива и наддувом воздуха меньше по сравнению с традиционными паровыми котлами, однако на многих станциях применяются именно КУДН из-за выгод, связанных с возможностью быстрого переключения на автономный режим и меньшим падением давления пара. Обычно по экономическим соображениям устройства дожига и наддува, как правило, включаются только в аварийных ситуациях. В обычных условиях станции эксплуатируются в режиме ПГУ или режиме комбинированной выработки тепла и электроэнергии.

Дожигающие устройства представляют собой ряды горелочных элементов, смонтированных в газоходе между ГТУ и КУ, которые размещены с одинаковыми промежутками поперек сечения газохода, что обеспечивает равномерность температурного профиля в процессе работы. Расположение горелочных устройств выполнено с таким расчетом, чтобы падение давления на них не превышало 130 Па. Дожигающие горелки в газоходе могут применяться с целью повышения температуры газов до 870 °С при использовании двухкорпусных котлов, 1100 °С – для однокорпусных котлов и 1260 °С – для котлов с экранами мембранного типа. В тех случаях, когда требуются более высокие температуры или большая экономичность дожигающего устройства, переходят к горелкам регистрового типа, имеющим воздушный короб для равномерного распределения

воздуха. При использовании регистровых горелок выхлопные газы от ГТУ или свежий атмосферный воздух направляются к дожигающему устройству через два входных патрубка со скоростью, достаточной для обеспечения равномерного потока через горелки. Общий воздушный короб и горелки монтируются с фронтальной стороны КУ. Выхлопные газы после ГТУ или свежий воздух вводятся в КУ под прямым углом. Следует отметить, что в регистровых горелках могут использоваться газы рециркуляции, снижающие образование термических оксидов азота при работе КУ в режиме дожигания с наддувом.

Несмотря на то, что дополнительное сжигание топлива вызывает увеличение расхода топлива, этот способ выработки добавочного количества пара все же является более эффективным, чем установка еще одного парогенерирующего котла. Причем, поскольку в конструкции большинства новых ПГУ предусматривается дополнительное сжигание топлива, то для дожигающих устройств с наддувом требуется сравнительно небольшое количество вспомогательного оборудования и систем регулирования, а именно: вентиляторы, отсекающие шиберы, дополнительные горелочные элементы, воздушные короба и элементы системы автоматического управления.

Объемная производительность применяемых вентиляторов свежего воздуха обычно равна массовому расходу выхлопных газов после ГТУ. Это позволяет сохранить величину скорости воздуха через горелочные элементы на уровне, близком к расчетному значению, обеспечивающему равномерное его распределение и уменьшение вредных выбросов. Следует отметить, что такое согласование создает высокие избытки воздуха (до 400 %), тем самым значительно снижая экономичность работы установки с дожиганием и наддувом. Последнее связано, в основном, с ощутимыми потерями тепла, выбрасываемого с нагретым воздухом в дымовую трубу. Экономичность системы дожигания с наддувом при избытках воздуха  $\alpha = 4$  составляет около 69 %, тогда как для традиционного котла, работающего с избытками воздуха  $\alpha = 1,05 \div 1,15$ , эта величина равна 90 % (по низшей теплоте сгорания).

В процессе эксплуатации системы дожигания и наддува выбросы  $\text{NO}_x$ , как правило, выше, чем при работе обычной системы дополнительного сжигания топлива. Причиной этого является работа горелок на нерасчетном режиме, с меньшими скоростями воздуха и более высоким его избытком. Низкие скорости воздуха можно объяснить разницей в плотности выхлопных газов от ГТУ и свежего атмосферного воздуха. Кроме того, к повышению выбросов  $\text{NO}_x$  при работе с дожиганием и наддувом приводит отклонение воздушного потока при прохождении через горелочные элементы, так как свежий воздух первоначально подается в систему под прямым углом к ним.

Использование регистровых горелок обуславливает повышение противодавления в газоходе при работе ГТУ, что снижает ее экономичность. Однако вследствие того, что работа с включенной системой дожигания и наддува, как правило, не является постоянным режимом эксплуатации, то и экономичность этой системы не имеет существенного значения.

После аварийного останова ГТУ система управления КУ автоматически включает вентилятор установки, приводимый электродвигателем мощностью 73,5 кВт, на разгон которого из остановленного состояния до достижения полной скорости вращения требуется около 10 с. Одновременно система управле-



ния открывает отсекающие шиберы вентилятора и переключает отклоняющий шибер в газоходе выхлопных газов в полностью байпасирующее положение для предотвращения попадания подаваемого вентилятором свежего воздуха в ГТУ. Распределительная камера свежего воздуха и перфорированный лист, установленный перед элементами горелок, обеспечивают равномерное распределение воздуха в процессе перехода. С целью обеспечения безопасности и уменьшения продолжительности перехода в системе управления применяется два расходомерных датчика. Один из них измеряет расход выхлопных газов, другой – расход свежего воздуха. Если результаты этих измерений покажут, что расход свежего воздуха недостаточен, то команда на зажигание горелок не подается до тех пор, пока не завершится 20-секундный цикл продувки.

При переходе к эксплуатации системы дожигания и наддува от режима работы с дожиганием горелки продолжают функционировать по мере выбега ГТУ до прекращения вращения ротора, а вентилятор системы одновременно увеличивает свою нагрузку. Вследствие тепловой инерционности КУ такой переход обычно не влияет на давление пара и выходную мощность установки. Однако если горелки были выключены перед переходом к режиму работы с дожиганием и наддувом, система управления осуществляет логический контроль предпусковой готовности горелок, в результате чего продолжительность операций перехода увеличивается на 20–25 с. Нормальный расход пара восстанавливается менее чем через 1,5 мин после аварийного отключения ГТУ. Следует также отметить, что вышеописанное изменение режима работы установки не оказывает заметного влияния на давление пара в главном паровом коллекторе.

При повторном вводе в действие ГТУ (после отключения) система управления автоматически и одновременно выключает вентилятор свежего воздуха, закрывает отсекающие шиберы вентилятора и переводит отклоняющий шибер в газоходе после ГТУ в положение, обеспечивающее пропуск выхлопных газов через КУ.

### 3.2. Прямоточные котлы-утилизаторы

Принцип прямоточности применительно к паровым котлам заключается в том, что в обогреваемый элемент (трубу, змеевик, ряд параллельно включенных змеевиков) подается насосом столько воды, сколько в нем образуется пара [3].

Простейший прямоточный котел представляет собой змеевик, в один конец которого поступает вода, а из другого выходит перегретый пар. Чтобы получить в мощных прямоточных котлах приемлемое гидравлическое сопротивление, поверхность нагрева изготавливают в виде большого числа (нескольких десятков) параллельных витков.

На рис. 3.22, а показана принципиальная схема прямоточного котла, откуда видно, что в зависимости от режимных факторов – степени нагрузки, вида и качества топлива и т. п. – зона начала и конца парообразования может перемещаться. Прямоточные котлоагрегаты выгодно отличаются от котлов с естественной циркуляцией отсутствием тяжелых и дорогих элементов – барабана, системы необогреваемых опускных труб и коллекторов, что приводит к существенному уменьшению веса и стоимости собственно котла.

Прямоточные котлы – единственно возможный тип котлов для производства пара околокритического и сверхкритического давления. Эти котлы в СССР

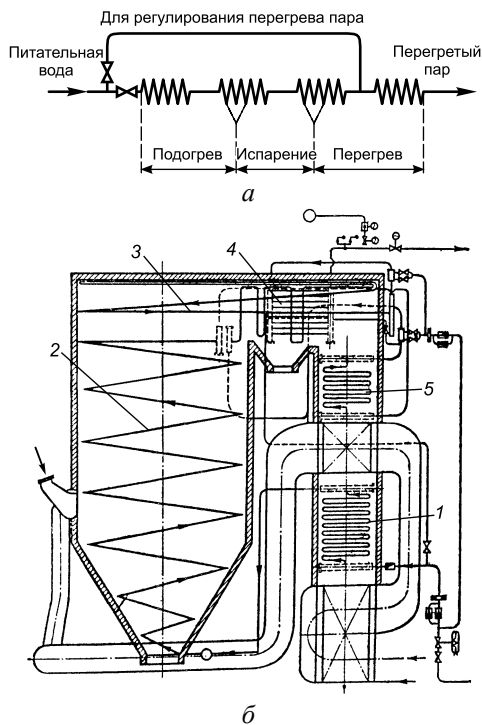


Рис. 3.22. Принципиальная схема прямо-  
точного котла (а) и схема прямо-  
точного котла Рамзина 51СП (б) [3].

начали разрабатываться в 30-х годах по инициативе Л. К. Рамзина. На рис. 3.22, б показана схема одной из конструкций прямо-точного котла Рамзина марки 51СП ( $p_0 = 10$  МПа,  $t_0 = 510$  °С,  $D_{п} = 230$  т/ч). Компоновка котла П-образная, аналогичная принятой компоновке котлов с естественной циркуляцией. Питательная вода подается насосом в конвективный экономайзер 1, откуда поступает в нижнюю радиационную часть агрегата, выполненную в виде ленты, состоящей из 44 параллельно включенных витков. В котлах Рамзина применяется горизонтальная навивка экранных труб. На фронтальной и боковых стенах топки ленты располагаются горизонтально, на задней стенке они имеют подъем, равный ширине ленты. Нижняя и средняя части радиационной поверхности нагрева являются радиационным экономайзером, а верхняя – испарителем 2. Из радиационной части котла 2 пароводяная смесь с содержанием воды 20% (массовых) поступает в конвективную переходную зону 5, где заканчивается превращение всей воды в пар и происходит перегрев пара приблизительно на 20–30 °С. Затем пар поступает в радиационный пароперегреватель 3, размещенный в верхней части топки, и из него – в конвективный пароперегреватель 4, в котором перегревается до заданной температуры 510 °С. Переходная зона размещается в конвективной части во избежание частых аварий из-за пережога труб и с целью удлинения периода между промывками, так как в этой зоне происходит интенсивное отложение на стенках труб накипеобразующих веществ.

В прямо-точных парогенераторах предъявляются весьма высокие требования к качеству питательной воды, так как поступающие с водой растворенные вещества не удаляются из парогенератора, часть из них осаждается на стенках труб, часть – уносится с паром и осаждается на лопатках турбин. Большой опыт строительства прямо-точных котлов для мощных энергоблоков (200–800 МВт) имеется на Таганрогском котлостроительном заводе «Красный котельщик».

За рубежом наряду с котлами Рамзина применяют прямо-точные котлы Бенсона с вертикальными подъемными трубами и прямо-точные котлы Зульцера, испарительная поверхность у которых выполнена из вертикально расположенных змеевиков с подъемным и опускным движением воды.

*Котел-утилизатор типа Бенсон.* Первая электростанция с одновальными ПГУ и КУ типа Бенсон установлена недалеко от Вены (Австрия) и работает по теплофикационной схеме. Для этой электростанции характерны следующие особенности (компоненты): ГТУ типа V94.3A; паровая турбина с частями ВД и НД; электрогенератор с водородным охлаждением; котел-утилизатор с перегревом пара и тремя уровнями давления пара; неразделимый двухпоточный конденсатор. Паровая турбина подключена к электрогенератору через муфту, что обеспечивает гибкость в эксплуатации, генератор расположен между паровой турбиной и ГТУ.

Станция рассчитана для климатических условий Центральной Европы со средней температурой воздуха/охлаждающей воды 10 °С, при этом КПД блока составляет 57,9 % (нетто) при отпускаемой электрической мощности 417 МВт (расчетная точка при +10 °С). Паровая турбина имеет теплофикационный отбор пара для теплоснабжения.

Анализ процесса запуска блока показывает, что время запуска определяется максимально допустимыми напряжениями на переходных режимах в деталях паровой турбины и толстостенных элементах КУ. Ограничения по паровой турбине, которая требует медленного нагружения, были сняты путем изменения процедуры пуска в системе управления. Ограничения по КУ могли быть решены только радикальным изменением принципа, который был удачно применен в конструкции прямоточного котла Бенсона. Ранее испаритель Бенсона уже успешно применялся фирмой Siemens в конструкции ПГУ мощностью 390 МВт для Cottam Development Center (рис. 3.23) в Англии, запущенной в 1999 г. Опыт эксплуатации показал полную применимость КУ Бенсона для циклических быстрых запусков ПГУ благодаря лучшей термической гибкости. Кроме того, он представляется достаточно перспективным для будущих ГТУ с большой тепловой энергией выхлопа и высокими параметрами генерируемого в КУ пара (с давлением выше 15 МПа).

В КУ типа Бенсон можно управлять высокотемпературными переходными режимами при быстрых пусках ПГУ из-за отсутствия толстостенных сварных паровых барабанов. В этой конструкции КУ водопаровые барабаны заменяются небольшим сепараторным баком. Сепаратор выполняет функцию водо/пароотделения в течение пуска и останова агрегата. На стационарных режимах работы, включая низкие нагрузки, паровой поток проходит через сепаратор как промежуточный трубопровод по направлению к пароперегревателю. На выходе из испарителя пар немного перегрет, поэтому никакой сепарации не происходит.

В отличие от КУ с паровыми барабанами в КУ типа Бенсон возможно управлять температурой основного пара путем изменения массового расхода питательной воды. Это позволяет системе компенсировать влияние изменения температуры окружающей среды или нагрузки ГТУ в определенном диапазоне без введения в работу регулятора температуры пара. Такие регуляторы встраиваются как на промежуточных так и на окончательной ступени перегрева пара для контура ВД. Это устройство обеспечивает согласование с пределами температур пара, необходимыми для безопасного запуска паровой турбины.

Таким образом, обладая всеми позитивными качествами барабанных паровых КУ, котлы типа Бенсон позволяют обеспечить большую маневренность работы ПГУ, чем в случае установки обычных КУ.

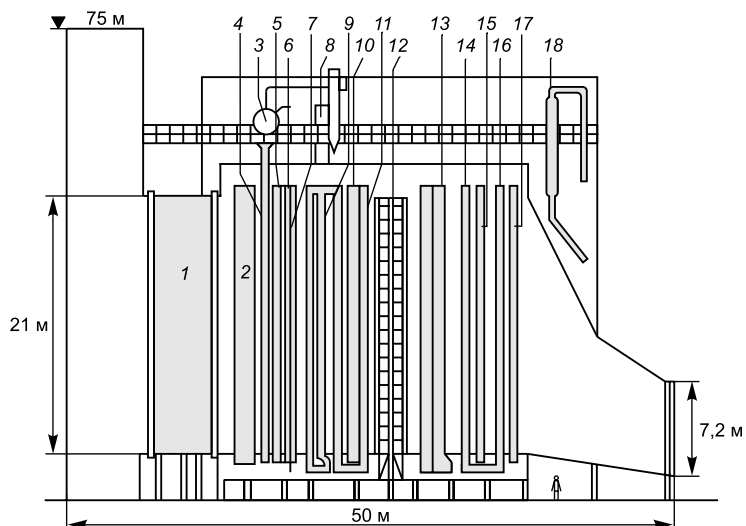


Рис. 3.23. Котел Бенсон–OTSG для ПГУ Cottam Development Center (утилизационный паровой котел с тремя уровнями давления):

1 – глушитель шума; 2 – подогреватель конденсата; 3 – барабан низкого давления; 4 – испарительная часть низкого давления; 5 – экономайзер среднего давления; 6 – экономайзер 1 высокого давления; 7 – перегреватель низкого давления; 8 – сборник среднего давления; 9 – испарители 1 и 2 среднего давления; 10 – экономайзер 2 высокого давления; 11 – испаритель 3 среднего давления; 12 – пакет для катализатора; 13 – испарители 1 и 2 высокого давления; 14 – пароперегреватель 1 среднего давления; 15 – пароперегреватель 1 высокого давления; 16 – пароперегреватель 2 среднего давления; 17 – пароперегреватель 2 высокого давления; 18 – сборник высокого давления.

*Прямоточные КУ за ГТУ типа GT-26.* В 1995–1998 гг. при реконструкции ТЭС в г. Карлсруэ (Германия) энергетический паровой котел был заменен ГТУ нового семейства GT-26 концерна Alstom с котлом-утилизатором, пар от которого направлялся в паровую турбину мощностью 100 МВт. Эффективность образовавшейся ПГУ составила порядка 58 % [13].

Котел-утилизатор прямоточной системы имеет два уровня давления (контуры ВД и НД), а также промперегрев пара, отработавшего в ЦВД. Параметры пара, генерируемого в КУ, представлены в табл. 3.2.

Температура выхлопных газов ГТУ на входе КУ составляет 613 °С, на выходе из КУ – 93 °С при установленном на хвосте КУ газовом подогревателе конденсата. Для наиболее эффективного использования теплоты выхлопных газов расположение поверхностей нагрева элементов пароводяных контуров отличалось от традиционного, экономайзеры и испарители делились при этом на секции. По ходу газов в КУ секции следовали в таком порядке:

- 1 – пароперегреватель ВД и промперегрев пара;
- 2 – испаритель ВД в виде двух последовательных секций;
- 3 – пароперегреватель НД и секция экономайзера 3 ВД;

- 4 – экономайзер 2 ВД;
- 5 – испаритель 1 и испаритель 2 НД;
- 6 – экономайзеры 1 НД и ВД – по одной секции;
- 7 – газовый подогреватель конденсата (ГПК).

Таблица 3.2

**Параметры пара, генерируемого в КУ**

Показатель	Контур ВД	Выход ЦВД	Вход ЦНД	Контур НД
Давление, МПа	15,33	4,25	3,90	1,02
Температура, °С	539,5	358,1	529,0	345,1
Расход, кг/с	78,7	77,6	73,0	20,1

КУ прямоточной конструкции для возможности быстрого изменения нагрузки не имеет толстостенных элементов типа паровых барабанов. Параметры пара обоих контуров выбирались не только с учетом получения наибольшего КПД ПГУ, но и с необходимостью согласования их с параметрами уже имеющейся паровой турбины. Для питания КУ использовалась питательная вода стационарного цеха химводоподготовки.

На рис. 3.24, *a* представлена тепловая диаграмма КУ, на которой утилизируемая теплота выхлопных газов ГТУ выражена в процентах. Из тепловой диаграммы видны не только уровни температурных напоров в элементах котла, но и полезность (необходимость) разнесения по дымовому тракту котла отдельных секций экономайзера контура высокого давления. Последнее связано также с тем, что часть нагреваемой воды из второй секции экономайзера ВД направляется в ГТУ для снижения температуры охлаждающего воздуха; образовавшийся при этом пар подмешивается к пару высокого давления перед пароперегревателем ВД.

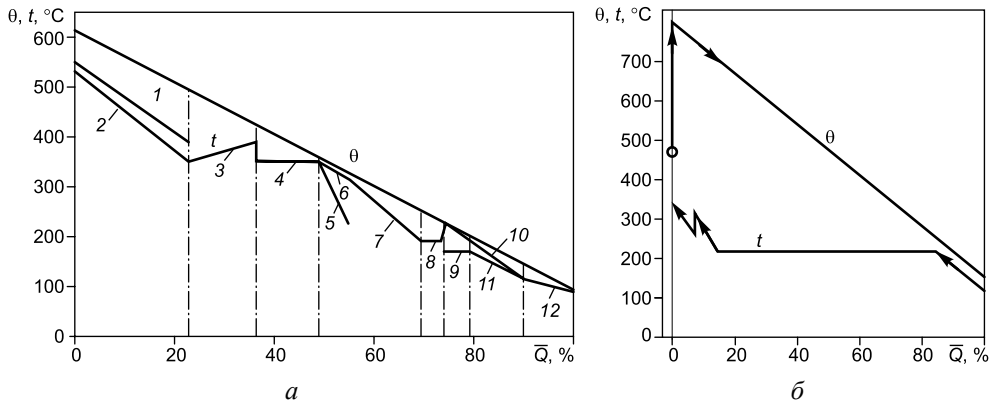


Рис. 3.24. Тепловые диаграммы котла-утилизатора для ГТ-26 (*a*) и промышленного КУ с дожиганием и наддувом свежего воздуха (*б*):

- 1 – пароперегреватель ВД; 2 – промперегрев пара; 3 – испаритель 2 ВД; 4 – испаритель 1 ВД;
- 5 – пароперегреватель НД; 6 – экономайзер 3 ВД; 7 – экономайзер 2 ВД; 8 – испаритель 2 НД;
- 9 – испаритель 1 НД; 10 – экономайзер 1 ВД; 11 – экономайзер НД; 12 – ГПК.

На рис. 3.24, б показана тепловая диаграмма КУДН, работающего на режиме максимальной паропроизводительности при сбросе выхлопных газов ГТУ в топку котла, подаче в нее свежего воздуха от дутьевого вентилятора и сжигании в горелках котла дополнительного топлива. Параметры выхлопных газов ГТУ: расход – 125,8 кг/с, температура – 482 °С. Котел генерирует технологический пар 1,8 МПа/340 °С с расходом 130 т/ч. Подогрев дымовых газов в топке котла составляет 318 °С.

Конструктивно теплообменные поверхности элементов КУ для ГТУ GT-26 разделяются по высоте на 6 модулей, причем каждый из них имеет 2 отдельные секции (по горизонтали). Секции закреплены на специальной рамной конструкции, которая служит основанием для дымовой трубы. В связи с необходимостью обеспечения быстрого изменения тепловой нагрузки котла, элементы несущей рамы и трубных пучков пароперегревателей ВД выполнены из аустенитной стали, допускающих работу пароперегревателей ВД в «сухом» режиме. По этой же причине в системе ГТУ–КУ отсутствует байпас КУ по дымовым газам.

Аналогичная конструкция котла-утилизатора была использована компанией Alstom при разработке парогазовой установки типа КА-24-1, в составе которой имеется ГТУ GT-24 [14]. Тепловая схема прямоточного КУ этой установки приведена на рис. 3.25 с указанием параметров пара в характерных точках тепловой схемы ПГУ. Промперегрев пара осуществляется при среднем давлении 3,9 МПа. Паропроизводительность контура ВД (16,4 МПа, 565 °С) составляет 59,5 кг/с. Паропроизводительность контура НД (0,69 МПа) составляет 11,4 кг/с.

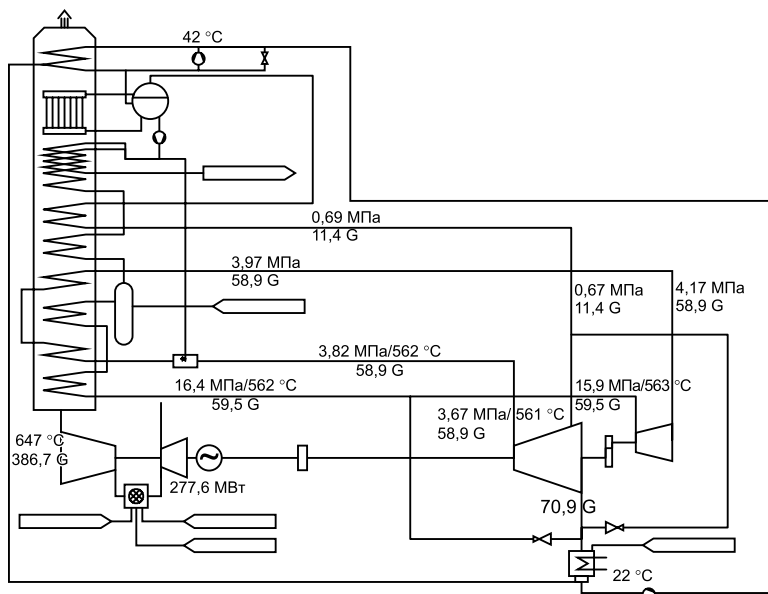


Рис. 3.25. Схема прямоточного КУ двух давлений с промперегревом для ПГУ КА-24-1 мощностью 277,6 МВт и КПД 57,7% ( $N_{ГТУ} = 180,9$  МВт;  $N_{ПГУ} = 101$  МВт) [14].

*Прямоточные котлы-утилизаторы фирмы IST.* Канадская фирма Innovative Steam Technologies (IST) внедряет прямоточные паровые КУ, которые компания Solar ранее разработала для своих ГТУ типа Saturn и Centaur [15]. Такие КУ устанавливаются на промышленных когенерационных установках на базе ГТУ типа LM6000 или на других ГТУ, близких по мощности. К концу 2000 г. поставлено 60 котельных агрегатов.

Когенерационная станция Southdown Cogeneration, которая вступила в строй в 1996 г., является показательной станцией этой фирмы, причем ее мощность в парогазовом исполнении составляет 120 МВт при наличии двух ГТУ типа LM6000. Станция служит для питания энергией центра города Окленда, а технологический пар подается на соседнюю бумажную фабрику.

Котлы фирмы IST имеют низкую тепловую инерцию и способны немедленно запускаться. Эти котлы могут начать работать и принять отработанные газы ГТУ в «сухом» режиме, т. е. до того, как в котел начнет поступать питательная вода. Такой режим работы возможен, если температура выхлопных газов ГТУ не превышает 538 °С. При этом вырабатываемый пар сбрасывается в конденсатор, пока не будет достигнут требуемый расход пара. Эти качества котлов хорошо подходят для небольших электростанций с комбинированным циклом, которые рассматриваются как способ рассредоточенной выработки электроэнергии внутри энергосистемы для несения средних нагрузок вблизи центра энергопотребления. Примером рассматриваемой в таком контексте электростанции может быть установка мощностью 150 МВт с двумя ГТУ типа LM6000 или же типа Rolls-Royce Trent и RB211. Использование этих крупных авиапроизводных ГТУ придает электростанции большую маневренность в работе. Большим преимуществом этих ГТУ является их быстрый запуск, что хорошо согласуется с малой инерцией прямоточного котла и одноцилиндровой паровой турбиной, которая может принять полную нагрузку за 1 час с момента нажатия кнопки «пуск» на пульте управления ГТУ.

Ниже приведены примеры использования прямоточных котлов IST в когенерационных установках средней мощности и на электростанциях.

*Когенерационная установка Whitby Cogeneration.* Компания Westcoast Power Inc. эксплуатирует когенерационную установку мощностью 50 МВт, в составе которой имеется пакетированная ГТУ типа Rolls-Royce Trent с прямоточным котлом-утилизатором одного давления, которая питает технологическим паром бумажную фабрику. Котел-утилизатор имеет горелки для дополнительного сжигания топлива, поднимающих температуру газов до 760 °С. Котел в состоянии производить 83 т/ч пара при давлении 1,47 МПа и температуре 204 °С.

Для когенерационной станции на Тайване фирма IST поставила три КУ с двумя давлениями пара (рис. 3.26). Электростанция мощностью 170 МВт подает пар и электроэнергию на территорию Hsin Yu Science Park, где имеется большое количество производителей полупроводников. Здесь в составе станции имеются три ГТУ LM6000 и паровая турбина конденсационного типа с отбором пара. В конструкции котлов не предусмотрено сжигание дополнительного топлива и они в состоянии выдать в контуре высокого давления 44,4 т/ч пара при давлении 4,5 МПа и температуре 399 °С, а в контуре низкого давления – 11,2 т/ч пара при давлении 0,72 МПа и температуре 188 °С. Электростанция вступила в строй в 1998 г.

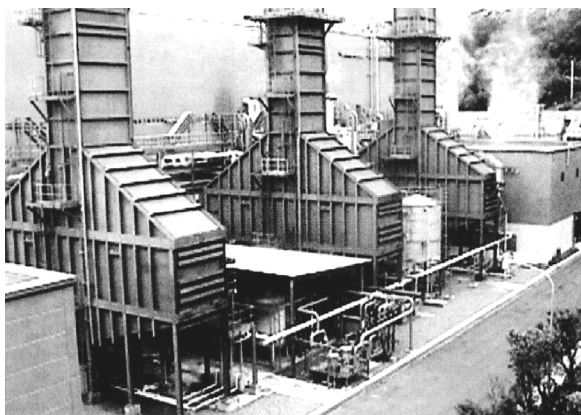


Рис. 3.26. Прямоточные КУ двух давлений фирмы IST, установленные за ГТУ LM6000 на парогазовой электростанции в Тайване [15].

выдерживают нагрузки при высоких температурах. Температура выхлопных газов ГТУ FT-8 по условиям ISO составляет  $534\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а для двигателя RB211 при тех же параметрах –  $490\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Эти температуры ниже уровня, допускаемого для сплава типа Incoloy (например, в тракте газовых турбин) и поэтому ГТУ могут работать на полной нагрузке даже в том случае, если котел-утилизатор работает «всухую». При использовании материалов, применяемых для традиционного парового котла температура выхлопных газов ГТУ должна быть ниже  $500\text{ }^{\circ}\text{C}$  для того, чтобы предотвратить перенапряжение рабочих частей котла, работающих под давлением. Сплав Incoloy является более дорогим материалом, но благодаря возможности работы котла-утилизатора без воды отпадает необходимость в установке байпасных дымовых труб и газораспределительных шиберов, что удешевляет строительство и эксплуатацию установки. Поскольку котлы-утилизаторы являются прямоточными агрегатами, то в их конструкции отсутствуют барабаны и объем находящейся в них воды меньше, чем в барабанных котлах с естественной циркуляцией.

Нормальным способом пуска этих котлов является запуск ГТУ до заданной температуры выхлопных газов при «сухом» котле-утилизаторе, а уже после этого подается питательная вода с регулируемым расходом с целью постепенного увеличения паропроизводительности с повышением нагрузки ГТУ до уровня номинальной. При отключении паровой турбины подача питательной воды прекращается, выхлопные газы двух газовых турбин испаряют оставшуюся в котле воду, переводя его в «сухой» режим работы. Имеющиеся связи по подаче питательной воды и паропроводы автоматически перекрываются, как только паровая турбина или связанная с ней ГТУ прекращают работать.

С использованием таких прямоточных КУ компания Trans Canada Pipelines построила электростанции с комбинированным циклом на газокompрессорных станциях в северной части Онтарио в Канаде [16]. Мощность паросиловой части блока ПГУ была увеличена путем дополнительной подачи пара от КУ, установленных на приводных ГТУ компрессорной станции, рас-

Прямоточные котлы-утилизаторы особенно подходят для работы в расширенном комбинированном цикле поскольку их конструкция позволяет работать «всухую», и таким образом нет необходимости останавливать приводную ГТУ при остановке паровой турбины ПГУ. Возможность работы в «сухом» режиме является также огромным преимуществом в условиях холодного зимнего климата.

В конструкции котла использованы трубы из сплава Incoloy 800 и 825, которые



положенных в соседнем здании. Всего на пяти компрессорных станциях и четырех блоках ПГУ-электростанций было установлено 17 однотипных котлов-утилизаторов фирмы IST.

При наличии электростанций с комбинированным циклом, находящихся рядом с компрессорными станциями, и оборудованными такими же по мощности ГТУ, стало возможным утилизировать тепло выхлопных газов от приводных ГТУ для производства дополнительного пара. Образующийся при этом так называемый расширенный комбинированный цикл является основой для всех электростанций системы TransCanada в Онтарио (рис. 3.27).

Котел-утилизатор 9 с ГТУ типа RB211 работает без дополнительного сжигания топлива и имеет следующие параметры: контур ВД – расход пара 8,73 кг/с при давлении 5,17 МПа и температуре пара 451 °С; контур НД – расход пара 2,45 кг/с при давлении 0,35 МПа и температуре 158 °С. В котле-утилизаторе 8 ГТУ типа FT-8 расход пара на режиме без дополнительного сжигания топлива по контуру ВД – 8,5 кг/с при давлении 5,17 МПа и температуре 450 °С. В контуре НД производится 2,35 кг/с пара при давлении 0,35 МПа и температуре 158 °С. При дополнительном сжигании топлива расход пара в контуре ВД возрастает до 14,2 кг/с.

Паровая турбина типа VAX компании Alstom Power мощностью 27 МВт на станции Норс Бэй работает на режиме мощности 15 МВт и рассчитана на подключение КУ и еще одного ГПА. Возможна ее перегрузка на 5 МВт при несении пиковой нагрузки при сжигании в КУ дополнительного топлива. За счет использования теплоты выхлопных газов ГТУ достигнут высокий коэффициент использования тепла топлива. КПД при 100 % утилизируемого тепла, полученного от приводных турбин газовых компрессоров, составляет 60 % при работе одного газоперекачивающего агрегата, и 68 % при работе от КУ двух ГПА. Электростанция Норс Бэй находится на некотором удалении от компрессорной станции с ГТУ-приводом RB211, выхлопные газы которой подаются в прямоточный котел с двумя уровнями давления. В состав новой электростанции входят двухвальный блок ПГУ в составе ГТУ типа FT-8 компании Pratt & Whitney Canada, которая приводит в действие генератор мощностью 25 МВт, и паровая турбина компании VAX мощностью 27 МВт, питаемой паром из двух котлов-утилизаторов. Оба котла работают эффективно в режиме параллельной работы на общую паровую систему с одним общим деаэратором

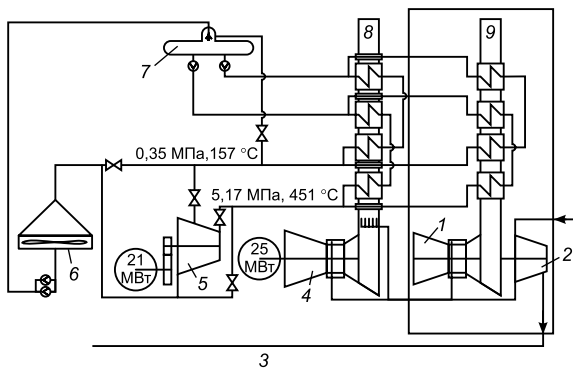


Рис. 3.27. Схема расширения парогазового цикла за счет дополнительной выработки пара в КУ ГТУ-приводов КС типа Coberra 6000 [16]:

1 – приводная ГТУ; 2 – нагнетатель природного газа; 3 – магистральный газопровод TransCanada; 4 – энергетическая ГТУ; 5 – паровая турбина; 6 – конденсатор; 7 – деаэратор; 8, 9 – прямоточные котлы-утилизаторы.

и питательными насосами, расположенными на площадке электростанции. Как и в других описываемых вариантах ПГУ отработанный пар поступает на конденсацию в конденсаторы поверхностного типа.

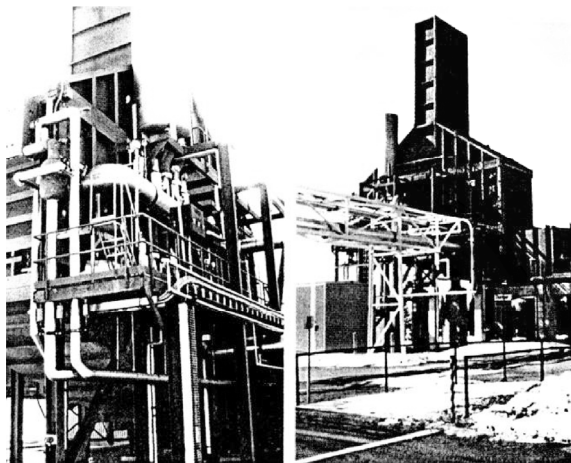


Рис. 3.28. Вертикальный прямоточный КУ приводной ГТУ совместно с деаэратором и питательными насосами основного блока ПГУ на КС Норс Бэй (слева) и прямоточный вертикальный КУ ПГУ-блока мощностью 5,6 МВт на КС Капускасинг [16].

Паровые котлы, установленные для утилизации тепла ГТУ FT-8 и RB211, являются прямоточными, вертикальной компоновки. Общие виды котлов-утилизаторов для приводных ГТУ и ПГУ-блока электростанций приведены на рис. 3.28.

Аналогичного типа прямоточный котел-утилизатор двух давлений пара установлен в Швейцарии на ГПА газопровода компании TransitGas. Компрессорная станция на нем состоит из двух ГТУ типа PGT-25 компании Nuovo Pignone, которые могут сбрасывать выхлопные газы в одиночный КУ. Пар высокого давления направляется в паровую турбину мощностью

25 МВт, а пар низкого давления используется для обогрева теплицы (тепловая нагрузка 3 МВт). Если же тепловая нагрузка теплицы малая, то избыток пара низкого давления направляется в промежуточную ступень паровой турбины.

## 4. ОСОБЕННОСТИ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ПАРОВЫХ КУ

### 4.1. Исходные положения

Расчет котла-утилизатора отличается от аналогичного теплового расчета энергетического парового котла, что объясняется спецификой тепловой схемы ПГУ. Тепловой расчет КУ может быть конструкторским или поверочным. Конструкторский тепловой расчет осуществляется для базового (расчетного) режима работы. Например, для конденсационных ПГУ с котлами-утилизаторами – это режим при среднегодовых параметрах наружного воздуха данной местности. Для парогазовых теплоэлектроцентралей с КУ базовым является режим, соответствующий средней температуре воздуха за отопительный период. В результате конструкторского расчета котла-утилизатора определяется, в первую очередь, площадь поверхности теплообмена, а также показатели эффективности работы когенерационной установки.

В условиях эксплуатации режимы работы КУ часто меняются вследствие непостоянства температуры наружного воздуха, а также возможного изменения нагрузки ГТУ. Из-за этого изменяются характеристики газов на входе в КУ (температура, расход, избыток воздуха, и др.). Котел-утилизатор, в отличие от парогенератора паросиловой установки, обычно работает в нерасчетном режиме, поэтому практический интерес представляет его поверочный расчет. При этом считаются известными параметры газов на входе в котел, геометрические характеристики и величина поверхности нагрева отдельных элементов. В результате расчетов определяют параметры рабочих сред котла на входе и выходе каждой поверхности нагрева.

Параллельно с тепловым необходимо выполнять гидравлический и аэродинамический расчеты котла-утилизатора. Первый из них позволяет определять давления пара и воды в элементах котла. Аэродинамический расчет определяет гидравлические сопротивления элементов и всего газового тракта КУ, которые оказывают непосредственное влияние на параметры газов за газовой турбиной и, соответственно, на ее мощность. В итоге возникает необходимость совместного итеративного расчета элементов.

При выполнении конструкторского расчета КУ задаются следующими величинами:

- вид и состав сжигаемого в ГТУ топлива;
- параметры выхлопных газов ГТУ (расход  $G_{\text{ГТ}}$ , кг/с, температура  $t_{\text{ГТ}}$ , °С, избыток воздуха  $\alpha_{\text{ГТ}}$ , состав выхлопных газов);
- конструктивные параметры стандартной типовой секции поверхностей нагрева котла-утилизатора.

В результате расчета тепловой схемы должны быть определены:

- параметры пара и воды по всему тракту (давления, температуры, влажность, энтальпии и расходы);
- процесс расширения пара в турбине, КПД отсеков паровой турбины и ее мощность, внутренний относительный КПД;
- абсолютный электрический КПД паротурбинной установки;
- КПД котла-утилизатора;
- КПД парогазовой установки.

Перед выполнением расчетов целесообразно построить зависимость энтальпии газов  $I = c_{\text{pг}}\theta$  от температуры  $\theta$ , определяемой коэффициентом избытка воздуха и химическим составом топлива. Здесь и ниже приняты следующие обозначения:  $\theta$  – температура газового потока (дымовых газов) по тракту КУ;  $\theta_{\text{кв}}$  и  $\theta_{\text{вх}}$  – температуры дымовых газов на входе в КУ и на выходе из него соответственно;  $\theta_{\text{кв}} = t_{\text{ГТ}} + \Delta\theta_{\text{кд}}$ ,  $\Delta\theta_{\text{кд}}$  – подогрев выхлопных газов в дожигающем устройстве перед КУ;  $t, p$  – температура и давление в пароводяном тракте КУ;  $D_{\text{п}}$  – расход пара (паропроизводительность контура);  $i$  – энтальпия пара (воды) при давлении  $p$ ;  $t_{\text{нв}}$  – температура окружающей среды. Параметры газового и пароводяного теплоносителей на входе в теплообменную секцию КУ имеют верхний индекс «'», на выходе из него – «''», при этом параметры перегретого пара на выходе из пароперегревателя обозначаются  $t_0$ ,  $p_0$  и  $i_0$ ; принадлежность параметров теплоносителей выделенным элементам КУ указывает их нижний индекс: пп – пароперегреватель, исп – испаритель, эк – экономайзер.

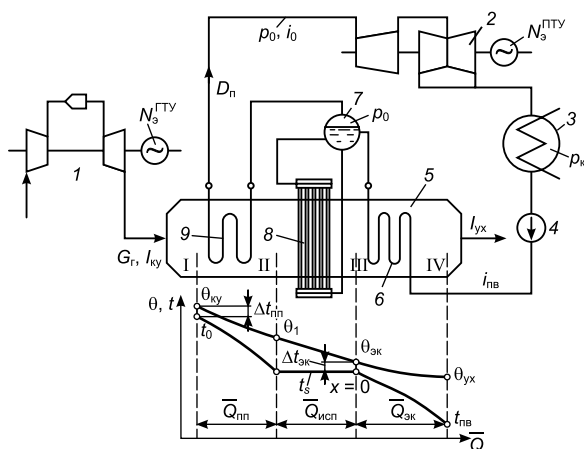


Рис. 3.29. Принципиальная схема одноконтурной ПГУ [17]:

1 – ГТУ; 2 – ПТУ; 3 – конденсатор; 4 – питательный насос; 5 – КУ; 6 – экономайзер; 7 – барабан; 8 – испаритель; 9 – пароперегреватель.

этом с уменьшением разности  $\Delta t_{\text{пп}} = \theta_{\text{кы}} - t_0$  (рис. 3.29) увеличивается поверхность пароперегревателя. Обычно принимают  $\Delta t_{\text{пп}} = 40 \div 50$  °С. Аналогичным образом выбирается температура пара, генерируемого контуром низкого давления; иногда ее приходится выбирать путем нескольких итераций.

Второй опорной точкой является температура питательной воды  $t_{\text{пв}}$  на входе в КУ. Для исключения коррозии выходных поверхностей КУ необходимо выполнение условия  $t_{\text{пв}} \approx 60$  °С. Повышение  $t_{\text{пв}}$  приводит к увеличению температуры уходящих газов КУ  $\theta_{\text{ух}}$  и снижению КПД КУ, а следовательно всей ПГУ.

Третьей опорной точкой является давление в деаэраторе и способ его питания. Чаще всего для этой цели используется пар, генерируемый КУ. После выбора опорных точек необходимо во всех узловых точках схемы нанести известные к началу расчета значения параметров (давления, температуры, энтальпии, влажности, расходов). При этом целесообразно в качестве неизвестных принять расходы пара обоих контуров, а расходы в других точках схемы выразить в долях от этих величин с помощью соотношений материального баланса.

## 4.2. Тепловой расчет котла-утилизатора [17]

Считая  $\Delta \theta_{\text{кд}} = 0$  и располагая параметрами выхлопных газов ГТУ, свежего пара и температурой питательной воды можно приступить к расчету КУ, целью которого является определение параметров пара, воды и газа по их тракту и количества теплоты, передаваемой в отдельных элементах котла-утилизатора, что позволит в дальнейшем определить их поверхность и выбрать конструктивные формы. При расчете КУ любого типа необходимо учитывать, что теплота передается от горячих газов ГТУ к воде и пару и поэтому температура газов

Перед расчетом схемы, например, одноконтурной ПГУ (рис. 3.29) выбирают некоторые опорные точки, определяемые либо надежностью, либо термодинамическими условиями [17]. Одним из основных параметров является начальная температура  $t_0$  перегретого пара, или, при двухконтурной ПГУ, температура пара на выходе из контура высокого давления КУ. Чем она больше, тем выше КПД паротурбинного цикла и меньше конечная влажность. Поэтому ее выбирают максимально возможной, но, естественно, меньше температуры газов  $\theta_{\text{кы}}$  на входе в КУ. При

$\theta$  всегда выше, чем температура воды и пара в соответствующих точках газового тракта. Вместе с тем, чем меньше разность этих температур (температурный напор), тем эффективнее передается теплота от газов в паротурбинный контур. Минимальных значений температурные разности достигают (рис. 3.29) в так называемых пинч-точках (pinch – сужение, заклинивание), в данном случае на выходе из экономайзера, где  $\Delta t_{\text{ЭК}} = 5 \div 8$  °С, хотя в отдельных случаях минимальный температурный напор  $\Delta t_{\text{ЭК}}$  может принимать и большее значение.

*Расчет одноконтурной схемы котла-утилизатора.* Простейшая одноконтурная схема КУ (рис. 3.29), представляет собой теплообменник противоточного типа, в котором за счет теплоты выхлопных газов ГТУ происходит нагрев питательной воды, ее испарение и перегрев полученного пара до расчетных параметров.

Для каждого из элементов КУ можно записать уравнение теплового баланса. Для совместных поверхностей пароперегревателя и испарителя (участок I–III на рис. 3.29) оно будет иметь следующий вид:

$$G_{\Gamma}(I_{\text{КУ}} - I'_{\text{ЭК}}) = D_{\text{П}}(i_0 - i''_{\text{ЭК}}), \quad (3.1)$$

где  $I_{\text{КУ}}$  – энтальпия газов на входе в КУ;  $I'_{\text{ЭК}}$ ,  $i''_{\text{ЭК}}$  – энтальпия газов и воды в пинч-точке (на выходе из экономайзера – по воде):

$$I'_{\text{ЭК}} = c_{\text{ПГ}}(t_s + \Delta t_{\text{ЭК}}),$$

где  $c_{\text{ПГ}}$  – теплоемкость выхлопных газов ГТУ при постоянном давлении и данной температуре,  $t_s$  – температура насыщенного пара при выбранном давлении  $p_0$ . Так как  $i''_{\text{ЭК}} = i'_s$ , где  $i'_s$  – энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении  $p_0$ , то массовый расход генерируемого пара

$$D_{\text{П}} = G_{\Gamma}(I_{\text{КУ}} - I'_{\text{ЭК}}) / (i_0 - i'_s). \quad (3.2)$$

Уравнение теплового баланса для экономайзера

$$G_{\Gamma}(I'_{\text{ЭК}} - I_{\text{УХ}}) = D_{\text{П}}(i''_{\text{ЭК}} - i_{\text{ПВ}}), \quad (3.3)$$

где  $I_{\text{УХ}}$  – энтальпия уходящих газов,  $i_{\text{ПВ}}$  – энтальпия питательной воды на входе в КУ.

Из (3.3) определяется температура уходящих газов  $\theta_{\text{УХ}}$ :

$$\theta_{\text{УХ}} = \theta'_{\text{ЭК}} - D_{\text{П}}(i''_{\text{ЭК}} - i_{\text{ПВ}}) / (c_{\text{ПГ}} G_{\Gamma}). \quad (3.4)$$

Полученные данные позволяют определить КПД КУ (коэффициент утилизации):

$$\eta_{\text{КУ}} = (I_{\text{КУ}} - I_{\text{УХ}}) / (I_{\text{КУ}} - c_{\text{ПГ}} t_{\text{ПВ}}). \quad (3.5)$$

Если принять, что изобарические теплоемкости газов на входе в КУ и выходе из него примерно равны, то вместо (3.5) можно воспользоваться следующей формулой:

$$\eta_{\text{КУ}} = (\theta_{\text{КУ}} - \theta_{\text{УХ}}) / (\theta_{\text{КУ}} - t_{\text{ПВ}}). \quad (3.6)$$

В результате расчета можно построить  $Q, t$ -диаграмму (см. рис. 3.29), где  $Q$  – теплота, передаваемая газами рабочему телу по ходу его движения в КУ. После определения абсолютных значений теплоты, передаваемых в пароперегреватели, испарители и экономайзеры, определяются их относительные значения:

$$\bar{Q}_{исп} = Q_{исп}/Q_{ку}; \bar{Q}_{пп} = Q_{пп}/Q_{ку}; \bar{Q}_{эк} = Q_{эк}/Q_{ку}; Q_{ку} = Q_{пп} + Q_{исп} + Q_{эк}.$$

*Расчет двухконтурной схемы котла-утилизатора.* Применение многоконтурных схем КУ обусловлено стремлением повысить КПД КУ за счет уменьшения потерь с уходящими газами (рис. 3.30). Для того чтобы снизить  $\theta_{ух}$  необходимо увеличить массовый расход питательной воды, но это при использовании одного контура приведет к тому, что расчетная температура перегретого пара  $t_0$  на выходе из котла не будет достигнута. В многоконтурной схеме расход питательной воды в КУ не является постоянным по гидравлическому тракту: на входе в котел он максимален, что способствует уменьшению потерь с уходящими газами, а на выходе – минимален, что позволяет перегреть пар до расчетной температуры  $t_0^{БД}$ .

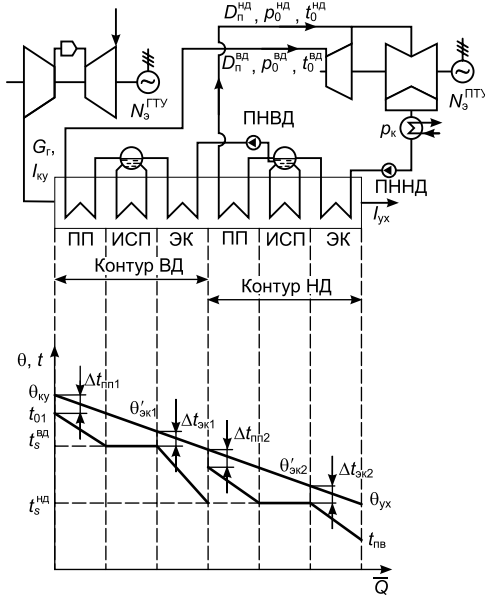


Рис. 3.30. Принципиальная схема двухконтурной ПГУ (деаэратор и рециркуляция питательной воды не показаны) [17].

Расчет двухконтурного КУ ведется последовательно: сначала рассчитывается контур ВД, а затем – НД; параметры теплоносителей при этом обозначаются дополнительным нижним индексом 1 или 2 соответственно.

Для расчета контура ВД заданы (или выбраны ранее): температура свежего пара контура ВД  $t_0^{БД}$ ; давление в контуре  $p_0^{БД}$  (что позволяет определить энтальпию свежего пара  $i_0^{БД}$ ); расход газов  $G_r$  и их температура  $\theta_{ку}$  на входе в КУ; энтальпия питательной воды на входе в экономайзер ВД, равная энтальпии воды  $i_{эк2}''$  на выходе экономайзера НД.

Из уравнений теплового баланса совокупной поверхности пароперегревателя и испарителя и отдельно экономайзера высокого давления имеем:

$$G_r(I_{ку} - I'_{эк1}) = D_{п}^{ВД} (i_0^{ВД} - i_{эк1}'' ); \tag{3.7}$$

$$G_r(I'_{эк1} - I''_{эк1}) = D_{п}^{ВД} (i_{эк1}'' - i_{эк2}'' ). \tag{3.8}$$

Из этих уравнений определяется расход пара, генерируемый контуром ВД:

$$D_{п}^{ВД} = G_r(I_{ку} - I'_{эк1}) / (i_0^{ВД} - i_{эк1}'' ) \tag{3.9}$$

и энтальпия дымовых газов на выходе из экономайзера ВД (т. е. на выходе из контура ВД)

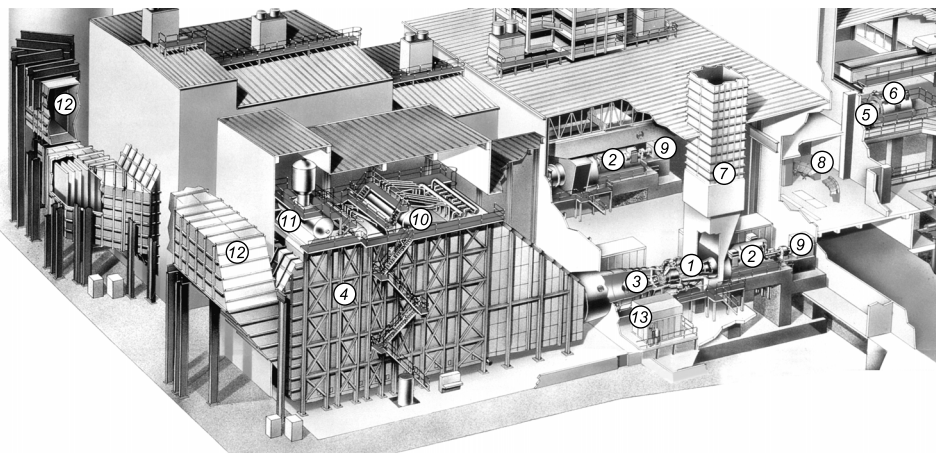
$$I''_{эк1} = I'_{эк1} - D_{п}^{ВД} (i_{эк1}'' - i_{эк2}'' ) / G_r, \tag{3.10}$$

позволяющая определить температуру  $\theta''_{эк1}$ , которая является начальной температурой газов  $\theta'_{пп2}$  для контура НД.

## ПГУ STAG 107F НА ТЭС ЧЕСТЕРФИЛД

В течении 1990–1992 гг. на электростанции Честерфилд близ г. Ричмонд (США, штат Вирджиния) была проведена замена устаревших угольных паротурбинных энергоблоков двумя ПГУ Stag 107F, в которых использовались первые образцы ГТУ MS7001F (фирмы GE) с начальной температурой газов 1260 °С. В этой ГТУ объединены все передовые технологии, в т. ч. и заимствованные из производства авиационных ГТД фирмы GE, в области разработки и создания компрессоров, камер сгорания и охлаждаемых газовых турбин. ПГУ Stag 107F имеет общую мощность 215 МВт, из которых мощность ГТУ составляет 150 МВт, а мощность паровой турбины 65 МВт. Паровая турбина, как видно из компоновки оборудования, установлена в старом здании ТЭС на месте демонтированной ПТУ, а ГТУ с КУ и другим вспомогательным оборудованием – в новом здании. ПГУ способна работать в базовом режиме (на жидком топливе или природном газе) или в пиковых режимах с ежедневными пусками-остановами; в условиях ISO КПД станции составляет 50 %. Между ГТУ и КУ сбросная свеча (труба) не предусмотрена. Время запуска ПГУ после останова на ночь составляет 70 мин до набора проектной мощности.

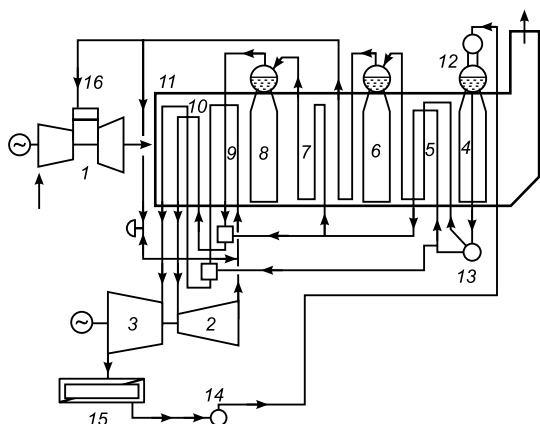
Машины серии F конструктивно и технологически наследуют опыт разработки ГТУ серии MS7001EA. В 16-ступенчатый компрессор добавлена нулевая ступень и увеличены длины лопаток, что обеспечило степень сжатия 13,5. Камера сгорания – трубчато-кольцевая, имеет пламенные трубы диаметром 356 мм с многосопловыми топливными форсунками. Поскольку низкоэмиссионные системы сгорания на то время находились в стадии исследований, камеры сгорания ГТУ 7F имели выбросы  $\text{NO}_x$  равные 42 ppm, и для снижения их уровня в КС осуществлялся впрыск пара в количестве 900 кг/ч.



1 – ГТУ; 2 – электрогенератор; 3 – выхлоп ГТУ; 4 – трехконтурный КУ; 5 – паровая турбина; 6 – генератор ПТ; 7 – канал всаса воздуха в ГТУ; 8 – комната АСУ; 9 – пусковой двигатель; 10 – барабан ВД; 11 – деаэратор и барабан НД; 12 – выходная секция КУ с дымовой трубой; 13 – компрессор для распыла воды.

3-ступенчатая газовая турбина имеет две первые ступени охлаждаемые воздухом, конструктивно аналогичные лопаткам ГТУ 7EA; все лопаточные ап-

параты имеют теплозащитное и противокоррозионное покрытие. Благодаря увеличенным начальной температуре газов и расходу воздуха ГТУ 7F имеет на 6 % выше КПД и на 80 % выше мощность по сравнению с аналогичными показателями ГТУ 7EA. Особенностью ГТУ 7F является привод генератора со стороны ее холодного конца (т. е. со стороны компрессора), что позволило применить для выхлопа осевой диффузор, который существенно упрощает соединение с КУ и



1 – ГТУ; 2 – ЦВД ПТ; 3 – ЦНД ПТ; 4 – испаритель встроенного деаэратора; 5 – экономайзер НД + 1-я ступень экономайзера ВД; 6 – испаритель НД; 7 – 2-я ступень экономайзера ВД; 8 – испаритель ВД; 9 – пароперегреватель НД; 10 – пароперегреватель ВД; 11 – секция промперегрева пара; 12 – встроенный деаэратор; 13 – циркуляционный насос; 14 – конденсатный насос; 15 – конденсатор пара; 16 – экологический впрыск пара в ГТУ.



Тепловая схема горизонтального КУ двух давлений с промперегревом и его общий вид на стадии монтажа.

снижает гидравлические потери выхлопного устройства. Температура выхлопных газов, поступающих в КУ – 580 °С. Котел производства компании Henry Vogt Machine – без дополнительного сжигания топлива, горизонтальной компоновки, с естественной циркуляцией в испарительных контурах, с встроенным деаэратором, трехконтурный с параметрами пара 9,23 МПа/513 °С в контуре ВД и 1,88 МПа/516 °С – в контуре НД. В КУ осуществляется промперегрев пара, поступающего из ЦВД паровой турбины. Дымовые газы покидают котел через специальную переходную секцию, непосредственно прикрепленную к дымовой трубе высотой 120 м.

Паровая турбина – однопоточная, двухцилиндровая с промперегревом пара. Турбина соединяется с трехфазным синхронным генератором мощностью 82,7 МВА, напряжением 13,8 кВ (60 Гц). АСУ ПГУ Stag 107F построена на базе системы SPEEDTRONIC Mark IV, расположена в старом здании станции и выполняет все операции по пуску/останову, эксплуатации при различных нагрузках применяемого энергетического оборудования. Версия ГТУ, разработанная фирмой GE на базе MS7001F для электрогенераторов на 50 Гц (3000 об/мин) имеет мощность 200 МВт и получила индекс MS9001F.



Аналогично определяются расход пара контура НД и энтальпия уходящих газов КУ и теплота, передаваемая в его элементах – пароперегревателе с испарителем и экономайзере. Полученные данные позволяют построить тепловую диаграмму КУ – зависимость температуры рабочих сред в его элементах от относительных значений передаваемой теплоты (рис. 3.30).

### 4.3. К определению поверхностей теплообмена

После сведения уравнений тепловых балансов всех поверхностей нагрева с учетом приведенных выше рекомендаций решаются уравнения теплообмена для определения необходимых площадей  $F_i$  поверхностей нагрева [18]:

$$Q_i = k_i \cdot F_i \cdot \Delta t_{cp,i}^{лог},$$

где  $\Delta t_{cp,i}^{лог}$  – среднелогарифмический температурный напор на  $i$ -й секции.

Предварительно необходимо выбрать тип оребренных труб и параметры оребрения. Средний коэффициент теплопередачи рассчитывается в соответствии с рекомендациями [19]. При определении коэффициента теплопередачи скорость газов, проходящих через поверхности нагрева котла-утилизатора, может быть принята в интервале  $w_r = 10 \div 12$  м/с; скорости пара и воды в трубах соответственно:  $w_n = 10 \div 15$  м/с,  $w_b = 0,2 \div 0,8$  м/с. Скорости теплоносителя уточняются при гидравлическом расчете теплообменников.

Согласно изложенному, поверхность нагрева КУ, температурные напоры и температура уходящих газов котла взаимосвязаны и в процессе проектирования подлежат технико-экономической оптимизации. На рис. 3.31 приведена качественная зависимость стоимости КУ от величины утилизированной теплоты при различных значениях температурного напора  $\Delta t_{жк}$  и неизменных параметрах выхлопных газов ГТУ на входе в КУ [11]. Видно, что капитальные затраты (стоимость КУ) увеличиваются вместе с ростом количества утилизированной сбросной теплоты и при уменьшении температурного напора.

Необходимо иметь в виду, что температурный напор между газами и рабочим телом в КУ в зоне парообразования и в пароперегревателе на порядок ниже, чем в энергетическом паровом котле. Повышение давления рабочего тела в КУ на 5 % вызывает соответствующее повышение температуры насыщения. Это уменьшает генерацию пара в контуре ВД примерно на 2 %, а в контуре НД более чем на 3 %. Для энергетического парового котла это значение находится в пределах точности расчета. В КУ нельзя произвольно изменять подвод теплоты с выхлопными газами ГТУ, поэтому температурный напор и температура среды должны быть рассчитаны по возможности точно.

Влияние внутренней теплоотдачи на коэффициент теплопередачи оребренных труб значительно больше, чем в паровых котлах с гладкими трубами. Следовательно,

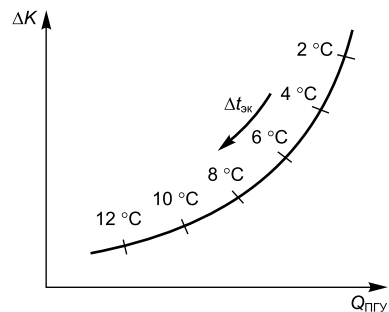


Рис. 3.31. Зависимость стоимости КУ от его теплопроизводительности при разных температурных напорах  $\Delta t_{жк}$ .

возникает необходимость более точно определять коэффициент теплоотдачи не только для данной поверхности нагрева в целом, но и для отдельных ее частей.

Расчет теплового потока при теплообмене осуществляется обычно с использованием коэффициента теплопередачи и среднелогарифмической разности температур. Однако для более точного определения теплового потока необходимо дополнительно учитывать местную разность температур в конкретной поверхности нагрева. Для этого каждую из этих поверхностей делят на многочисленные участки как с газовой, так и с пароводяной стороны. Площадь поверхности нагрева, определенная таким образом, на 10 % меньше площади поверхности, рассчитанной обычным способом по среднему значению температурного напора [18].

Потери давления с пароводяной стороны поверхностей нагрева КУ из-за гидравлического сопротивления следует рассчитывать моделированием теплового потока на отдельных участках этой поверхности. Это позволяет, например, в зоне парообразования получить точную по месту температуру насыщения для определения температурного напора.

Детальный расчет потери давления с пароводяной стороны и коэффициента теплоотдачи от стенки к рабочему телу  $\alpha_2$  особенно важен при расчете частичных нагрузок КУ, когда необходимо определить реальную паровую нагрузку и температуру пара. Неточный расчет потери давления с пароводяной стороны котла и соответствующих трубопроводов может привести к значительным отклонениям площади поверхности нагрева от ее точного значения. Если при определенной площади поверхности нагрева фактическое соотношение давлений рабочего тела отличается от расчетного, то не достигается расчетный массовый расход.

Для оценки размеров КУ на стадии теплового расчета схемы комбинированной установки может быть использован безразмерный параметр – приведенная поверхность нагрева  $F_{пр}$  [20]:

$$F_{пр} = \frac{k \cdot F}{G_r \cdot c_{pr}} = \frac{\theta_{ку} - t_s - \Delta t_{эк}}{i_0 - i'_s} \sum_1^j \frac{\Delta i_{пj}}{\Delta t_{ср,j}^{лог}}$$

значение которого определяется из совместного решения уравнений теплового баланса и теплопередачи, составленных для всего КУ:

$$Q = D_n \cdot (i_0 - i_{пв}) = G_r \cdot c_{pr} \cdot (\theta_{ку} - \theta_{ух}) = k \cdot F \cdot \Delta t_{ср}^{лог}$$

и каждого из его характерных участков:

$$Q_j = D_n \cdot \Delta i_{пj} = G_r \cdot c_{pr} \cdot \Delta \theta_j = k \cdot F_j \cdot \Delta t_{ср,j}^{лог},$$

где  $t_s$ ,  $i'_s$  – температура и энтальпия насыщения;  $k$  – средний для всего КУ коэффициент теплопередачи от газа к пароводяному рабочему телу;  $\Delta i_n$  – повышение энтальпии пароводяного рабочего тела;  $\Delta \theta$  – снижение температуры газа.

Характер изменения  $F_{пр}$  в зависимости от начальных параметров пара в бинарной установке определяется в основном соотношением между температурными напорами  $\Delta t_{пн}$ ,  $\Delta t_{эк}$  и  $\Delta t_3$  (температурный напор на холодном конце экономайзера). При неизменной  $\theta_{ух}$ , а следовательно, и при неизменном напоре

ре  $\Delta t_3$  увеличение начальных параметров пара и связанное с этим уменьшение температурных напоров  $\Delta t_{\text{пп}}$  и  $\Delta t_{\text{эк}}$  приводит к значительному увеличению  $F_{\text{пр}}$ .

Площадь приведенной поверхности достигает максимального значения при уменьшении температурного напора до минимального значения  $\Delta t_{\text{мин}}$ . Дальнейший рост параметров пара будет осуществляться при постоянном температурном напоре  $\Delta t_{\text{эк}} = \Delta t_{\text{мин}}$ , что приведет к повышению  $\Delta t_3$  и уменьшению  $\Delta t_{\text{пп}}$ . Причем при относительно низких параметрах пара значение температурного напора  $\Delta t_3$  существенно меньше значения  $\Delta t_{\text{пп}}$ . В этом диапазоне увеличение начального давления приводит к значительному снижению приведенной поверхности экономайзера и парогенератора в целом.

При относительно высоких параметрах пара температурный напор  $\Delta t_{\text{пп}}$  становится существенно ниже, чем  $\Delta t_3$ , и превалирующую роль в изменении приведенной поверхности будут играть температурные напоры испарителя и пароперегревателя, что приведет к росту  $F_{\text{пр}}$ . Как показали исследования, при приемлемом уровне аэродинамического сопротивления значение коэффициента теплопередачи изменяется в достаточно узком диапазоне. Это позволяет на стадии расчета тепловой схемы установки по изменению  $F_{\text{пр}}$  судить об изменении площади поверхности нагрева и массы КУ.

Расход и температура выхлопных газов ГТУ оказывают заметное влияние на стоимость котла, вырабатывающего определенное количество пара, или для котла той же конструкции они будут оказывать заметное влияние на паропроизводительность. Зная общие потребности конкретного процесса и уровни оценки дополнительных капитальных затрат, можно выбрать наиболее экономичную систему, состоящую из газовой турбины, котла-утилизатора и, возможно, паровой турбины. При использовании котлов-утилизаторов с оребренными поверхностями нагрева наиболее целесообразно вырабатывать большее количество пара при более высоких давлениях и температурах по сравнению со случаем получения пара в котлах старой конструкции с гладкими трубами.

Схемы КУ, показанные на рис. 3.29, 3.30, включают только основные принципиально необходимые элементы. Реальная схема имеет деаэратор, питаемый паром из контура НД или из паровой турбины (иногда деаэратор совмещают с деаэрирующим конденсатосборником конденсатора или даже его деаэрационную колонку устанавливают на барабане низкого давления КУ); газового подогревателя конденсата (ГПК), нагревающий конденсат перед его подачей в деаэратор и охлаждающий уходящие газы котла; смеситель, обеспечивающий необходимую температуру конденсата перед подачей его в КУ. Во всех этих случаях необходимо составить конкретные уравнения теплового и материального баланса и решить их.

Пример расчета двухконтурного КУ для ГТЭ-110, работающего в составе ПГУ, приведен в гл. 5.

## 5. ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ ДЛЯ ГТУ РАЗЛИЧНОЙ МОЩНОСТИ

Выпускаемые заводами России котлы-утилизаторы для газотурбинных установок различной мощности указаны в табл. 3.3 [11]. Описание некоторых из них приводится ниже.

Таблица 3.3

*Технические данные паровых и комбинированных КУ для ГТУ  
(при  $t_{нв} = 15^\circ\text{C}$ )*

Тип КУ	Мощность ГТУ, МВт	Паро-производительность, т/ч	Параметры пара		Наличие ГВТО	Теплопроизводительность, МВт	Дожигающее устройство	Масса котла, т	Габаритные размеры, м Д×Ш×В
			$t_0, ^\circ\text{C}$	$p_0, \text{МПа}$					
<i>Белэнергомаш</i>									
КГТУ-10	6	10,0	320	2,10	Нет	–	Нет	–	4,3×4,2×19,0
КГТ-13	10	13,0	187	1,20	Нет	–	Нет	60,00	–
КГТ-17	10	17,0	325	1,60	Нет	–	Нет	53,00	3×3×8
КГТ-25/14	10	22,0	322	1,80	Нет	–	Нет	137,00	7,8×4,2×21,1
КГТ-40/14	25	40,0	275	1,40	Нет	–	Нет	–	–
КГТ-50/14	25	57,0	375	1,60	Нет	–	Нет	290,00	7,8×6,9×25
<i>СКБМ</i>									
КУП 2500	6	11,5	275	1,35	Нет	–	Нет	36,60	3,6×4,7×5,5
КУП 3100	16	26,2	310	1,55	Нет	–	Нет	41,25	4,6×5,3×5,6
<i>ЗИО-Подольск</i>									
П-86	16	72,0	255	2,50	Есть	9,2	Есть	300,00	13,2×6,2×24,8
П-86-1	16	60,0	450	4,00	Есть	10,7	Есть	–	13,2×6,2×24,8
П-92	20	40,0	275	1,40	Нет	–	Нет	300,00	13,2×6,3×20,0
<i>Таганрогский котельный завод</i>									
ТКУ-5	6	10,0	319	0,90	Нет	–	Нет	–	11,0×6,2×10,5
ТКУ-1	16	60,0	440	4,00	–	–	Есть	–	–

### 5.1. Паровой котел-утилизатор с дожиганием для ГТУ «Урал-6000» [21]

Разработка котла Е-50-0,7-260Г выполнена фирмой ЗиО-МАР для ОАО «ИвЭнерго». Он предназначен для выработки пара для нужд внешнего потребителя в составе комплекса с ГТЭС «Урал-6000» производства АО «Авиа-двигатель». Предусмотрена возможность функционирования котла в нескольких режимах:

- в автономном режиме в диапазоне нагрузок 30–100 % от  $D_{ном}$ ;
- при совместной работе с газотурбинной установкой в утилизационном режиме;
- при совместной работе с ГТУ в режиме дожигания в диапазоне нагрузок 30–100 % от  $D_{ном}$ .

Ограничения по габаритам котла, обусловленные необходимостью размещения на небольшой площади двух газотурбинных установок с отводящими газоходами и двух котлов со вспомогательным оборудованием, определили выбор П-образной сомкнутой компоновки, которая обеспечивала максимальную компактность (рис. 3.32).

Котел газоплотного исполнения подвешен к собственному каркасу. Для рационального использования теплоты выхлопных газов ГТУ и обеспечения оптимальных размеров топки котла предусмотрен развитый конвективный испаритель, а для обеспечения высокой экономичности – газовый подогреватель сетевой воды (ПСВ).

Экраны топки, имеющей призматическую форму, выполнены из цельносварных панелей. Топка оборудована

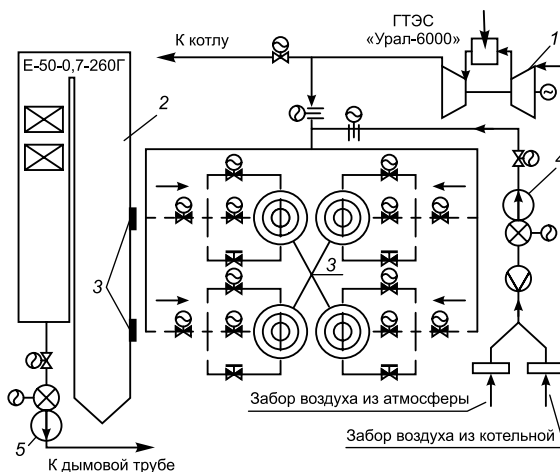
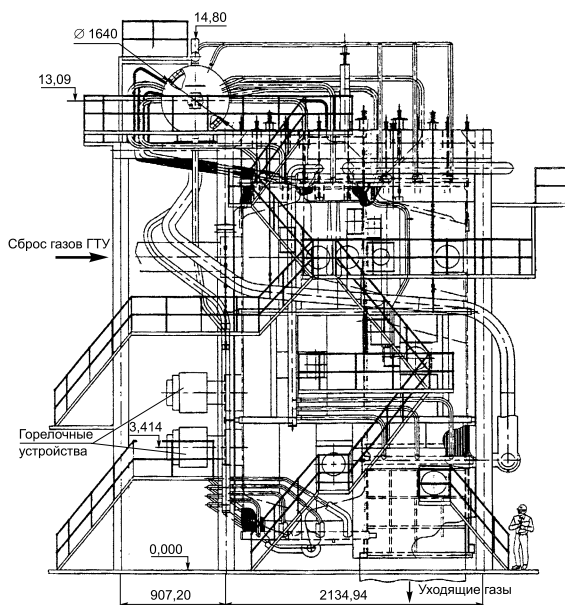


Рис. 3.32. Общая компоновка и схема газоздухопроводов парового котла-утилизатора Е-50-0,7-260Г [21]:

1 – ГТЭС; 2 – котел паровой; 3 – горелки котла; 4 – вентилятор дутьевой; 5 – дымосос.

четырьмя вихревыми газовыми горелками ГМВИ-10, расположенными на фронте котла. Смешение основной части выхлопных газов с топочными происходит перед фестоном заднего экрана, за которым расположен конвективный пароперегреватель (КПП). В паровой тракт котла включены боковые экраны конвективной шахты и потолочно-конвективный пароперегреватель. Для регулирования температуры перегрева предусмотрен впрыск питательной воды за КПП.

В конвективной шахте по ходу газов последовательно расположены конвективный испаритель, экономайзер и ПСВ. Конвективный испаритель представляет собой L-образный коридорный трубный пучок, сопряженный с испарительными трубами задней стены и потолка. Экономайзер и газовый подогреватель сетевой воды выполнены в виде коридорных пучков труб с поперечным оребрением. Это позволило разместить значительную поверхность нагрева в ограниченном объеме газохода. Площадь экономайзера подобрана таким образом, что температура продуктов сгорания за ним при отключенном ПСВ не превышает 230 °С на всех режимах эксплуатации.

Основные результаты тепловых расчетов котла представлены в табл. 3.4 (режим работы газотурбинной установки соответствует номинальной мощности при температуре наружного воздуха +15 °С).

Таблица 3.4

**Проектные характеристики котла E-50-0,7-260Г**

Показатель	Режим		
	автономный	дожигания	утилизационный
Паропроизводительность, $D_p$ , т/ч	50	50	14–18
Температура питательной воды, $t_{пв}$ , °С	104	104	104
Температура перегретого пара, $t_0$ , °С	260	260	220
Давление перегретого пара, $p_0$ , МПа	0,7	0,7	0,7
Расход топлива на котел $B_{кв}$ , $\text{нм}^3/\text{ч}$	3902	2504	0
Тепловая мощность ПСВ, $Q_{псв}$ , Гкал/ч	0,95	2,44	1,91
Температура уходящих газов, $\theta_{ух}$ , °С	107	131	122
КПД котла (брутто), $\eta_k$ , %	94,36	88,02	74,57

Экологические показатели работы котла в автономном режиме достигаются за счет низкого уровня температуры воздуха и малых коэффициентов его избытка в горелках. В режиме дожигания топливо сжигается в потоке выхлопных газов ГТУ, подаваемых через основные горелки без добавления воздуха.

## 5.2. Котел-утилизатор для приводной ГТУ мощностью 10 МВт

Конструкция котла-утилизатора разработана отделением фирмы Alstom Power в г. Брно (Чехия) и предназначена для установки за ГТУ типа ГТК-10И, которая является приводом нагнетателя природного газа в составе ряда компрессорных станций Укртрансгаза. В составе ГТК-10И в качестве

привода нагнетателя природного газа используется ГТУ модели MS3002 мощностью 10 МВт и КПД 27 %. Изменение параметров выхлопных газов на эксплуатационных режимах приведено в табл. 3.5.

Таблица 3.5

**Параметры выхлопных газов ГТК-10И**

Показатель	Величина								
	-20			0			+20		
$t_{нв}, ^\circ\text{C}$									
Эксплуатационный режим	1	2	3	1	2	3	1	2	3
$N_{ГТУ}, \%$	90	95	97	90	95	97	85	90	95
$G_{г}, \text{кг/с}$	44,9	46,1	47,4	43,8	44,9	46,3	42,7	43,9	45,2
$t_{г}, ^\circ\text{C}$	480	508	512	495	510	520	512	519	519

Котел-утилизатор имеет максимальную паропроизводительность  $\approx 21$  т/ч при параметрах пара 4 МПа и  $410^\circ\text{C}$ ; котел работает на общий паропровод, питающий паровые турбины с отбором пара типа АТР-2 или VE-32. Эксплуатационные параметры КУ приведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6

**Проектные характеристики КУ паропроизводительностью 20 т/ч**

Показатель	Величина								
	-20			0			+20		
$t_{нв}, ^\circ\text{C}$									
Эксплуатационный режим	1	2	3	1	2	3	1	2	3
$N_{ГТУ}, \%$	90	95	97	90	95	97	85	90	95
<b>Перегретый пар</b>									
$D_{п}, \text{т/ч}$	17,5	20,0	20,9	18,2	19,7	20,9	18,9	19,8	20,4
$t_0, ^\circ\text{C}$	410								
$p_0, \text{МПа}$	4								
<b>Сетевая вода</b>									
Расход, т/ч	62,7	59,9	61,5	58,8	58,2	58,5	0	0	0
Тепловая мощность, МВт	3,66	3,50	3,59	3,44	3,40	3,42	0	0	0
<b>Дымовые газы</b>									
$\theta_{ух}, ^\circ\text{C}$	92,4	92,6	93,0	91,9	92,2	92,6	165,2	164,4	165,0
$\Delta p_{ку}, \text{Па}$	1000 без применения дымососа *								

\* – с применением дымососа мощностью 75 кВт  $\Delta p_{ку} < 300$  Па.

Котел-утилизатор – одноконтурный, имеет горизонтальную компоновку с естественной циркуляцией. Вертикальные трубные пучки расположены в

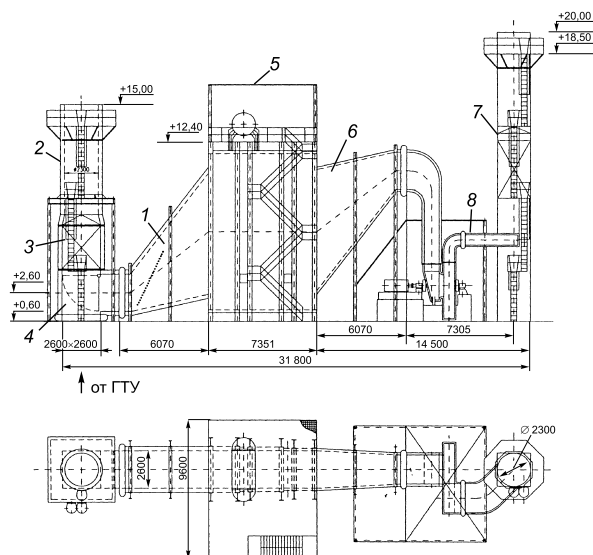


Рис. 3.33. Котел-утилизатор одного давления для ГТУ мощностью 10 МВт.

горизонтальном дымоходе котла. Общий вид КУ приведен на рис. 3.33. Котел имеет полуоткрытое исполнение и со всем вспомогательным оборудованием расположен над компрессорной станцией на площадке несущей конструкции. Котел-утилизатор состоит из парового контура, образованного пароперегревателем, испарителем и экономайзером, и из подогревателя сетевой воды. Трубные секции состоят из отдельных трубных пучков и цельносварного газоплотного, самонесущего дымохода, которые вместе образуют 3 модуля котла. Трубные пучки образованы двумя рядами вертикальных труб, подведенных в верхний и нижний коллекторы. Отдельные пучки соединены между собой трубопроводами так, что они образуют нужные типы поверхностей нагрева, а для секции испарителя – перепускными трубопроводами присоединены к паровому барабану. Все пучки одинаковой конструкции, в которой использован один размер греющих труб одинаковой длины. Трубы отдельных поверхностей нагрева отличаются друг от друга использованным материалом, толщиной стенки, числом ребер на 1 погонный метр и их высотой. Пучки опираются на нижнюю раму, которая является составной частью модуля. В вертикальном положении они поддерживаются верхними подвесками, закрепленными в верхней опорной раме. Подвески допускают термическое расширение пучка. Трубы зафиксированы в 3-х местах по длине опорными решетками, которые закреплены в дымовом канале.

Система котла под давлением покоится на несущих элементах дымохода. Дымоход котла от входа продуктов сгорания до их выхода выполнен как самонесущий, с внутренней теплоизоляцией. Его наружный кожух оснащен наружным армированием. Составной частью этого армирования являются также вертикальные колонны, нижние концы которых опираются на несущую площадку. Паровой барабан расположен над котлом и поддерживается питающими и опускными трубопроводами. Вертикальные несущие колонны служат также для крепления лестниц и площадок обслуживания. Подводящий дымовой клиновидный канал (диффузор) котла оснащен на своем входе тканевым компенсатором расширений, внутренней теплоизоляцией и направляющей решеткой дымовых газов (в первой секции). Входной дымоход котла / связан на одной стороне с газораспределительным блоком 4, на второй сторо-



не – с дымоходом самого котла 5. Байпасная дымовая труба 2 опирается на отдельную несущую конструкцию и присоединена к глушителю шума 3, под которым расположена перекидная заслонка в корпусе 4. Заслонка, глушитель шума и сама дымовая труба оснащены внутренней теплоизоляцией. Выхлопные газы ГТУ движутся вертикально вверх и перекидная заслонка направляет их в глушитель шума и байпасную дымовую трубу, когда котел отключен, или во входной дымоход котла, когда котел работает. Выходной дымовой канал 6 соединяет собственно котел с основной дымовой трубой 7. В этом тракте установлен дымосос 8, который покрывает часть потерь тяги дымового тракта. Выходной дымоход состоит из переходной клинообразной части, вертикального дымохода до всаса дымососа и из соединительной части от выхода дымососа к дымовой трубе. Выходной дымоход оснащен двумя компенсаторами расширения и внешней теплоизоляцией вплоть до дымососа. Основная дымовая труба выполнена с одинарным кожухом с глушителем шума над входом дымовых газов и ее нижняя часть оснащена защитной сеткой.

Котел не нуждается в капитальном укрытии, но требуется легкий кожух над паровым барабаном и одной боковой стороной, где размещены дренажи, воздушники, отборы проб воды и пара, дозировка химикатов, питательная головка, главная паровая задвижка и т. д. Для глушения шума, издаваемого дымососом, он помещается в защитный бокс с акустической изоляцией.

Подогреватель сетевой воды работает только в отопительный период; в нерабочем состоянии вода из него должна быть слита.

Котел приспособлен для дистанционного управления и контроля и имеет систему автоматического регулирования. Не допускается его эксплуатация без производства пара, т. е. эксплуатация в «сухом» режиме. В случае длительного останова при температуре окружающей среды ниже +1 °С необходимо котел тщательно осушить или обогреть его паром от постороннего источника, чтобы исключить его замерзание.

### **5.3. КУ завода «Красный котельщик» для ГТУ мощностью 4–25 МВт [22]**

Выполненные заводом разработки охватывают практически весь диапазон мощностей ГТУ (от 2 до 160 МВт) и все типы котлов-утилизаторов: оснащенные дожигающим устройством или без него; одного, двух, трех уровней давлений; вертикальной или горизонтальной компоновки; паровые, водогрейные; самоопорные, подвесные и т. д. Характеристики некоторых из них приведены в табл. 3.7, в частности, котлы-утилизаторы ТКУ-5, ТКУ-6, ТКУ-8, предназначенные для ПГУ и ГТУ российских производителей, а также перспективные разработки КУ для работы с НК-14Э (СНТК им. Н. Д. Кузнецова), КУ для ПГУ-210 (ГТУ фирмы General Electric или Siemens) и КУ для ПГУ-325 (ПГУ-170).

Котел-утилизатор ТКУ-5 предназначен для совместной работы с ГТУ-4П. Его предполагается использовать в составе серийной мини ПГУ-ТЭС. КУ снабжен испарительным контуром с многократной принудительной циркуляцией. Котел поставляется блоками максимальной заводской готовности, предназначенными для транспортировки как железнодорожным, так и

автомобильным транспортом. Эти блоки представляют собой транспортно-монтажные сборки, включающие в себя поверхность нагрева из оребренных труб, газоплотную обшивку с элементами крепления и дистанционирования труб и с установленной на ней внутренней изоляцией; блок проходит на заводе все требуемые виды испытания и контроля.

Таблица 3.7

**Характеристики котлов-утилизаторов ТКЗ «Красный котельщик»**

Параметр	Модель и тип котла. Тип газовой турбины					
	ТКУ-5, паровой	ТКУ-6, паровой	ТКУ-8 (ПСВ), водо- грейный	КУ для турбины НК-14Э, паровой	КУ для ПГУ 210, паровой	КУ для ПГУ-325 (ПГУ-170), паровой
	ГТУ-4П	НК-37	ГТЭ-25У	НК-14Э	PG6101FA	ГТЭ-110
Паропроизводительность, т/ч	11	41	–	34*	103 (по ВД) 25 (по НД)	147 (по ВД) 39,1 (по НД)
Давление вырабатываемого пара, МПа	0,6–0,9	1,4	–	1,4	7,0 (по ВД) 0,6 (по НД)	7,4 (по ВД) 0,6 (по НД)
Температура вырабатываемого пара, °С	320	280	–	280	485 (по ВД) 215 (по НД)	495 (по ВД) 224 (по НД)
Температура воды вход/выход, °С	–	–	70/150	–	–	–
Расход воды, т/ч	–	–	560	–	–	–
Теплопроизводительность ГДж/ч	–	–	188	–	–	–

\* – котел оснащен дожигающим устройством.

Котел-утилизатор ТКУ-6 рассчитан на работу с газотурбинным двигателем НК-37. Конструктивная схема котла приведена на рис. 3.34. Котел состоит из следующих основных узлов: блоков пароперегревателя, испарителя, водяного экономайзера, газового подогревателя, шумоглушителя, барабана, шиберов дождевой заслонки, предотвращающей попадание атмосферных осадков из дымовой трубы в котел. Циркуляция в испарительном контуре принудительная. Котел введен в эксплуатацию в 1998 г. на Безымянской ТЭЦ (г. Самара). Компоновка котла в составе газотурбинного блока ТЭЦ показана на рис. 4.55.

Котел-утилизатор для газовой турбины НК-14Э имеет горизонтальную компоновку (рис. 3.35) и оснащен дожигающим устройством (ДУ). В качестве окислителя при сжигании природного газа в ДУ используется воздух, содержащийся в выхлопных газах ГТУ. Котел может эксплуатироваться в режимах как с работающим, так и с отключенным ДУ, причем в первом случае дожигание может использоваться как средство регулирования нагрузки котла. Циркуляция в испарительном контуре – естественная. Котел поставляется

блоками максимальной заводской готовности. При монтаже блоки переводятся в вертикальное положение и устанавливаются на опорные элементы.

Конструктивно разработанные котлы-утилизаторы можно разделить на два основных типа: самоопорные и подвесные.

Самоопорный вариант отличается максимальной заводской готовностью. Котлы поставляются законченными блок-модулями, полностью собранными на заводе и подготовленными к монтажу. Монтаж теплообменной части котла, состоящей из четырех таких модулей, занимает несколько дней. Как правило, в виде блок-модулей поставляются теплообменные поверхности котлов-утилизаторов небольшой мощности, так как предельные габариты железнодорожного транспорта накладывают ограничения на размеры блок-модулей.

Подвесной вариант котлов-утилизаторов близок по конструкции к обычным котлам для паросилового блока. Котел в этом случае поставляется отдельно трубными блоками и щитами обшивки. На монтаже трубные блоки гирляндой подвешиваются на хребтовые балки, затем монтируются щиты обшивки. В данном случае возможна как внутренняя, так и наружная изоляция.

В 1994 г. были установлены четыре котла-утилизатора ТКУ-1 для ПГУ Каменской ТЭЦ с ГТУ мощностью 16 МВт. Котел ТКУ-1 (рис. 3.36) паропроизводительностью 60 т/ч на параметры пара 4,0 МПа и 440 °С – барабанный, с принудительной циркуляцией в испарительном контуре, самоопорной конструкции. Для обеспечения заданных параметров пара котел оснащен дожигающим устройством, позволяющим дополнительно сжигать природный газ в потоке выхлопных газов ГТУ.

На базе котла ТКУ-1 разработан котел-утилизатор с дожиганием как природного газа, так и дизельного топлива. Создано принципиально новое топочное

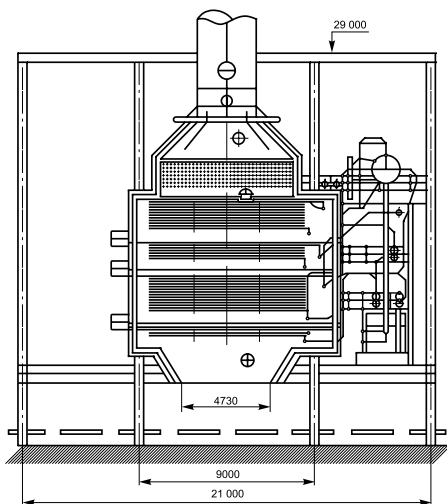


Рис. 3.34. Конструктивная схема парового котла-утилизатора ТКУ-6 для ГТУ НК-37.

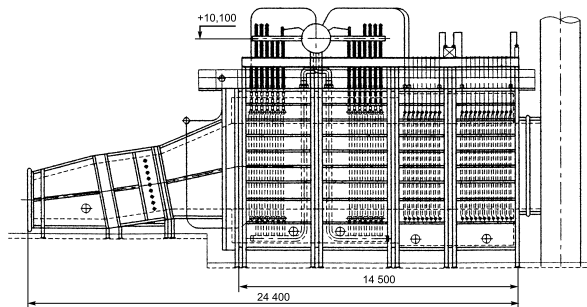


Рис. 3.35. Паровой котел-утилизатор для ГТУ НК-14Э мощностью 10 МВт [22].

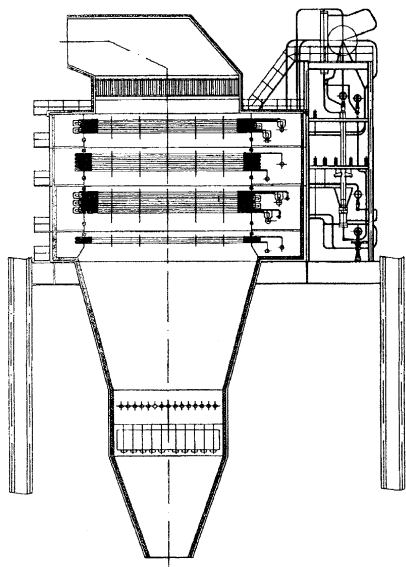


Рис. 3.36. Котел-утилизатор ТКУ-1 [22].

числе 100 %-ный ультразвуковой контроль труб. Для повышения ремонтнопригодности на котлах-утилизаторах предусмотрено следующее: организованы ремонтные коридоры между трубными пучками и обшивкой котла с установкой площадок для осмотра и ремонта всей линии стыков оребренных труб с крутозагнутыми коленами и коллекторами; для удаления змеевиков и отдельных труб за пределы котла на торцевой стене предусмотрен съемный щит.

В 2006 г. завод изготовил и поставил новый паровой котел-утилизатор ТКУ-14 для ГТУ SGT-600 (GT10B2) компании Siemens мощностью 25 МВт, установленной на площадке ТЭЦ ОАО «Чепецкий механический завод» (г. Глазов, Удмуртия). Номинальная паропроизводительность КУ составляет 38 т/ч пара с температурой 440 °С. Конструкция котла П-образная, самоопорная, поверхности нагрева выполнены в виде законченных блок-модулей заводской готовности. В состав КУ входят газовый подогреватель сетевой воды, водяной экономайзер, испаритель, пароперегреватель, барабан с внутрибарабанными устройствами, трубопроводы с арматурой, циркуляционные насосы, каркас, шумоглушитель. Поверхности нагрева состоят из горизонтально расположенных оребренных труб, объединенных раздающими и собирающими коллекторами. Оребренные трубы опираются и дистанционируются с помощью трубных досок, закрепленных в блок-модули. Котел-утилизатор газоплотный, рассчитан на работу под наддувом, имеет испарительный контур с многократной принудительной циркуляцией.

Наряду с разработкой котлов новой конструкции предприятия котлостроения выполняют реконструкцию действующих котлов паротурбинных энергоблоков, переводя их в разряд низконапорных парогенераторов для воз-

устройство, позволяющее сжигать дизельное топливо в потоке выхлопных газов ГТУ. Котлы с таким дожигающим устройством могут устанавливаться на ПГУ, требующих дополнительного сжигания в котлах двух видов топлива: в качестве основного – газа и аварийного – дизельного.

При проектировании котлов-утилизаторов большое внимание уделяется эксплуатационной надежности и ремонтнопригодности. Надежность котлов-утилизаторов обеспечивается следующими мероприятиями: аргонодуговая сварка со 100 %-ным радиографическим контролем всех сварных швов при изготовлении поверхностей нагрева; гидравлические испытания каждой оребренной трубы и всех поверхностей нагрева при повышенном значении пробного давления; входной контроль всех материалов и полуфабрикатов, поступающих на завод, в том

возможности работы как на выхлопных газах ГТУ, так и в автономном и комбинированном режимах. В частности, проект такой модернизации энергетического прямоточного котла ПК-38 паропроизводительностью 270 т/ч (параметры пара 14 МПа/545 °С, изготовитель «ЗиО-Подольск») был реализован на двух блоках мощностью по 150 МВт Березовской ГРЭС в Белоруссии.

Реконструкция котла сводилась к следующему:

- поверхности нагрева, расположенные ниже входной ступени промежуточного пароперегревателя – экономайзер и воздухоподогреватель, – удалены. На их место установлены новые поверхности нагрева: экономайзер, газовый подогреватель воды высокого давления, газовый подогреватель воды низкого давления, выполненные из труб с продольным оребрением, что позволяет эксплуатировать котел на газе и на мазуте. При реконструкции блока дополнительные поверхности нагрева котла частично замещают регенерацию высокого и низкого давлений турбины;

- количество горелок увеличено в полтора раза для поддержания скоростного режима в горелках при работе в широком диапазоне нагрузок при температуре окислителя (воздуха либо газов) от 50 до 515 °С;

- переделан воздушный тракт, так как температура газов за ГТУ превышает 500 °С, что значительно выше температуры горячего воздуха;

- для снижения выбросов NO<sub>x</sub> на реконструированном котле применена схема ступенчатого сжигания газа;

- установлены вентиляторы дополнительного воздуха и смеситель для смешения этого воздуха с газами ГТУ, так как для номинальной нагрузки котла содержание кислорода в выхлопных газах ГТУ UGT25000 недостаточно;

- переделана нижняя радиационная часть (НРЧ) котла для размещения новых горелок и схемы ступенчатого сжигания газа. В связи с увеличением тепловосприятия водяного экономайзера установлена защита НРЧ во избежание попадания на вход закипевшей воды;

- при работе на мазуте в автономном режиме установлен калорифер для подогрева воздуха до 180 °С;

- блок может работать как в комбинированном режиме (ПГУ сбросной схемы), так и отдельно. Для этого на тракте от ГТУ к котлу установлен быстродействующий пускозащитный клапан. При останове дымососов на котле клапан с максимальной скоростью отключает ГТУ от котла, переводя ее на выхлоп в атмосферу. При неработающей ГТУ паросиловая часть блока может работать автономно;

- на котле сохранены дымососы, производительность которых достаточна для работы в новых условиях. Для автономного режима котла сохранены дутьевые вентиляторы.

Реконструированный котел успешно эксплуатируется в составе ПГУ-215 сбросной схемы начиная с 2005 г.

#### 5.4. Паровой КУ двух давлений для ГТЭ-110 [23]

Для комплектации газотурбинных установок ГТЭ-110 компанией «ЗиО-МАР» и машиностроительным заводом «ЗиО-Подольск» разработаны утилизационные котельные установки для ПГУ-325 мощностью 325 МВт. Ко-

тел-утилизатор П-88 может быть применен и в составе однофазного парогазового блока мощностью 170 МВт. В отличие от блока ПГУ-325, в нем устанавливается одна газотурбинная установка ГТЭ-110, котел-утилизатор П-88 и паровая турбина К-55-90. Утилизационные котельные установки для ПГУ-325 установлены на Ивановской ГРЭС (г. Комсомольск, Ивановской обл.). Рабочий диапазон изменения нагрузки каждого котла-утилизатора составляет от 100 до 50 %, что позволяет иметь диапазон нагрузки ПГУ от 100 до 25 %. Показатели котла-утилизатора при работе ПГУ в конденсационном режиме при номинальной нагрузке ПГУ и различных температурах наружного воздуха приведены в табл. 3.8.

Таблица 3.8

**Показатели котла-утилизатора П-88**

Показатель	Величина					
	–40	–27	–3	+15	+40	+15
Температура наружного воздуха, °С	–40	–27	–3	+15	+40	+15
Температура газов на входе в котел, °С	465	482	510	522	547	522
Расход газов на входе в котел, кг/с	442,3	423,5	388,6	362,3	319,8	362,3
Температура уходящих газов, °С	118,0	114,6	108,6	110,5	114,9	98,3
<b>Контур высокого давления</b>						
Паропроизводительность, т/ч	146,2	150,8	154,4	150,9	144,9	150,9
Температура пара, °С	447,0	460,5	483,3	494,0	516,0	494,0
Давление пара, МПа	7,30	7,45	7,53	7,30	6,91	7,30
<b>Контур низкого давления</b>						
Паропроизводительность, т/ч	52,6	49,7	44,0	39,7	33,0	39,7
Температура пара, °С	229,6	228,5	226,0	224,2	220,7	224,2
Давление пара, МПа	0,7					
Отбор пара на деаэрактор, т/ч	4,8	4,9	4,9	4,6	4,3	8,3
Аэродинамическое сопротивление газового тракта, Па	3010	2800	2420	2140	1710	2420
Температура воды на входе/выходе ГПК, °С	79/ 150	79/ 150	68/ 150	73/ 150	85/ 150	60/ 140

Котел-утилизатор – горизонтальной компоновки, барабанного типа, с естественной циркуляцией среды в испарительных контурах. Выполняется с подвеской поверхностей нагрева к собственному каркасу через промежуточные металлоконструкции. По ходу газов в котле последовательно расположены следующие поверхности нагрева:

- пароперегреватель высокого давления;
- испаритель высокого давления;
- экономайзер высокого давления;
- пароперегреватель низкого давления;
- испаритель низкого давления;

- газовый подогреватель конденсата (ГПК).
- Тепловая схема котла-утилизатора П-88 показана на рис. 3.37.

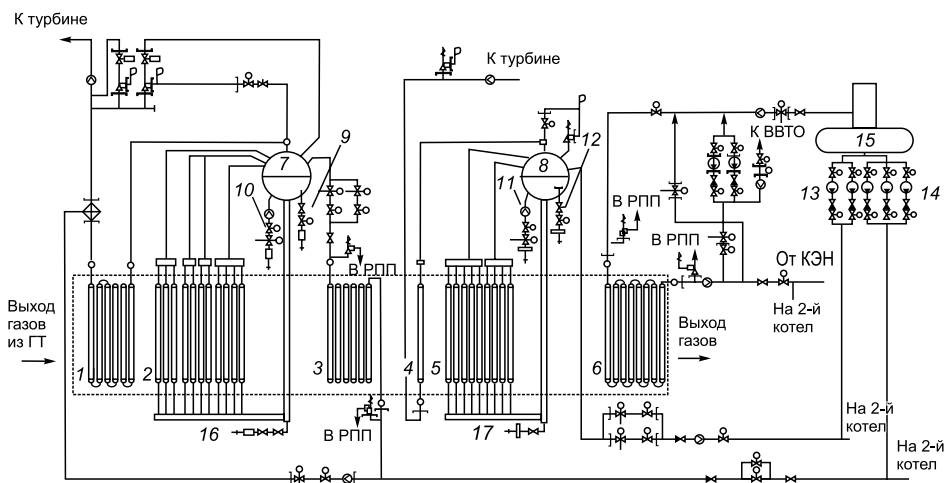


Рис. 3.37. Тепловая схема котла-утилизатора П-88 [23]:

1 – пароперегреватель ВД; 2 – испаритель ВД; 3 – экономайзер ВД; 4 – пароперегреватель НД; 5 – испаритель НД; 6 – ГПК; 7 – барабан ВД (БВД); 8 – барабан НД (БНД); 9 – аварийный слив БВД в РПП; 10 – непрерывная продувка БВД в РПП; 11 – непрерывная продувка БНД в РПП; 12 – аварийный слив БНД в РПП; 13 – питательные насосы НД; 14 – питательные насосы ВД; 15 – деаэрактор; 16 – периодическая продувка контура ВД в РПП; 17 – периодическая продувка контура НД в РПП (РНП, РПП – линии рециркуляции насыщенного и перегретого пара).

Для интенсификации теплообмена и снижения массы все поверхности нагрева котла выполнены из оребренных труб. В связи с этим на «ЗиО-Подольск» освоено изготовление труб с просечным оребрением. Конструкция блоков поверхностей нагрева позволяет набирать их из типовых секций. Каждая секция состоит из двух рядов оребренных труб с шахматным расположением, объединенных коллекторами. Коллекторы имеют штуцеры для присоединения трубопроводов и крепежные элементы. Теплообменные трубы в секции расположены в несколько ярусов по высоте. Для повышения надежности поверхностей нагрева там, где необходимо, установлены противовибрационные перегородки. Все поверхности нагрева включены по противоточной схеме и подвешены к потолочному перекрытию через промежуточные металлоконструкции, расположенные в «теплом ящике» котла.

Зазоры между блоками и боковые стены уплотняются специальными устройствами для исключения потерь тепла. С этой же целью съемными щитами уплотняются низ и верх газохода. Между блоками предусмотрены проемы для проведения ремонтных работ.

Конструкция испарительных контуров обеспечивает надежность циркуляции питательной воды. Все поверхности выполняются дренируемыми, с установкой необходимых трубопроводов, арматуры, а также устройств для

удаления воздуха в необходимых местах (воздушников). Габариты барабанов котла выбраны в соответствии с условиями их компоновки с испарителями, обеспечением допустимых удельных нагрузок при 100 %-ной и сниженной нагрузке котла, размещением в них сепарационных устройств. Барабаны оборудованы системами аварийного слива и продувок, предохранительными клапанами, устройствами измерения уровня и т. д.

Охлаждение дымовых газов до 100–118 °С осуществляется за счет ГПК, вода после которого направляется в деаэратор с давлением примерно 0,65 МПа. Для исключения наружной коррозии входных труб ГПК при работе на природном газе, температура конденсата перед подогревателем поддерживается не ниже 60 °С с помощью линии рециркуляции с двумя насосами (один из которых резервный). К этой линии может быть подключен водяной теплообменник (ВВТО), в котором осуществляется подогрев сетевой воды нагретым в ГПК конденсатом. Использование ВВТО позволяет глубже охладить дымовые газы (до 100 °С) и получить от котла дополнительную (до 7–8 МВт) теплофикационную мощность. Регулирование параметров пара высокого и низкого давления в котле не предусматривается, так как он работает при скользких параметрах пара, которые определяются расходом и температурой газов, поступающих из газовой турбины.

Поверхности теплообмена основных элементов КУ в обоих контурах составляют:  $F_{\text{пп}}^{\text{вд}} = 18\,450 \text{ м}^2$ ;  $F_{\text{ид}}^{\text{вд}} = 38\,960 \text{ м}^2$ ;  $F_{\text{зк}}^{\text{вд}} = 25\,760 \text{ м}^2$ ;  $F_{\text{пп}}^{\text{нд}} = 3490 \text{ м}^2$ ;  $F_{\text{ид}}^{\text{нд}} = 31\,920 \text{ м}^2$ ;  $F_{\text{гпк}} = 40\,480 \text{ м}^2$ . Суммарная поверхность нагрева КУ при весе 1054 т –  $F_{\text{ку}} = 159\,101 \text{ м}^2$ .

Котел оснащается системой автоматического регулирования (САУ КУ), технологическими защитами и блокировками, дистанционным управлением, системой автоматического контроля технологических параметров. САУ КУ обеспечивает автоматизированный пуск котлов-утилизаторов из любого теплового состояния и их работу в заданном диапазоне нагрузок с использованием принципа функционально-группового управления.

Блочная конструкция котла позволяет проводить монтаж поставочными блоками без применения открытой сборочно-укрупнительной площадки. Каркас котла – отдельно стоящий, рамный в поперечном и продольном направлениях. Общая жесткость каркаса, восприятие горизонтальных нагрузок обеспечиваются двумя уровнями горизонтальной жесткости. Потолочное перекрытие – щитовое, состоит из щитов межхребтовых балок и щитового заполнения между ними. Каркас воспринимает наддув и «хлопок» от газовой турбины, а также вертикальные и горизонтальные распределенные нагрузки от примыкающих диффузора и конфузора. Металлоконструкции спроектированы под монтаж боковых стен каркаса одним или двумя (по высоте) блоками.

Ограждение котла выполнено в виде щитов, опирающихся на каркас, с наружной и внутренней металлической обшивкой и размещенной между листами обшивки теплозвукоизоляцией. Толщина изоляции выбрана из условия обеспечения температуры наружной поверхности не более +55 °С при температуре окружающего воздуха +25 °С. Наружная газоплотная обшивка рассчитана на избыточное давление газов в котле и возможный «хлопок» при пуске ГТУ. В местах прохода через обшивку трубопроводов и подвесок применяются специальные уплотнения. В обшивке предусмотрены ремонтные лазы в



необходимом количестве. Для защиты изоляции от прямого воздействия потока горячих газов используется внутренняя обшивка ячейстыми листами. При их креплении учитывается возможность относительных тепловых расширений.

Компоновка котлов-утилизаторов для ПГУ-325 представлена на рис. 3.38. Отметка оси барабанов КУ – 24,6 м, максимальная отметка трубопроводов – 25,5 м.

Для обслуживания котлов-утилизаторов предусмотрены площадки, лестницы, лазы, лестничные клетки-вертушки, на верхних отметках площадочный переход с котла на котел. Питательные насосы низкого и высокого давления, насосы контура рециркуляции питательной воды, а также расширители продувок и деаэраторы могут быть установлены между котлами-утилизаторами. В выходном газоходе за котлом (конфузоре) размещается устройство шумоглушения и далее – отсечной клапан для поддержания котла в горячем резерве. Газы от двух котлов сбрасываются в общую дымовую трубу.

Общее число пусков-остановов котла-утилизатора в течение всего срока службы составляет не менее 100 из холодного состояния, 1400 – из неостывшего и 6000 из горячего состояния. При работе на основном и резервном топливе расчетный ресурс работающих под давлением элементов котла с температурой, соответствующей области ползучести, составляет не менее:

- 100 тыс. ч для труб поверхностей нагрева и выходных коллекторов пароперегревателя высокого давления;
- 200 тыс. ч – для остальных элементов.

Расчетный срок службы котла – 40 лет для базового и 30 лет для полупикового режима работы. Срок службы между капитальными ремонтами – 6 лет, средняя наработка на отказ – 6600 ч.

Технические данные других КУ, выпускаемых ОАО «ЗиО-Подольск», представлены в табл. 3.9 [11].

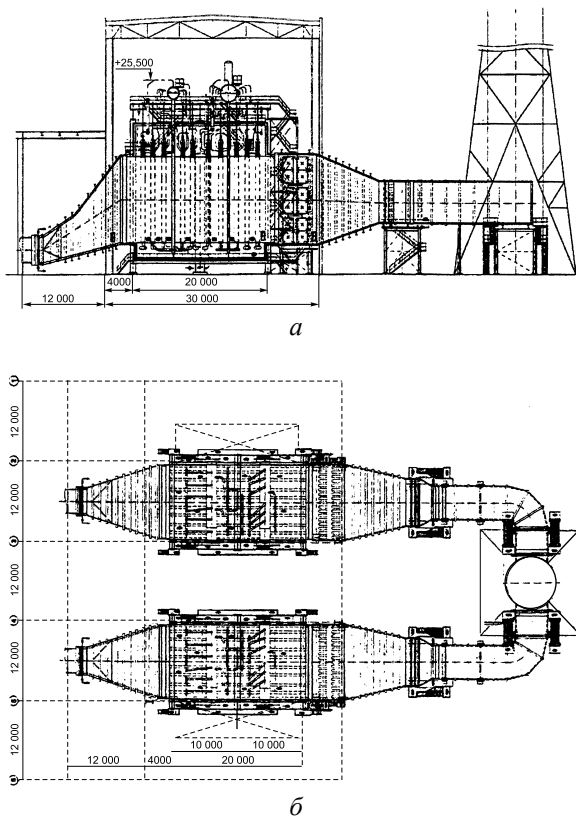


Рис. 3.38. Компоновка котлов-утилизаторов для ПГУ-325 – продольный разрез (а) и план (б) [23].

Таблица 3.9

**Технические данные КУ, выпускаемых  
ОАО «Машиностроительный завод «ЗиО-Подольск»**

Тип котла	Объект установки	Мощность энергоблоков, МВт	Тип ГТУ / мощность, МВт	Конструкция КУ	Параметры пара/воды в КУ
ГПСВ-25	Шахтинская ТЭЦ	16	ДЖ-59 / 16	Вертикальный, самоопорный	$t_1/t_2 = 70/150$ °С
П-86	– " –	16	ДЖ-59 / 16	Вертикальный, самоопорный	$D_1 = 72$ т/ч $p_1 = 2,5$ МПа $t_1 = 255$ °С
П-86-1	– " –	27	ДЖ-59 / 16	Вертикальный, самоопорный	$D_1 = 60$ т/ч $p_1 = 4$ МПа $t_1 = 450$ °С
П-83	Славянская ГРЭС	345	ГТЭ-115	Горизонтальный, подвесной	$D_1/D_2 = 170/42$ т/ч $p_1/p_2 = 8,0/0,7$ МПа $t_1/t_2 = 470/200$ °С
П-88*	Конаковская ГРЭС	325	ГТЭ-110	– " –	$D_1/D_2 = 154/39$ т/ч $p_1/p_2 = 7,3/0,7$ МПа $t_1/t_2 = 480/227$ °С
П-87	Щекинская ГРЭС	490	ГТЭ-150	Горизонтальный, подвесной в существующем здании	$D_1/D_2 = 251/79,5$ т/ч $p_1/p_2 = 8,6/0,68$ МПа $t_1/t_2 = 498/232$ °С
П-90	Северо-Западная ТЭЦ	450	V94.2 / 150	Вертикальный, подвесной	$D_1/D_2 = 242/56$ т/ч $p_1/p_2 = 8,2/0,7$ МПа $t_1/t_2 = 515/200$ °С
П-91	Дзержинская ТЭЦ	150	V94.2 / 150	Вертикальный, подвесной в существующем здании	$D_1 = 314$ т/ч $p_1 = 1,5$ МПа $t_1 = 300$ °С
П-92	ТЭЦ «АО «Нафтан»	20	55СТЭ-20 / 20	Вертикальный, подвесной	$D_1 = 42$ т/ч $p_1 = 1,45$ МПа $t_1 = 275$ °С
П-94	Калужская ТЭЦ	46	АЛ-31СТЭ / 20	Вертикальный, подвесной каркас КУ совмещен со зданием	$D_1/D_2 = 30/6$ т/ч $p_1/p_2 = 4,0/0,6$ МПа $t_1/t_2 = 460/190$ °С

\* – масса КУ 2370 т; габаритные размеры 25,9×17,5×13,6 м.

### 5.5. Котлы-утилизаторы компании Alstom Power/Energeticke systemy [24]

Подразделение Energeticke systemy (г. Брно, Чехия) проектирует, изготавливает, участвует в монтаже и пуске котельных установок, разработанных для конкретных условий потребителя в различных областях экономики.

КУ могут быть с дополнительным сжиганием топлива и поставляются либо отдельным заказом, либо в составе когенерационных (парогазовых) установок. Проекты КУ для выработки технологического пара в состоянии обеспечить задаваемые потребителем параметры, при этом характеристики источников теплоты являются вторичными, а температура уходящих дымовых газов поддерживается в узком диапазоне. Перечень наиболее представительных проектов паровых котлов-утилизаторов компании приведены в табл. 3.10, а описание некоторых конструкций дано ниже.

Таблица 3.10

#### *Характеристики паровых котлов-утилизаторов производства компании Alstom Power/Energeticke systemy*

Проект	Страна	Год	Характеристики котла			ГТУ
			$D_n$ , т/ч	$p_0$ , МПа	$t_0$ , °C	
Mohndruck	Венгрия	1994	$3 \times 15$	4,50	510	Typhoon
Alstom Power/ Energeticke systemy	Чехия	1994	5,3	1,50	375	UGT 2500
Ter Apelkanaal	Голландия	1995	$35,7 + 6,1$	8,15 1,65	502 203	GT 10
Vresova	Чехия	1995 1996	$2 \times 174,6 + 45$	6,65 0,60	500 225	GE – Frame 9
Gera-Nord	Венгрия	1996	$2 \times 70,3$	6,91	525	GT10
Актюбинск	Казахстан	1996	250	3,90	440	GT13D
Bрно-Cerveny mlyn	Чехия	1998	$93 + 17,3$	6,40 0,92	500 210	V64.3A
Tr Usti n. L.	Чехия	1998	$109,1 + 14$	12,00 1,60	520 290	PG6101 (FA)
ECKG Kladno	Чехия	1998	86,4	2,65	400	GT8C

Паровой котел-утилизатор для ГТУ UGT2500 мощностью 2,5 МВт имеет естественную циркуляцию теплоносителя в испарительном контуре. Общая компоновка и последовательность расположения теплообменных секций КУ показаны на рис. 3.39.

Конструктивно котел располагается над патрубком всаса наружного воздуха в ГТУ. В передней части горизонтального газохода выхлопных газов расположены трубные пучки конвективного пароперегревателя, за которым расположены вертикальные трубные пучки испарительной секции, сваренные своими концами в верхний и нижний барабаны котла. В вертикальной части

газохода, переходящей в дымовую трубу с выхлопом на высоте 25 м, расположены две секции экономайзера, подогреватель конденсата и сетевой водоподогреватель. Все теплообменные поверхности выполняются из оребренных труб для интенсификации теплообмена со стороны дымовых газов. Заканчивается газоход котла глушителем шума выхлопа и короткой дымовой трубой. Котел снабжается необходимой аппаратурой и устройствами для дистанционного управления и контроля параметров работы.

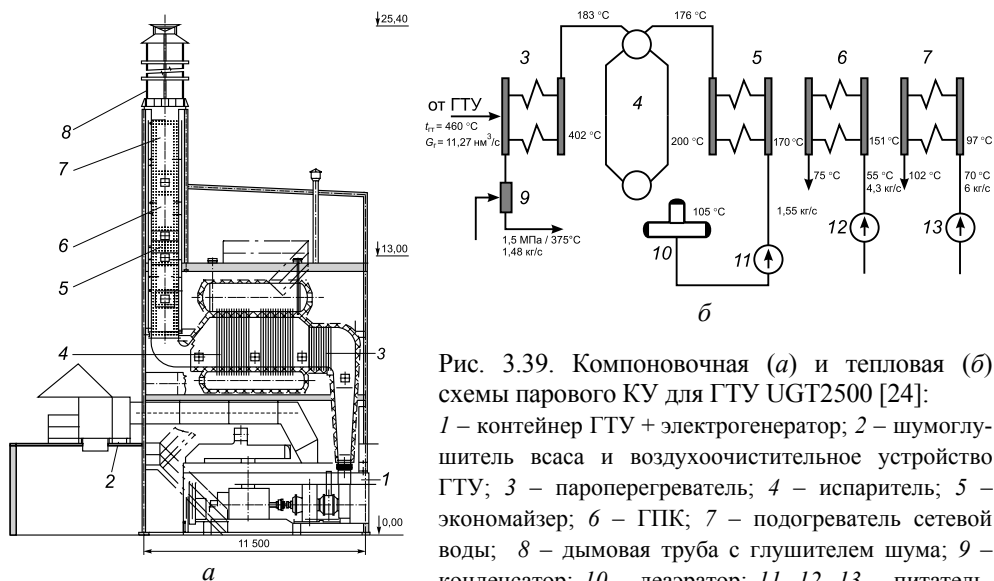


Рис. 3.39. Компоненочная (а) и тепловая (б) схемы парового КУ для ГТУ UGT2500 [24]: 1 – контейнер ГТУ + электрогенератор; 2 – шумоглушитель всаса и воздухоочистительное устройство ГТУ; 3 – пароперегреватель; 4 – испаритель; 5 – экономайзер; 6 – ГПК; 7 – подогреватель сетевой воды; 8 – дымовая труба с глушителем шума; 9 – конденсатор; 10 – деаэратор; 11, 12, 13 – питательный, конденсатный и циркуляционный насосы.

Параметры КУП для UGT2500:

- паропроизводительность – 5,3 т/ч;
- давление перегретого пара – 1,5 МПа;
- температура пара – 375 °С;
- температура питательной воды – 105 °С.

Параметры сетевой воды:

- давление – 0,4 МПа;
- температура входа/выхода – 55/75 °С;
- расход – 19,8 т/ч.

Температура перегретого пара регулируется впрыском питательной воды. Все нагревательные элементы секций имеют дренирование. Избыточное давление в газоходах котла поддерживается герметичными элементами наружной обшивки котла-утилизатора, выполненной из листового металла с наружной теплоизоляцией. Трубные пучки всех водоподогревателей вертикальные и соединяются с горизонтальными коллекторами. Секция пароперегревателя имеет горизонтальные трубные пучки и вертикальные коллекторы.

Конструктивная схема котла-утилизатора SV двух давлений с принудительной циркуляцией представлена на рис. 3.40. Котел-утилизатор такого

типа установлен на выхлопе ГТУ MS9001 (Frame 9) мощностью 125 МВт, работающей в составе одновальной ПГУ мощностью 185 МВт. Два блока ПГУ расположены на заводе по производству светильного газа путем газификации бурого угля. Параметры пароводяных теплоносителей представлены в табл. 3.11.

Таблица 3.11

**Характеристики КУ типа SV**

Показатель	Контур ВД	Контур НД
Паропроизводительность, т/ч	171,0	44,3
Давление пара, МПа	7,1	0,6
Температура пара, °С	500	225
Температура питательной воды, °С	105	105
	<b>Сетевая вода</b>	<b>Конденсат</b>
Расход, т/ч	252,0	366,2
Давление (на выходе), МПа	1,6	0,3
Температура вход/выход, °С	70/121	60/85

Конструктивное оформление котла-утилизатора для установки ГТУ модели GT13D мощностью 96 МВт представлено на рис. 3.41.

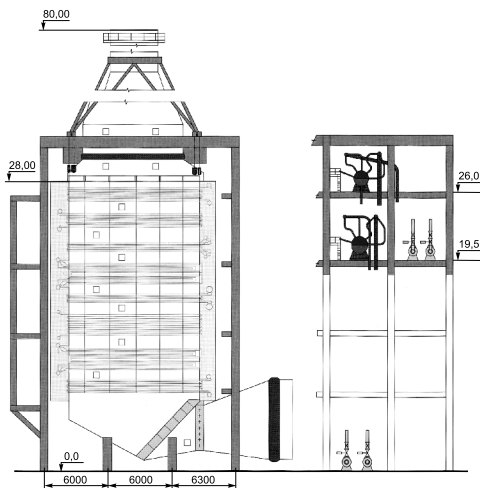


Рис. 3.40. Котел-утилизатор SV для ГТУ MS9001 мощностью 125 МВт [24].

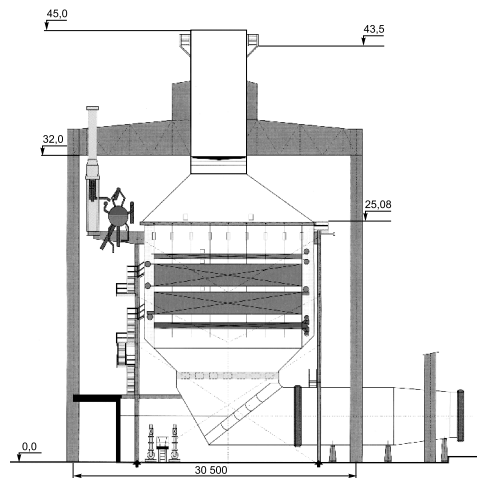


Рис. 3.41. Котел-утилизатор типа SV для ГТУ GT13D мощностью 96 МВт [24].

Характеристики КУ: паропроизводительность – 160,9 т/ч (на режиме с дожиганием – 249,8 т/ч), давление пара 3,7 МПа, температура пара 440 °С, температура питательной воды 143 °С. Сетевая вода: расход – 120 т/ч, давление – 1,6 МПа, температура на входе – 60 °С, на выходе – 152 °С.

Для достижения производительности котла 250 т/ч установлено устройство для дополнительного сжигания природного газа. КУ состоит из парового контура одного давления и нагревателя питательной воды. Контур спроектирован в виде блока с принудительной циркуляцией воды в системе испарителя и установлен в котельной на отдельной стальной конструкции. Стальная труба установлена на переходной части конструкции котла. Все поверхности нагрева образованы горизонтальными трубами, оребренными с наружной стороны. Трубные решетки отдельных пучков труб подвешены посредством затяжек на потолке несущей конструкции. Горелка для сжигания дополнительного топлива установлена на входе в вертикальный дымовой канал. Котел приспособлен для дистанционного измерения, управления и проверки режима работы, с автоматическим регулированием.

Энергоблок установлен на существующей ТЭЦ г. Актюбинска (Казахстан). На первом этапе ГТУ эксплуатировалась через байпасную дымовую трубу. С введением в эксплуатацию КУ (конец 1996 г.) появилась первая в СНГ электростанция парогазового цикла.

На рис. 3.42 показан котел-утилизатор типа SH горизонтальной компоновки, разработанный для ПГУ-ТЭЦ Brno-Cerveny mlyn (г. Брно) для ГТУ модели V64.3A. Котел двух давлений, с естественной циркуляцией в обоих испарителях. Характеристики котла приведены в табл. 3.12. В конструкции КУ установлено дожигающее устройство тепловой мощности 15 МВт. Тепловая производительность котла составляет 100 МВт. Котел позволяет вырабатывать пар в контуре ВД на скользких параметрах. Котел можно эксплуатировать при частичных нагрузках ГТУ в диапазоне 40–100 %. КУ состоит из парового контура ВД и НД, парового контура деаэрата и подогревателя сетевой воды. При выбранной компоновке вертикальные трубные пучки размещены в горизонтальном газоходе котла. Подводящий дымовой канал котла в форме клина на входе оборудован расширительным компенсатором. Входной дымовой канал КУ соединен с подводящим выхлопные газы ГТУ каналом, на котором при необходимости может быть установлена байпасная дымовая труба. В подводящем дымовом канале встроены также глушитель шума. Выходной дымовой

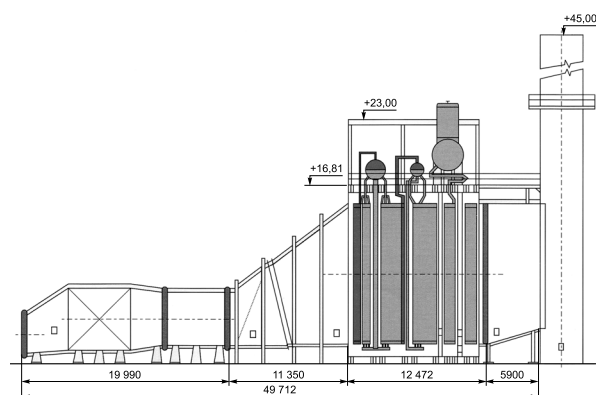


Рис. 3.42. Котел-утилизатор типа SH двух давлений для ГТУ V64.3A мощностью 69 МВт [24].

канал соединяет котел с основной дымовой трубой. В котле последовательно размещены теплообменные секции: пароперегревателей, испарителей, экономайзеров высокого и низкого давления соответственно. Все нагревательные поверхности имеют трубы с внешним оребрением. Неотъемлемой частью котла являются подогреватель сетевой воды, питательный бак и деаэратор питательной воды. На выходе пара ВД из котла-

утилизатора помещены предохранительные клапаны. Пар ВД поступает в паровую турбину, минуя байпасную станцию ВД.

Таблица 3.12

**Параметры пароводяных теплоносителей в КУ типа SH**

Показатель	Величина	
	На природном газе	На дизельном топливе
Температура питательной воды, °С	105	120
Температура продуктов сгорания на входе в котел, °С	571,0	574,9
<b>Контур ВД</b>		
Давление, МПа	6,40	6,84
Температура, °С	500	500
Расход, кг/с	26,67	27,98
<b>Контур НД</b>		
Давление, МПа	0,92	0,92
Температура, °С	210	210
Расход, кг/с	4,82	5,28
<b>Пар для деаэратора</b>		
Давление, МПа	0,12	0,20
Температура, °С	105	120
<b>Подогреватель сетевой воды</b>		
Расход, кг/с	90	–
Температура, °С	60/90	–

**5.6. Котлы-утилизаторы фирмы Standardkessel**

Фирма Standardkessel (Германия), кроме традиционных паровых котлов для промышленности и теплоснабжения производит утилизационные котлы различной конструкции – водотрубные, жаротрубные и их комбинации – в зависимости от таких требований, как паропроизводительность, давление пара, вид используемого теплоносителя и специфических местных условий. Выбор типа котла определяется технологическим процессом, в котором сбрасывается отработанная теплота, и общей тепловой схемой когенерационной системы. Концепцией фирмы Standardkessel является положение о том, что комбинация ГТУ с котлом-утилизатором, снабженным горелками для дополнительно сжигаемого топлива и дутьевым вентилятором свежего воздуха и, возможно, паровой турбиной, является наиболее оптимальным для генерации энергии на промышленном предприятии. Производимые фирмой котлы-утилизаторы имеют естественную и вынужденную циркуляцию, обычно на один, два, реже на три уровня давления свежего пара. Каждый котел-утилизатор изготавливается конкретно под применяемую ГТУ и поставляется модулями заводской сборки

на фиксированный диапазон тепловой мощности. Для парогазовых циклов КУ проектируется исключительно под конкретные газовую и паровую турбины. При выборе типа КУ большое значение имеют условия на площадке строительства – располагается ли КУ на открытой площадке, в специальном здании или он интегрируется в существующую инфраструктуру станции.

На рис. 3.43 показан общий вид горизонтального КУ системы Fogt, изготавливаемого компанией Standardkessel по лицензии фирмы Henry Fogt machinery Co (США) [25]. Параметры одного из типоразмеров модулей такого КУ следующие: паропроизводительность 43 т/ч; давления пара – 4,4 и 3,7 МПа, температура пара 435 °С; расход выхлопных газов ГТУ – 148 тыс.  $\text{м}^3/\text{ч}$ ; температура выхлопных газов ГТУ – 530 °С. Горелки дополнительного сжигания топлива (природного газа) расположены во входном диффузоре КУ (слева). Котел имеет модульную конструкцию; модули поставляются заводской сборки. На месте производится их последовательная сборка. Все секции котла имеют вертикально расположенные трубные пучки. Стенки камеры сгорания во входном диффузоре КУ выполнены из приваренных друг к другу водяных труб, стенки газоплотные. Отметка установки барабана котла  $\approx 14$  м; длина КУ (от входа в конвективную часть) –  $\approx 17$  м. Такой котел-утилизатор, соединенный с выхлопом ГТУ мощностью 25 МВт, при сжигании дополнительного топлива совместно с подачей свежего воздуха от дутьевого вентилятора имеет паропроизводительность 88 т/ч при параметрах пара 3,4 МПа/410 °С.



Рис. 3.43. Общий вид и конструктивная схема парового котла-утилизатора системы Fogt с дожиганием паропроизводительностью 88 т/ч для ГТУ мощностью 25 МВт [25].



Возможные режимы работы котла:

- с использованием выхлопных газов ГТУ в качестве окислителя и сжигании дополнительного топлива;
- автономная работа с дутьевым вентилятором и остановленной ГТУ;
- автоматическое переключение режимов работы без прерывания энергоснабжения.

Регулирование температуры перегретого пара производится с помощью струйного пароохладителя. Байпасная труба устанавливается между ГТУ и КУ и используется при запуске ГТУ и переключениях на автономный режим работы КУ, при авариях в системе теплоснабжения или другого теплопотребляющего оборудования.

На рис. 3.44 приведена конструктивная схема котла-утилизатора вертикальной компоновки, работающего по системе КУДН – с дополнительным сжиганием топлива и подачей в топку свежего воздуха от дутьевого вентилятора. Котел предназначен для химического предприятия, и обеспечивает бесперебойное снабжение паром технологических процессов. Для работы в автономном режиме топка котла снабжена четырьмя газовыми горелками, которые обеспечивают паропроизводительность 140 т/ч перегретого пара с параметрами 8,5 МПа и 525 °С. В утилизационном режиме в котел подаются выхлопные газы ГТУ в количестве 255 тыс.  $\text{м}^3/\text{ч}$  с температурой 416 °С, при этом паропроизводительность котла составляет 30 т/ч.

Для достижения указанных параметров пара и максимальной производительности в топке КУ осуществляется дополнительное сжигание топлива с подводом свежего воздуха от дутьевого вентилятора.

Кроме водотрубных котлов-утилизаторов фирма разработала и установила более 20 моделей жаротрубных (дымогарных) котлов-утилизаторов для утилизации теплоты выхлопных газов ГТУ и поршневых двигателей, а также сбросных газов теплотехнологических процессов. На рис. 3.45 показана тепловая схема включения жаротрубного котла на выхлоп ГТУ и внешний вид на входную камеру такого котла. Такие КУ могут иметь одно-, трехпроходную схему течения дымовых газов и при необходимости камеру дожигания дополнительного топлива.

Жаротрубный КУ, показанный на рис. 3.46, имеет максимальную паропроизводительность (при работе дожигающего устройства) 18 т/ч по насы-

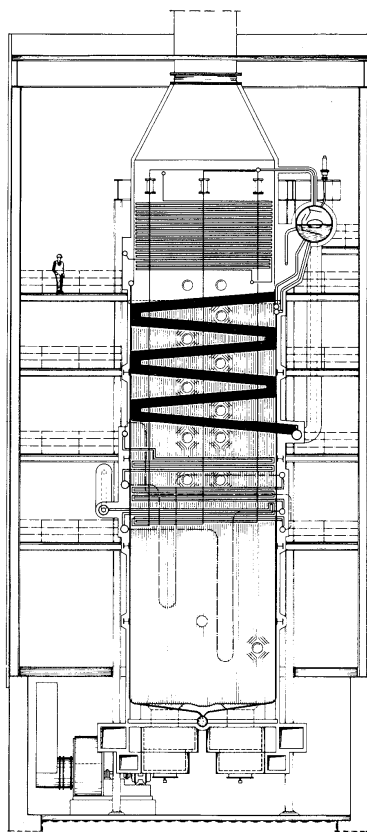


Рис. 3.44. Схема котла-утилизатора с дополнительным сжиганием топлива и подачей свежего воздуха паропроизводительностью 140 т/ч.

ценному пару при давлении 1,7 МПа. КУ, работающий на выхлопных газах ГТУ, имеет трехходовую (по дымовым газам) конструкцию. Первый по ходу газов пучок труб имеет наибольшую греющую поверхность и генерирует насыщенный пар в количестве 10 т/ч. В поворотной камере непосредственно перед входом во второй пучок жаровых труб установлена горелка для дополнительного сжигания топлива в атмосфере выхлопных газов ГТУ, при этом паропроизводительность возрастает до 18 т/ч. Во второй поворотной камере дымовые газы, покинув второй пучок, направляются в третий, покидают выходную камеру котла и направляются в водяной экономайзер, за которым температура дымовых газов снижается до 130 °С.

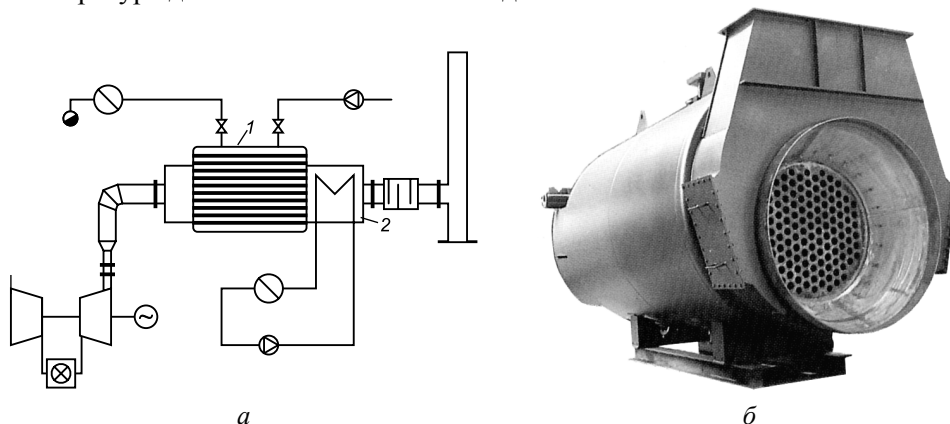


Рис. 3.45. Тепловая схема включения жаротрубного КУ (а) и внешний вид входной камеры котла (б):

1 – котел; 2 – подогреватель сетевой воды.

Типовая конструктивная схема трехходового парового котла показана на рис. 3.47. Топочной камерой по существу является жаровая труба 7, которая в котлах паропроизводительностью 10–20 т/ч гофрированная, а при меньшей – прямая. Второй и третий дымовые тракты представляют собой обычные пучки дымогарных труб с толщиной стенки 4 мм. Рабочее давление пара составляет 0,8; 1,2; 1,6 и 2,0 МПа. Передние люки котла открываются полностью, что позволяет легко очищать дымогарные трубы вручную или механически. Возможна также паровая очистка от сажи.

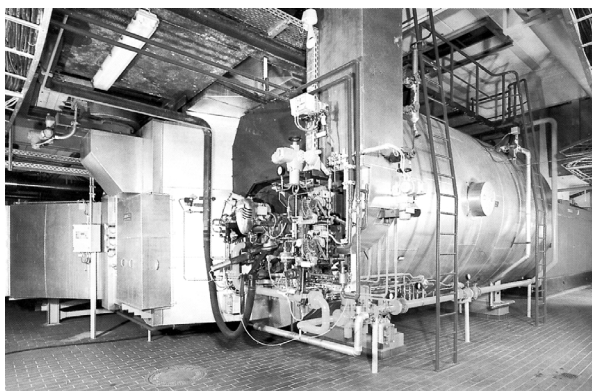


Рис. 3.46. Общий вид жаротрубного КУ с дожигаем в составе ПГУ промышленного предприятия мощностью 50 МВт.

Для ориентировочной оценки массогабаритных характеристик жаротрубных цилиндрических паровых котлов с топочной камерой в табл. 3.13 приведены технические данные котлов типа THS фирмы ТН (Чехия).

Котел среднего давления с дымовой трубой предназначен для сжигания газовых или жидких топлив и получения насыщенного пара от 1 до 8 т/ч. Рабочие давления пара находятся в диапазоне 0,6–1,0–1,3–1,6 МПа; максимальная температура пара 204,3 °С. Котел состоит из корпуса цилиндрической формы, устройства для сжигания

топлива и оснастки; трехходовой, с жаровой трубой, охлаждаемой поворотной камерой, двумя ходами дымогарных труб, второй поворотной камерой (неохлаждаемой) и дымовым коллектором. Возможна установка пароперегревателя между 1-м и 2-м пучком дымогарных труб. Корпус котла изолирован ламельными изоляционными полосами и защитными жестяными кожухами с изоляцией, которые крепятся на раме котла.

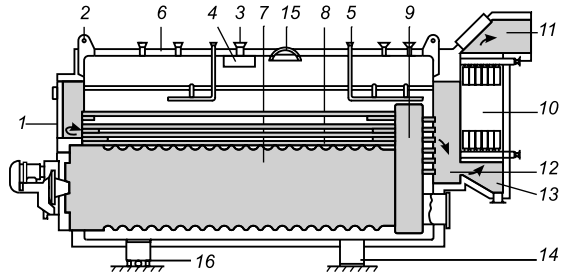


Рис. 3.47. Конструктивная схема трехходового жаротрубного парового котла фирмы Foster Wheeler паропроизводительностью 3–20 т/ч:

1 – передний люк; 2 – подъемная проушина; 3 – главный паровой патрубок; 4 – брызгоотделитель; 5 – патрубок питательной воды; 6 – изоляция; 7 – жаровая труба; 8 – дымогарная труба; 9 – направляющая камера; 10 – экономайзер; 11 – дымоход; 12 – люк для очистки; 13 – сажевая камера; 14 – фундамент; 15 – контрольный люк; 16 – рольганг.

Таблица 3.13

**Технические параметры жаротрубных паровых котлов типа THS**

Тип котла THS	Мощность котла, кВт	Паропроизводительность, т/ч	Аэродинамическое сопротивление тракта, Па	Объем воды на уровне линии уреза воды, м <sup>3</sup>	Габариты, м			Масса, т
					длина	ширина	высота	
THS 10	651	1,0	820	2,4	3,210	2,205	2,050	6,7
THS 12	781	1,2	830	2,3	3,260	2,205	2,050	7,1
THS 14	912	1,4	850	2,8	3,425	2,255	2,100	7,5
THS 16	1042	1,6	860	3,2	3,565	2,305	2,150	8,2
THS 20	1303	2,0	880	4,1	4,595	2,255	2,100	10,1
THS 25	1628	2,5	900	4,2	4,860	2,355	2,200	11,9
THS 32	2084	3,2	910	5,5	4,860	2,505	2,350	14,4
THS 40	2605	4,0	920	7,4	5,220	2,705	2,610	18,2
THS 50	3256	5,0	960	9,4	5,820	2,805	2,740	20,3
THS 60	3907	6,0	980	11,1	6,500	2,905	2,850	23,6
THS 80	5210	8,0	1080	14,6	7,690	3,100	2,960	34,3

## 5.7. Паровые котлы-утилизаторы украинского производства

**Общие сведения.** Котлостроение дает возможность государству самостоятельно и наиболее рационально решать вопрос экономного использования топлива (собственного и импортированного) для производства тепловой и электрической энергии. Как область энергетического машиностроения котлостроение в Украине представлено единственным специализированным заводом по производству паровых и водогрейных котлов – Монастырищенским машиностроительным заводом, ныне ОАО «Теком». Завод серийно производил паровые котлы малой мощности. В составе ОАО работает конструкторское бюро СКТБкотломаш, которое является головной организацией в Украине по проектированию, выполнению расчетов, изготовлению и выдаче экспертных заключений по паровым котлам паропроизводительностью до 10 т/ч, водогрейным котлам тепловой мощностью до 10 МВт и транспортабельным установкам. После 1992 г. разработаны паровые котлы паропроизводительностью 1,6; 2,5; 4,0; 6,5; 10,0 т/ч.

В Украине существует ряд заводов, для которых выпуск котлов не был основным производством и они изготавливались малыми сериями для нужд своих ведомств. К таким заводам следует отнести Черноморский судостроительный завод (г. Николаев), который в своей структуре имеет котельное производство (цеха), в которых изготавливались котлы (основные и вспомогательные) для гражданских и военных судов. Котлостроение на заводе имеет 100-летнюю историю: от производства котлов для известных эсминцев «Новик» (1913 г.) до мощных котлов современных авианесущих крейсеров паропроизводительностью до 115 т/ч при давлении 6,4 МПа. Судовые котлы изготавливались согласно морскому Регистру СССР и имели ряд технологических и конструктивных особенностей. В период 1980–90 гг. завод ежегодно выпускал 100–150 котлов паропроизводительностью 4–100 т/ч при давлении пара 0,8–6,4 МПа. В настоящее время завод не выпускает паровых котлов (за исключением котлов-утилизаторов газотурбинных установок).

Одним из предприятий, которое изготавливает котельную продукцию, является ЗАО «Укркотлосервис» (г. Донецк), созданное в 1987 г. как филиал «Бийского котельного завода» и преобразованное в 1991 г. в акционерное общество. Предприятие изготавливает паровые котлы серии ДЕ, ДКВР, КЕ производительностью 2,5–25 т/ч давлением 1,4 МПа, ремонтные комплекты к этим котлам, экономайзеры и котельно-вспомогательное оборудование: дымососы, вентиляторы, сепараторы, деаэраторы, охладители проб котловой воды, фильтры для химводоочистки и т. п. Выпускает также водогрейные котлы, блочные водогрейные котельные и комплектует системы автоматизации для всех типов изготавливаемых котлов. Поставляет газо-мазутные горелки мощностью от 30 кВт до 9 МВт итапо-венгерского производства.

Ряд заводов изготавливали ранее и продолжают производить ремонтные узлы и запчасти для энергетики металлургической, химической и пищевой промышленности. Так, например, предприятие «Химэнергоремонт» (г. Северодонецк) выпускает водогрейные котлы КВГМ-30, КВГМ-50. Ряд предприятий (фирм) г. Харькова по кооперации с АО «Белэнергомаш» и другими машиностроительными заводами выполняют комплекс работ по проектированию, модернизации и изготовлению, введению в эксплуатацию отдельных типов

паровых и водогрейных котлов малой и средней мощности. К ним относятся АО «Укрэнергочермет», ЗАО «Котлоэнергопром» и др.

Многолетний опыт по производству оборудования для тепловых электростанций, паропроводов, сосудов, работающих под давлением, а также по созданию, модернизации и реконструкции тепломеханического оборудования электростанций имеет ОАО «Котлотурбопром» (г. Харьков), в состав которого входят «Котельно-механический завод» и Харьковское центральное конструкторское бюро.

АК «Южтрансэнерго» (г. Запорожье), поставляющее на протяжении 30 лет разнообразное энергетическое оборудование, производит комплектные газотурбинные электростанции и котлы-утилизаторы. В 2005 г. газотурбинной ТЭЦ г. Кызыл-Орда (Казахстан) поставлено, смонтировано и пущено в эксплуатацию 3 газотурбинных блока мощностью по 15,4 МВт с двигателями производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект». Эти блоки укомплектованы водогрейными КУ теплопроизводительностью 20 Гкал/ч (в утилизационном режиме). Они оборудованы горелочными микрофакельными устройствами для дополнительного сжигания топлива в среде выхлопных газов ГТУ, обеспечивая максимальную тепловую мощность 30 Гкал/ч. Характеристики водогрейного котла для ГТУ модели КУВ-30 приведены в табл. 3.19.

КУ открытой установки башенной конструкции монтируются над кровлей здания машинного зала. Топливом является попутный нефтяной газ, дополнительно очищаемый на станции. КУ обеспечиваются качественной питательной водой и защитой от гидроударов благодаря применению двухконтурной схемы теплофикационной установки; промежуточным элементом является пластинчатый водоводяной теплообменник. Опорной конструкцией КУ и дымовой трубы является несущий каркас здания машинного зала.

В 2002 г. для сооружения парогазовой установки на Рубежанском КТК (Луганская обл., генеральный подрядчик АК «Южтрансэнерго») был поставлен паровой котел-утилизатор КУП-70 паропроизводительностью 70 т/ч производства АО НТП «Укрпромэнерго» (г. Харьков). Основные характеристики этого КУ приведены в табл. 3.14. КУ предназначен для утилизации теплоты выхлопных газов ГТД ДЖ59ЛЗ и выработки пара, для питания ПГУ ТЭЦ мощностью 6 МВт, а также технологического пара заданных параметров. Номинальную паропроизводительность котел обеспечивает при работе дожигающего устройства. В табл. 3.14 приведены также характеристики менее мощного котла-утилизатора КУП-25 производства АК «Южтрансэнерго».

Общий вид КУП-70 на площадке заказчика показан на рис. 3.48.

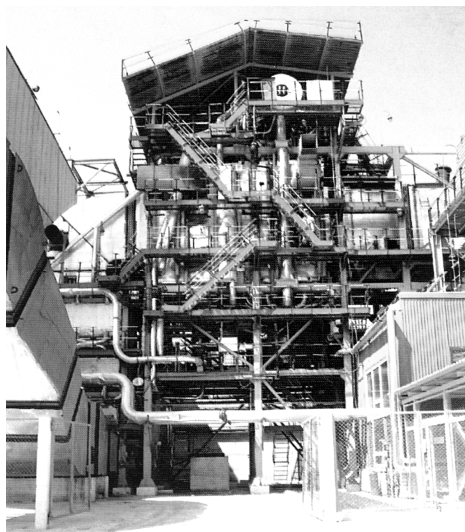


Рис. 3.48. Внешний вид котла-утилизатора КУП-70 АО НТП «Укрпромэнерго».

Таблица 3.14

**Характеристики паровых котлов-утилизаторов КУП-70 и КУП-25**

Показатель	Тип котла-утилизатора	
	КУП-70	КУП-25
Производительность котла (при $t_{\text{нв}} = +15 \text{ }^\circ\text{C}$ ), т/ч	70	25
Давление перегретого пара, МПа	4,0	1,3
Температура перегретого пара, $^\circ\text{C}$	440	230+10
Температура выхлопных газов ГТУ на входе в котел, $^\circ\text{C}$	350–400	380
Расход уходящих газов, кг/с	96,0	20,5
Температура питательной воды перед котлом, $^\circ\text{C}$	80	75
Процент непрерывной продувки, %	5	7
Коэффициент полезного действия, %: – в комбинированном режиме – в утилизационном режиме	80,00 –	82,90 84,85
Аэродинамическое сопротивление газового тракта котла, кПа: – в комбинированном режиме – в аварийно-автономном режиме	4,50 2,60	– 2,83–2,48
Площадь поверхности нагрева, $\text{м}^2$	8368,0	1585,2
Масса, т	350	42
Габаритные размеры, м	15,65×13,8×18,6 (с площадками)	12,5×7,32×8,63

На Дорогобужской ТЭЦ (Смоленская обл.) на ГТУ-6РМ для утилизации теплоты выхлопных газов установлены паровой котел-утилизатор КУП – 20-13-300 производства ОАО «Укрпромэнерго» (г. Харьков). Характеристики котла-утилизатора КУП-20: паропроизводительность – 20 т/ч; давление пара – 1,3 МПа; температура пара – 300  $^\circ\text{C}$ . Эти параметры отвечают температуре выхлопных газов на входе в котел равной 380  $^\circ\text{C}$ .

В 2006 г. для повышения надежности и эффективности энергоснабжения ОАО «Концерн Стирол» (г. Горловка) построил ГТУ-ТЭЦ электрической мощностью 25 МВт в составе газотурбинного привода ДГ80 (UGT25000) производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» с электрогенератором и парового котла-утилизатора КУП-100, разработанного НПП «Интерэнерго» (г. Харьков) и изготовленного «ИЦ Энергомаш». Номинальная установленная мощность котла-утилизатора составляет 100 т/ч (при сжигании дополнительного топлива), КПД котла – 83,3–85,1 %. Котел с давлением пара 4,1 МПа и температурой 445  $^\circ\text{C}$  оборудован устройством для дополнительного сжигания природного газа.

ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» имеет опыт создания компактных котлов-утилизаторов с оребренными трубами. Предприятие сообщает о разработке

четырёх базовых проектов паровых котлов-утилизаторов, которые позволят утилизировать теплоту выхлопных газов во всем диапазоне мощности ГТУ семейства UGT<sup>1</sup>.

Ориентировочные показатели этих КУ для некоторых параметров перегретого пара и для упрощенной одноконтурной схемы котла-утилизатора приведены в табл. 3.15; в схеме отсутствуют парогенерирующие секции низкого давления для обеспечения работы деаэратора, а также подогреватели конденсата, сетевой воды и т. п. Базовые проекты КУ различаются значениями суммарной теплообменной поверхности трубных пучков (пароперегревателя, испарителя и экономайзера), округленные значения которых указываются числом в типе КУ: минимальная – 780 м<sup>2</sup> для UGT2500, наибольшая – 7800 м<sup>2</sup> для UGT25000. Параметры (давление, температура) и расход пара могут изменяться в соответствии с требованиями заказчика (за счет изменения конструкции теплопередающих пакетов). Утилизационный котел может оснащаться устройством для сжигания дополнительного топлива и дополнительными водогрейными секциями (ГПСВ) для теплофикации, которые могут повысить КПД котла на 7–12 %.

Таблица 3.15

**Показатели проектов новых КУП для некоторых моделей ГТУ семейства UGT**

Показатель	Тип котла-утилизатора						
	КУП-780		КУП-2000		КУП-2500		КУП-7800
Модель ГТУ	UGT2500	UGT6000+	UGT10000	UGT6000+	UGT10000	UGT15000+	UGT25000
Расход выхлопных газов ГТУ, кг/с	16,5	33,0	36,0	33,4	36,3	72,8	88,7
Температура выхлопных газов ГТУ, °С	460	466	487	465	494	468	490
Паровой контур КУ:							
– паропроизводительность, т/ч	7,2	14,5	16,9	13,8	16,3	28,9	37,6
– давление, МПа	12	14	14	16	16	20	20
– температура, °С	294	333	337	395	409	339	340
Температура газа за экономайзером, °С	145	136	134	147	145	166	157
Утилизированная теплота дымовых газов, МВт	5,5	9,9	11,6	11,3	13,6	22,8	31,0
КПД КУ (без ГПСВ), %	70	73	75	71	73	67	70
Аэродинамическое сопротивление дымового тракта, кПа	1,10	1,20	1,41	0,95	1,13	0,92	1,46

<sup>1</sup> Информацию представили специалисты ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» Мовчан С. Н., Бочкарев Ю. В., Соломонюк Д. Н.

Паровой КУ для судового ГТД. В ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» на комбинированной газопаровой установке типа КППТУ-16 «Водолей» мощностью 16 МВт устанавливается паровой КУ КУП-3100 (рис. 3.49). Прототип котла ранее выпускался серийно для установок на контейнеровозах морского флота типа «Атлантика»; ресурс более 100 тыс. ч проверен в эксплуатации контейнеровозов с начала 1980 г. Вырабатываемый в КУ перегретый пар используется в паровой турбине, передающей мощность через редуктор на гребной винт. Небольшая часть насыщенного пара подается для подогрева топлива и хозяйственно-бытовых нужд судна. Основные характеристики КУ [26]: паропроизводительность по перегретому пару – 24 т/ч, по насыщенному пару – 2,25 т/ч; давление перегретого пара – 1,2 МПа, насыщенного пара – 1,14 МПа; температура перегретого пара 310 °С; поверхность нагрева суммарная – 3370 м<sup>2</sup>, в т. ч. экономайзера – 1178 м<sup>2</sup>, испарителя – 1926 м<sup>2</sup>, пароперегревателя – 268 м<sup>2</sup>; расход выхлопных газов – 95,3 кг/с; температура выхлопных газов на входе в КУ – 390 °С; температура уходящих газов – 180 °С; КПД КУ – 56 %; сопротивление по газовому тракту – 5 кПа; масса сухого КУ – 41,25 т; мощность ГТД – 14,12 МВт.

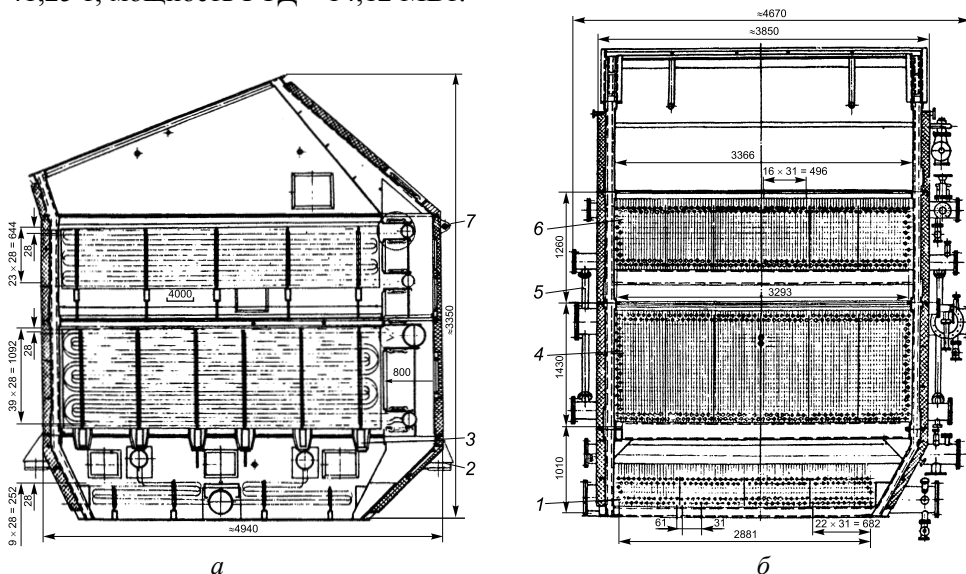


Рис. 3.49. Продольный (а) и поперечный разрез (б) котла-утилизатора КУП-3100 [26]: 1 – пароперегреватель; 2 – опора горизонтальная; 3 – балка опорная; 4 – испаритель; 5 – перепускная труба; 6 – экономайзер; 7 – обух.

Теплообменные поверхности изготовлены из труб малого диаметра с поперечным спиральным ленточным оребрением. В нижней части КУ расположен пароперегреватель 1, трубная часть которого состоит из двух симметричных секций. Змеевики пароперегревателя – плоские, одноходовые. Число змеевиков – 184 (в обеих секциях), число рядов по высоте – 9. Змеевики замыкаются на два входных и один общий выходной коллекторы, расположенные в газоходе. Входные коллекторы выполнены из труб 194×8 мм, а выходной – из трубы 273×10 мм



(в размерах указаны диаметр и толщина стенки трубы). Испарительный пучок 4 расположен над пароперегревателем и состоит из 104 сдвоенных плоских змеевиков, замкнутых на входной коллектор 159×7 мм и выходной 273×10 мм. Сдвоенные змеевики заканчиваются тройниками, которые привариваются к коллекторам с помощью прямых труб. Экономайзер 6 расположен над испарительным пучком. Трубная часть экономайзера состоит из 104 змеевиков, замкнутых на входной и выходной коллекторы 159×7 мм. Коллекторы испарителя и экономайзера расположены в межобшивочном пространстве кожуха КУ. Выходной коллектор экономайзера соединен с входным коллектором испарителя двумя перепускными трубами 5, расположенными по одной с каждого фронта.

Строение пучков труб пароперегревателя, испарителя и экономайзера – шахматное. Все змеевики изготовлены из оребренных труб, соединенных гладкотрубными калачами. Размер несущих труб – 22×2,5 мм, размер труб калачей – 22×2,5 мм. Ребра выполнены из спирально навитой ленты, приваренной к несущей трубе. Высота ребра – 8 мм, шаг ребер – 8 мм, толщина ребра – 1 мм. Трубки каждого змеевика трубных пучков закреплены между собой с помощью кронштейнов, которые состоят из приваренных скоб и планок, обеспечивающих постоянство шаговых расстояний между трубами. Кронштейны в верхней части приварены к полосам, а в нижней – к опорным балкам 3. Входные и выходные коллекторы крепятся к фронтным стенкам кожуха. Для снижения уровня шума в газоходе КУ установлены газоразделительные листы.

Между пароперегревателем, испарителем и экономайзером предусмотрены пазухи, в которых размещаются опорные балки для крепления трубных систем. В пазухе за пароперегревателем расположены также входные коллекторы пароперегревателя. Кроме того, пазухи позволяют обеспечить возможность доступа внутрь КУ при осмотрах и ремонте его трубной части. Кожух котла – двухслойный, сварной, газоплотный, состоящий из входного патрубка, кожуха пароперегревателя, кожуха испарителя, кожуха экономайзера и выходного патрубка. Стенки кожуха выполнены из стальных листов, полос и швеллеров, соединенных сваркой. Через межобшивочное пространство, образованное наружными и внутренними стенками, отводится воздух, охлаждающий корпус ГТД.

На фронтных и боковых стенках кожуха со стороны коллекторов имеются окна со съемными щитами, обеспечивающие доступ в межобшивочное пространство, пазухи и к трубным пучкам. Щиты крепятся с помощью шпилек и задраек. Герметичность в местах установки щитов обеспечивается с помощью прокладок из асбестового шнура. Для крепления котла к судовому фундаменту на боковых стенках имеются четыре горизонтальные опоры 2, из них одна – неподвижная. Кроме того, для транспортировки и раскрепления на судне предусмотрены на боковых стенках кожуха экономайзера два обуха 7. На фронтных стенках пароперегревателя имеются патрубки для паротушения. Установлены также водообмывочное и воздухообдувочное устройства, а также оборудование для парохимической очистки поверхностей нагрева, предназначенное для разрыхления сажистых скоплений с последующей водообмывкой. Наружные поверхности кожуха котла покрыты изоляцией, выполненной из соевитовых плит.

КУ устанавливается совместно с автономным сепаратором пара. На котле и сепараторе пара предусмотрена необходимая арматура, приборы теплотехнического контроля и автоматики.

Производителем КУП-3100 является Днепровский механический завод (г. Днепрпетровск).

## 6. ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ ДЛЯ ГТУ

Работа водогрейных КУ осуществляется по следующему принципу: выходящие газы ГТУ, попадая через диффузор в теплообменный блок, нагревают циркулирующую в трубных пучках воду. Максимальная теплопроизводительность достигается при полностью открытых заслонках КУ и закрытых заслонках байпаса.

Водогрейные котлы-утилизаторы ТКЗ «Красный котельщик». Водогрейные КУ, как и паровые, могут выполняться с горизонтальной компоновкой. Примером такого конструктивного решения является котел-утилизатор ТКУ-15 (КВ-25-150), спроектированный индивидуально для использования с ГТУ SGT-600 с расходом выхлопных газов 80,4 кг/с и температурой 543 °С. Использование выхлопных газов ГТУ осуществляется путем нагрева воды в замкнутом контуре с передачей тепла сетевой воде в пластинчатых теплообменниках.

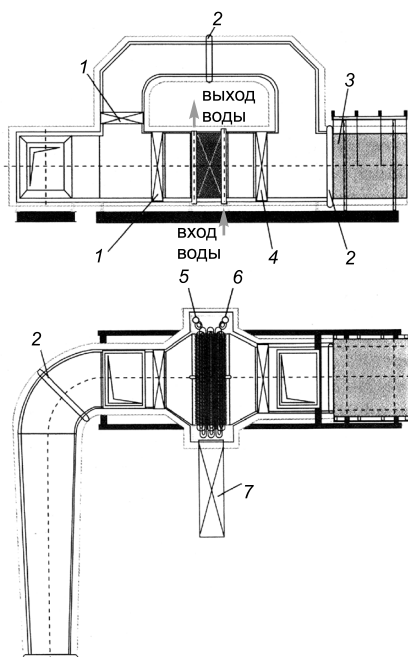


Рис. 3.50. Компоновка ТКУ-15 в машинном зале ТЭЦ:

1 – запорно-регулирующий клапан; 2 – компенсатор; 3 – шумоглушитель; 4 – запорный клапан; 5 – выходной коллектор; 6 – входной коллектор; 7 – габарит выема труб при ремонте.

В состав котла входят: полностью собранный на заводе-изготовителе блок-модуль поверхностей нагрева, основной и байпасный газоходы, опорные конструкции, газорегулирующие клапаны, внешняя теплозвукоизоляция, компенсаторы на газоходах и декоративная обшивка. Общая компоновка КУ показана на рис. 3.50. Выхлопные газы ГТУ по горизонтальному газоходу направляются на вход КУ, продольная ось которого параллельна оси газотурбогенератора.

Полностью дренируемая поверхность нагрева состоит из горизонтально расположенных оребренных труб, объединенных раздающими и собирающими коллекторами. Оребренные трубы опираются и дистанционируются с помощью трубных досок, закрепленных в блок-модуле. На выходе из котла-утилизатора установлен блок шумоглушителя производства Siemens. Конструкция котла самоопорная, его процессы автоматизированы.

Пять котлов-утилизаторов этого типа установлены на ГТУ SGT-600 (мощностью 25 МВт) на ГТУ-ТЭЦ нефтяного месторождения Южное Хыльчюю ООО «Нарьянмарнефтегаз»; электрическая мощность первой очереди ТЭЦ 125 МВт.

Наряду с описанным выше КУВ горизонтальной компоновки, предприятие производит водогрейный КУ вертикальной компоновки ТКУ-8, также предназначенный для подогрева сетевой воды на ГТУ-ТЭЦ путем утилизации теплоты выхлопных газов ГТУ ГТЭ-25У мощностью 25 МВт производства АО «Турбинный завод» (г. Екатеринбург) (рис. 3.51). Комплекс оборудования включает: водогрейный котел-утилизатор ТКУ-8, водоводяной теплообменник ВВТО-800-2,5, дымовую трубу. Между КУ

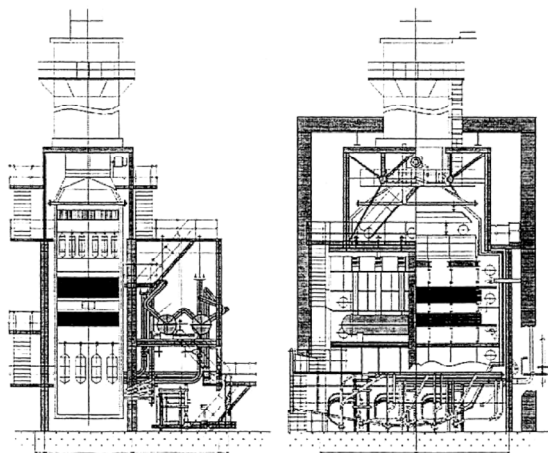


Рис. 3.51. Конструктивная схема котла-утилизатора ТКУ-8 (подогревателя сетевой воды) [27].

и водоводяным теплообменником расположен замкнутый промежуточный контур с принудительной циркуляцией воды. Регулирование тепловой мощности (температуры сетевой воды) ПСВ производится в соответствии с заданным температурным графиком путем изменения нагрузки газовой турбины. Технические характеристики водогрейного КУ модели ТКУ-8: температура воды на входе – 70 °С; температура воды на выходе – 150 °С; расход воды – 560 т/ч; теплопроизводительность – 52,2 МВт.

Котел-утилизатор включает в себя: водогрейную поверхность нагрева из оребренных труб, шумоглушитель, обшивку газохода, неметаллические компенсаторы на входе и выходе из котла, шиббер-дождевую заслонку. Он выполнен подвесным на собственном каркасе. Дымовая труба устанавливается на каркасе котла. Допускается работа котла в сухотрубном режиме (без выработки тепловой энергии). Котел поставляется двумя блоками поверхностей нагрева и щитами обшивки газохода, дымовая труба – секциями с фланцевыми разъемами, а водоводяной теплообменник – двумя теплообменными модулями. Монтаж ПСВ произведен на ГТУ-ТЭЦ в г. Электросталь.

КУ производства Ухтинского экспериментально-механического завода (УЭМЗ) [28]. Предприятие разработало более 30 видов утилизационных теплообменников (УТО), в основном для газоперекачивающих агрегатов (табл. 3.16). Их модельный ряд построен на использовании унифицированных трубных пучков. При многообразии типов газотурбинных установок, применяемых при компримировании природного газа, это уменьшает количество технологического оборудования и снижает себестоимость котлов-утилизаторов.

Теплоутилизаторы с оребренными поверхностями нагрева обладают высокой тепловой мощностью, соизмеримой с мощностью самих ГТУ, и низкой удельной металлоемкостью. При применении УТО эффективность использования топлива повышается в 1,2–2 раза, снижается температура выхлопных газов и акустическая нагрузка на окружающую среду. Например, теплопроизводи-

тельность одного теплообменника, предназначенного для утилизации тепла выхлопных газов газотурбинного двигателя ДЖ59, позволяет выработать до 18 Гкал/ч тепла без использования дожигания топлива.

Таблица 3.16

**Водогрейные котлы-утилизаторы производства УЭМЗ**

Модель	Начало серийного производства	Модель ГПА	Расход воды, т/ч	Теплопроизводительность, Гкал/ч
34.0016	1991	ГТН-16	243,0	10,92
34.0031	1990	ГПУ-10	125,0	5,63
34.0115	1991	ГТК-10	62,0	2,79
34.0090	1990	ГТН-6	128,0	5,76
34.0021	1990	ГТ-6-750	113,0	5,07
34.0025	1988	ГТН-25	93,0	4,18
34.0142	1995	ЭГ-6000	122,5	5,51
34.0105	1992	БГТЭЦ-2,5/18	64,0	2,89
34.0140	1998	ГПА-12 «Урал»	42,7	1,92
34.0147	1995	ГПА-16 «Волга»	76,3	3,44
34.0148	1996	ГПА «Нева-16», «Нева-25»	76,8	3,44
34.0154	1996	ГПА-25НК	135,7	6,62
34.0159	1996	ГПА-Ц-16	207,0	9,29
34.0161	1998	ГТУ-2,5	86,0	3,87
34.0162	1996	ГТМ5	276,0	12,38
34.0163	1996	ПЖТ-21С	73,0	3,27
51.00-01	1992	ГПУ-16	57,6	5,07
УТ-9	1997	ГТЭС-4	110,5	4,89
УТ-9-01	1997	ГПА-16 «Урал»	214,0	9,47
УТ-9-02	1997	БГТЭС-9,5	196,0	8,68
0450.000	1996	ГПА-16В «Урал»	151,2	5,20
УТ19	2004	ГТК-10-4	39,0	1,72
УТ23*	2003	ГТУ-89СТ-20	235,0	18,80
УТ28	2003	ГТД-15	320,0	14,40
УТ34*	2004	ГПА-ЮР/РМ	90,0	3,87

\* – температура воды на выходе из теплообменника 150 °С (у всех остальных УТО – 115 °С).

Разрабатывается также теплообменное оборудование для электростанций. Технический проект УТО-4,5 выполнен предприятием для газотурбинных электростанций ГТЭС-2,5 (НПО «Сатурн»). Первые УТО были применены в составе ГТЭС на компрессорной станции «Сальская» и газоконденсатном месторождении «Песцовое». Утилизационный теплообменник устанавливается в выхлопной

шахте ГТЭС и оборудован шумоглушителем. Общий вид УТО представлен на рис. 3.52, а технические характеристики приведены в табл. 3.17.

Теплообменный блок УТО состоит из каркаса с газорегулирующими заслонками и двух выкатных трубных пучков. В нем расположен также байпасный канал, который используется для перепуска потока выхлопных газов мимо поверхностей нагрева пучков в выхлопную шахту при регулировании теплопроизводительности УТО.

Трубный пучок представляет собой набор оребренных змеевиков, размещенных в каркасе. Шахматное расположение труб в пучке обеспечивает полный слив теплоносителя самотеком. Подвод и отвод воды осуществляется через патрубки. Трубные пучки УТО по воде подключены последовательно. Для достижения максимальной эффективности теплообмена применена противоточная схема. Вода в УТО подается в верхний трубный пучок, затем, после нагрева, поступает в нижний пучок, откуда и осуществляется ее отвод. Привод заслонок трубных пучков и байпаса осуществляется двумя исполнительными электрическими однооборотными механизмами.

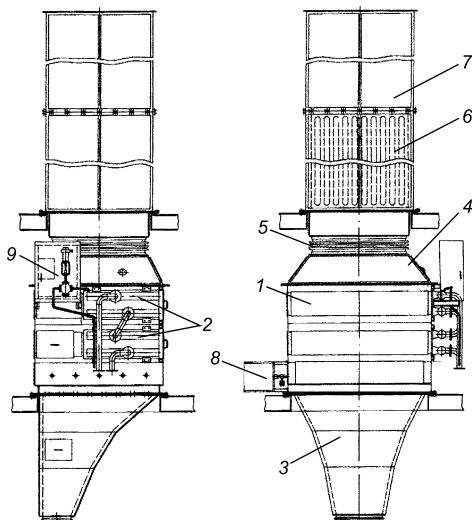


Рис. 3.52. Утилизационный теплообменник УТО-4,5 с глушителем [28]:

1 – теплообменный блок; 2 – трубные пучки; 3 – диффузор; 4 – конфузор; 5 – линзовый компенсатор; 6 – шумоглушитель; 7 – проставка; 8 – шкаф МЭО; 9 – шкаф вентиля.

Таблица 3.17

**Технические характеристики УТО-4,5**

Показатель	Величина
Теплопроизводительность УТО, МВт	4,5
Температура воды на входе/на выходе, °С	70/115
Давление воды, не более, МПа	1,2
Расход воды через УТО, т/ч	86
Диапазон регулирования теплопроизводительности	1:10
Параметры выхлопных газов перед УТО: – расход газов (кг/с) / температура газов (°С)	15/420
Максимальная температура газов перед УТО, °С	475
Количество трубных пучков УТО, шт.	2
Уровень звука на расстоянии 1 м от выхлопной шахты, не более, дБА	80
Габариты УТО, м	2,5×4,1×10,7
Масса, т	15,45

Диффузор УТО выполнен ступенчатым с установленным внутри разделителем. Такая конструкция уменьшает аэродинамическое сопротивление. Диффузор и теплообменный блок крепятся к опорной раме выхлопной шахты. В конструкции конфузора предусмотрен линзовый компенсатор, который компенсирует температурные расширения на участке диффузор–конфузор. Боковые стенки диффузора, теплообменного блока, конфузора, шумоглушителя и проставки газохода теплозвукоизолированы перфорированными листами из нержавеющей стали и съемными панелями. Температура наружной поверхности теплоизоляционных панелей не превышает +45 °С. Для шумоглушения используются перфорированные звукопоглощающие пластины с холстами из ультратонкого штапельного волокна горных пород.

Система автоматического управления УТО может быть как автономной, так и интегрированной в САУ газотурбинной установки и обеспечивает:

- регулирование температуры теплоносителя по отопительному графику в зависимости от температуры наружного воздуха;
- понижение или повышение температуры теплоносителя посредством перераспределения расхода выхлопных газов между теплообменным и байпасным блоками;
- контроль параметров;
- предупреждающую, аварийную и режимную сигнализацию;
- сохранение значений параметров на момент отключения питания щита автоматики;
- блокировку возможности одновременного закрытия заслонок байпасного и теплообменного блоков;
- сбор и обработку сигналов датчиков температуры и давления;
- индикацию значений измеряемых параметров.

С 2002 г. все узлы опор вращения заслонок УТО оснащаются втулками из терморасширенного графита.

*Водогрейный КУДН с топочной камерой.* Котел-утилизатор КВГМ-116-150 ГТ разработан АО «Белэнергомаш» для совместной работы с ГТУ мощностью 16 и 25 МВт производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»; принципиально могут быть приняты и другие типы ГТУ, что требует увязки характеристик оборудования. Котел работает в трех режимах: автономном (без ГТУ), комбинированном (с дожиганием), утилизационном (на выхлопных газах ГТУ) [29].

Котел КВГМ-116-150 ГТ имеет минимальные отличия от существующего котла КВГМ-100, которые заключаются в том, что при работе ГТУ часть ее выхлопных газов байпасирует топку и направляется в конвективную шахту. Технические характеристики котла КВГМ-116-150 ГТ приведены в табл. 3.18.

Первый котел поставлен на Западную котельную г. Белгорода. Он имеет П-образную сомкнутую компоновку с конвективным газоходом, примыкающим к задней стенке топки. Топочная камера – призматическая, вертикальная выполнена из цельносварных мембранных панелей. Котел оборудован газомпульсистой установкой для удаления наружных отложений с труб конвективной поверхности нагрева.

Новый котел КВГМ выдает 100 %-ную тепловую нагрузку (как на газе, так и на мазуте) и имеет повышенную надежность, которая достигается цельносварной конструкцией котла и отсутствием вибрации при работе. Вместо

ненадежно работающих горелок РГМГ-30 с ротационными форсунками в этом котле применены газомазутные горелки типа ГМ-30Х с паромазутными форсунками. Котел имеет более высокие технико-экономические показатели по сравнению с другими аналогичными котлами. Это достигается путем увеличения поверхностей нагрева, уменьшения присосов в котел и снижения перетечек из топки в конвективную часть, а также за счет применения современной системы автоматики. Применено боковое расположение горелок, позволяющее более качественно производить регулирование соотношения топливо/воздух. Снижение вредных выбросов при автономной работе котла достигается ведением режима горения с минимальными присосами, который обеспечивает качественное регулирование соотношения топливо/воздух и применение позонного дутья.

Таблица 3.18

**Основные технические характеристики котла КВГМ-116-150 ГТ**

Показатель	Режим работы	
	автономный	комбинированный
Теплопроизводительность, МВт	116	
Температура воды на выходе/входе, °С	150/70	
Расчетное (избыточное) давление воды на выходе из котла, МПа	2,5	
Расход воды через котел на основном/пиковом режимах, т/ч	1235/2460	
Гидравлическое сопротивление котла, МПа	0,25	
Аэродинамическое сопротивление газового тракта (котел работает под разрежением), кПа	19,0	30,3
КПД котла (брутто) при номинальной нагрузке, %:		
– при работе на газе	93,7	92,0
– при работе на мазуте	92,0	–
Температура уходящих газов при работе на газе/мазуте, °С	122/169	122

*Примечание.* В утилизационном режиме котел работает с теплопроизводительностью 23 МВт.

В водогрейный котел может быть встроен паровой контур паропроизводительностью 12–15 т/ч с давлением пара 1,4 МПа, что позволяет обеспечить потребность котельной в паре для собственных нужд.

Разработанная схема газоздухопроводов при совместной работе котла и ГТУ, обеспечивает надежную и безопасную работу блока, как в режиме нормальной эксплуатации, так и при останове (ремонте) ГТУ. Эти условия достигаются включением в схему быстродействующих и практически абсолютно плотных шиберов, которые разрабатываются по конверсии НПО «Энергомаш».

*Водогрейные котлы-утилизаторы других производителей.* Технические параметры водогрейных котлов-утилизаторов для ГТУ мощностью 6–50 МВт различного назначения приведены в табл. 3.19 [11].

Таблица 3.19

**Технические данные водогрейных КУ для ГТУ-ТЭЦ (при  $t_{нв} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ )**

Тип КУ/ исполнение <sup>5)</sup>	Мощность ГТУ, МВт	Теплопроизводительность, Гкал/ч	Температура воды, $^{\circ}\text{C}$		Давление воды, МПа	Масса котла, т	Габаритные размеры, м Д×Ш×В
			выход	вход			
<b>«Белэнергомаш»</b>							
КУВ-5/В	≤6	4,9	115	70	–	9,2	4×3,2×2,99
КУВ-10/В	≤6	9,6	115	70	–	7,3	3×3×2
КУВ-14/В	≤6	14,0	115	70	–	27,0	3×3×4
<b>«ЗиО-Подольск» (ПМЗ)</b>							
КУВ-5,5	–	5,5	110	70	1,10	–	–
КУВ-13	–	11,2	150	70	1,40	–	–
КУВ-35	–	36,3	150	61	1,57	–	–
КУВ-17	–	16,7	120	60	0,70	–	–
ГПСВ (для ГТГ-15)/В	≤16	24,7	150	70	1,58	–	8,75×3,2×3
ГПСВ (для ГТУ-20)/В	20,0	27,7	143	60	2,50	38,8 <sup>1)/</sup> 101,8	–
ГПСВ (для ГТУ55СТ-20)/В	20,0	34,2	166	60	2,50	47,0 <sup>1)/</sup> 120,3	10,6×7×16,4
ГПСВ (для ГТЭ-45-1)/В	50,0	68,0	141	60	2,50	102,8 <sup>1)/</sup> 245,8	–
<b>ПО «ЛМЗ»</b>							
ВКУ (для ГТГ-15)/Г	≤16,0	20,3/27,8 <sup>2)</sup>	130	70	1,20	40,0	4,46×3,66×2,2
<b>УЗО<sup>6)</sup></b>							
УТО (для ГТГ-6)/В	≤6,0	5,6	150	70	1,20	9,2	4,2×3,5×3,95 <sup>3)</sup>
УТО (для ГТЭ-6)/В	≤6,0	5,4	115	70	1,20	11,7	5,16×4×5,71 <sup>3)</sup>
УТО (для ГТГ-15)/В	≤16,0	12,3	115	70	1,20	20,0	6,9×4,8×5,2 <sup>3)</sup>
УТО (для ГТЭ-16)/Г	≤16,0	20,3	115	70	1,20	13,4	4,1×7,6×4
УТО (для ГТУ55СТ-20)/В	20,0	34,2	115	70	1,20	–	–
УТО (для ГТЭ- 25У)/Г	25,0	34,2	115	70	1,20	32,4	3,4×3,6 <sup>4)</sup> ×1,7



Окончание табл. 3.19.

Тип КУ/ исполнение <sup>5)</sup>	Мощность ГТУ, МВт	Теплопроизводительность, Гкал/ч	Температура воды, °С		Давление воды, МПа	Масса котла, т	Габаритные размеры, м Д×Ш×В
			выход	вход			
<i>АК «Южтрансэнерго»</i>							
КУВ-5,3/Г	2,5	5,3	115	70	0,80	21,0	7,5×2,4×3,35
КУВ-30/В	15,0	30,0 <sup>2)</sup>	160	80	1,60	100,0	11,68×8,1×20,74

<sup>1)</sup> – в числителе масса теплообменных поверхностей, в знаменателе – общая масса котла; <sup>2)</sup> – с дополнительным сжиганием топлива; <sup>3)</sup> – с подводным диффузором и отводящим конфузуром; <sup>4)</sup> – размеры одной секции, всего установлено две секции; <sup>5)</sup> – В – вертикальное, Г – горизонтальное; <sup>6)</sup> – с байпасированием дымовых газов.

## 7. КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ ДЛЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

### 7.1. Водотрубные КУ зарубежных фирм

В котлах-утилизаторах для поршневых двигателей также широко применяются оребренные трубы с целью размещения большей поверхности нагрева в единице объема. При этом основную роль играет степень оребрения – отношения полной поверхности несущих труб с ребрами к поверхности гладких несущих труб. Определенную роль играет также вид оребрения. Для утилизационных парогенераторов могут выполняться трубные пучки с плавниками, с круглыми и прямоугольными насадными поперечными ребрами, ошпированные трубы с приваренными цилиндрическими штырями, трубки с поперечным ленточным оребрением, с проволочным оребрением, с разрезным оребрением, трубки с цельнокатаными ребрами и т. д. Выбор типа оребрения определяется прежде всего допустимой величиной аэродинамического сопротивления и технологичностью изготовления. Немаловажное значение при этом имеет также загрязнение оребренных поверхностей сажистыми частицами выхлопных газов, которое зависит от скорости газов, а также от вида и степени оребрения.

Из известных конструкций утилизационных парогенераторов с оребренными поверхностями нагрева заслуживает внимания парогенератор, установленный на танкерах типа «Ленинакан», построенных для Советского Союза в Японии. Парогенератор использует тепло выхлопных газов мощного дизеля фирмы Зульцер 9RD 90 и вырабатывает около 6 т/ч пара. Поверхность нагрева парогенератора выполнена из труб со штыревым оребрением.

На танкерах типа «Федор Полетаев», построенных на итальянских верфях, для утилизации тепла двигателя 909S фирмы Fiat мощностью 12,58 МВт установлен утилизационный парогенератор фирмы Ansaldo типа «Дизекон» (рис. 3.53) с поверхностями нагрева из трубок с поперечным шайбовым оребрением. На каждом прямом участке труб 33×4 мм длиной 3,3 м установлено 380 ребер Ø 90 мм, толщиной 2,6 мм, шаг ребер 8,6 мм. Основные характеристики котла-утилизатора этого типа представлены в табл. 3.20.

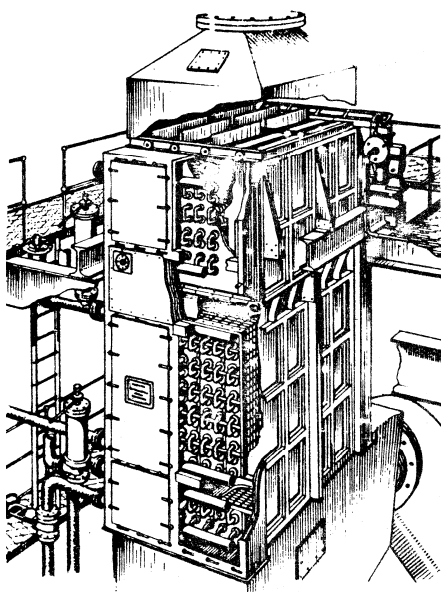


Рис. 3.53. Общий вид котла-утилизатора судового дизельного двигателя типа «Дизекон» фирмы Ansaldo [26].

Опыт эксплуатации утилизационных парогенераторов на этих судах показал их эффективность, однако обнаружили и существенные недостатки. Так, например, на КУ типа «Дизекон» поверхности нагрева выполнены с неоправданно завышенным коэффициентом оребрения, что увеличивает газовое сопротивление и загрязнение поверхностей. Наличие большого количества сажистых отложений в межтрубном пространстве ухудшает теплообмен и создает опасность пожара.

Вырабатываемый пар в обеих утилизационных установках используется для работы турбогенераторов, которые при работе дизелей обеспечивают судно электроэнергией. Одним из недостатков парогенераторов с принудительной циркуляцией, использованных в схемах утилизации тепла, является их недостаточная теплоаккумулирующая способность в связи с небольшим водосодержанием и малой металлоемкостью. При внезапной

остановке дизеля это приводит к резкому снижению паропроизводительности котла.

Таблица 3.20

**Технические данные КУП-1100 фирмы Ansaldo**

Показатель	Величина
Паропроизводительность, т/ч	5,3
Давление пара, МПа	0,9
Температура пара, °С	205
Расход выхлопных газов, кг/с	37,7
Температура выхлопных газов на входе в КУ, °С	315
Температура уходящих газов, °С	180
КПД КУ, %	45
Потери давления в газовом тракте, кПа	1,25
Установленная поверхность теплообмена, м <sup>2</sup> :	
– суммарная	1170
– экономайзера	221
– парогенератора	884
– пароперегревателя	65
Масса сухого КУ, т	62

## ИЗМЕРЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ГТУ

В процессе исследований и доводки камер сгорания ГТУ необходимо контролировать концентрацию вредных выбросов с дымовыми газами, что требует от газоанализаторов высокой точности в широком диапазоне измерений, а при сдаче ГТУ и работе на установившихся режимах обеспечивать высокую точность при малых концентрациях. Нормативные документы, например, ГОСТ Р ИСО 11042-1-2001 для измерений концентрации  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$  рекомендуют применение метода недисперсионной спектрофотометрии в инфракрасной области (NDIR); для  $\text{NO}_x$  и  $\text{SO}_2$  – тот же метод в ультрафиолетовой области (NDUV); для  $\text{NO}_x$  метод хемилюминесценции; для  $\text{CH}$  метод ионизации пламени; для  $\text{O}_2$  – электрохимический метод. Допускается применение и других методов измерения. Наибольшее распространение получили приборы, работающие по электрохимическому принципу, обычно реализуемому с помощью электрохимических сенсоров (ячеек) для каждого из измеряемых компонент вредных выбросов. Последние выпускаются многими производителями, например, для измерения концентрации  $\text{CO}$  используются электрохимические ячейки фирмы City Tehnology Ltd., а для  $\text{O}_2$  и  $\text{NO}$  – ячейки ПО «Аналитприбор» (г. Смоленск). Электрохимический метод измерений корректен только для оперативных (кратковременных) замеров, поскольку при длительных измерениях появляется дрейф нуля и чувствительности электрохимических сенсоров. Его рекомендуется применять в комбинации с высокоточными NDIR модулями. Последние (с большой длиной пути луча) могут заменить определение содержания  $\text{CH}$  методом ионизации пламени. Применение хемилюминесцентного метода для измерения  $\text{NO}_x$  оправдано только для измерения малых концентраций в стационарных условиях, а использование его на высоких концентрациях влечет снижение точности измерения на малых концентрациях.

Компанией MRU GmbH (Германия) на основе высокоточного мультигазового стационарного газоанализатора SWG 300-1 был создан прецизионный мобильный газоанализатор MGA5+ (версия «Газовая турбина»). Газоанализатор состоит из блока управления и подготовки газа и измерительного блока (рис. а). В 1-м блоке находятся: охладитель газа с автоматическим удалением конденсата и с функцией стабилизации точки росы, что позволяет компенсировать чувствительность канала  $\text{NO}$  от паров воды; молибденовый конвертер  $\text{NO}_2$  в  $\text{NO}$ ; электрохимический сенсор  $\text{O}_2$ ; электроника с дисплеем и программным обеспечением, три канала измерения температуры, канал измерения барометрического давления, адаптер для подключения и контроля обогреваемой газо-



Газоанализаторы MGA5+ (а), Testo 350 (б).

вой линии; вход дифференциального давления для подключения трубки Пито. Во 2-м блоке находится высокоточный 4-канальный (для газов CO, NO, CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>) NDIR измерительный модуль с системой калибровки нуля и чувствительности без использования баллонов с поверочной газовой смесью (ПГС). Для проведения краткосрочных оперативных измерений компанией был создан мобильный газоанализатор VarioPlus Industrial, который использует комбинации электрохимических и оптических (NDIR) сенсоров и имеет индикацию отрицательных измеренных значений и возможность при необходимости подключить собственную обогреваемую линию.

Компания Testo Inc. (США) производит модульную портативную измерительную систему Testo 350 (рис. б). Базовая система состоит из управляющего модуля, анализатора и зонда для отбора пробы. Управляющий модуль отображает данные измерений и служит для управления анализатором; его можно использовать как отдельный компактный прибор. Результаты измерений распечатываются на встроенном принтере. Анализатор является основой измерительной системы и снабжен встроенным блоком пробоподготовки, включающим фильтр, холодильник на элементах Пельтье и насос для удаления конденсата. Кроме базовой версии Testo 350 М выпускается расширенная версия Testo 350 XL. Прибор имеет каналы измерения дифференциального давления и температуры. В Testo 350 XL можно установить максимум 6 измерительных модулей. Кроме каналов измерения концентраций O<sub>2</sub> и CO прибор можно дооснастить четырьмя электрохимическими сенсорами (для NO/NO<sub>2</sub>/SO<sub>2</sub>). Газоанализатор позволяет использовать несколько блоков анализаторов для обеспечения одновременного измерения нескольких параметров в разных точках замеров и применять инфракрасный измерительный модуль для точных прямых измерений концентрации CO<sub>2</sub>.

ПО «Аналитприбор» (г. Смоленск) производит переносной многокомпонентный газоанализатор АНКAT-310, предназначенный для проведения периоди-

	<b>MGA5+</b>	<b>Testo350</b>	<b>АНКАТ-310</b>
O <sub>2</sub>	0–21 %	0–25 %	0–21 %
CO	0–1000 ppm	0–10000 ppm	0–8000 ppm
NO	0–1000 ppm	0–3000 ppm	0–200 ppm
NO <sub>2</sub>	0–100 ppm	0–500 ppm	–
SO <sub>2</sub>	–	0–5000 ppm	0–200 ppm
H <sub>2</sub> S	–	0–300 ppm	–
CH	0–1000 ppm	0–4 %	–

ческого измерения концентраций компонентов дымовых газов и температуры; принцип работы – электрохимический. Газоанализатор имеет следующие основные и подключаемые блоки: газоанализатор (измерительный блок, электрохимические ячейки, побудитель расхода забор), выносной про-

бозаборник, термохолодильник, термопринтер с инфракрасным каналом связи с газоанализатором. Газоанализатор АНКAT-310 обеспечивает одновременную цифровую индикацию значений всех измеряемых и расчетных параметров на встроенном ЖК дисплее. Калибровка и установка режимов газоанализатора осуществляется с помощью меню, выводимого на дисплей и проводится один раз в 6 месяцев. Для проверки газоанализатора поставляются 4-литровые баллоны с ПГС, вентиль точной регулировки, индикатор расхода.

Описанные газоанализаторы применяются в практике исследований ведущих организаций России – СНТК им. Н. Д. Кузнецова, ЦИАМ, ВТИ, ВНИИГАЗ, Газпром.

Компания Cain Industries (США) выпускает несколько типов промышленных теплообменников для утилизации теплоты выхлопных газов, покидающих котлы, топки, печи, а в последние годы – и из дизелей и газовых двигателей [30]. Среди продукции компании теплоутилизующие глушители шума выхлопа, паровые котлы-утилизаторы для выхлопных газов и котельные экономайзеры. Для установки на выхлопе газовых и дизельных двигателей разработаны теплоутилизующие глушители – генераторы пара (ESG, тепловой мощностью 0,4–7 МВт), водогрейные утилизаторы – глушители радиальные (HRSR, тепловой мощностью 0,2–6 МВт), U-трубные водогрейные утилизаторы – глушители (UTR, тепловой мощностью 0,2–10 МВт) и другое теплообменное оборудование. Указанные теплообменные модули снижают уровень шума выхлопа двигателей на 15–25 дБА.

Парогенератор на выхлопных газах серии ESG может работать с поршневыми двигателями, с дизелями и рядом других источников теплоты, например, ГТУ. Типичный парогенератор-утилизатор ESG, внешний вид которого, расположение греющих поверхностей и схемы движения газового потока показаны на рис. 3.54, имеет мощность от 15 до 375 кВт и рабочее давление до 3,1 МПа. Эта модель рассчитана на температуру выхлопных газов от 315 до 870 °С при расходе от 473 до 23 600 м<sup>3</sup>/ч. Блок утилизатора ESG имеет три секции: оребренные (плавниковые) трубы, паровой барабан и систему байпасирования по выхлопным газам. Утилизатор имеет принудительную систему циркуляции с водяным насосом.

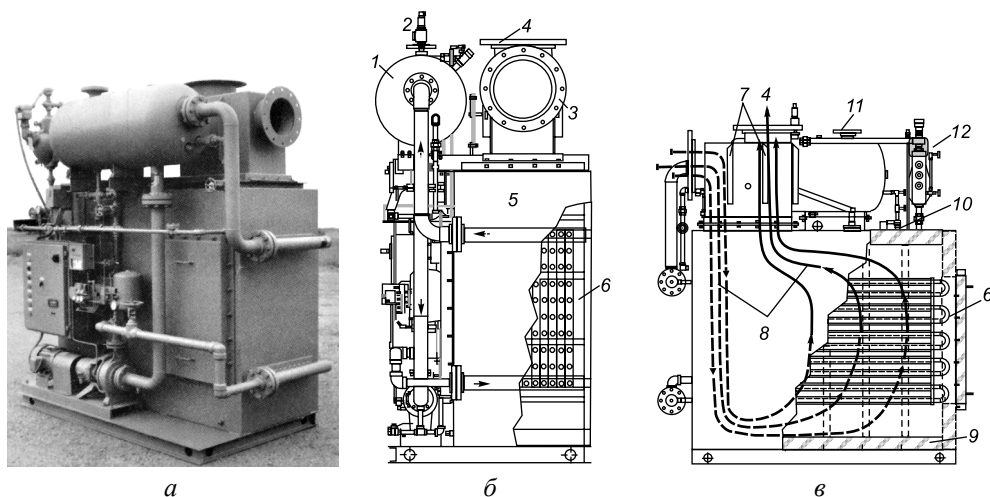


Рис. 3.54. Типовой модуль парового утилизатора-глушителя модели ESG для совместной работы с поршневыми двигателями мощностью до 375 кВт [30, 31]:

*а* – внешний вид; *б* – вид спереди; *в* – схема течения выхлопных газов в тракте КУ при полной нагрузке; 1 – паровой барабан; 2 – клапан безопасности; 3 – подвод выхлопных газов; 4 – выход выхлопных газов; 5 – стальная обшивка; 6 – испарительная секция из оребренных труб; 7 – управляемые заслонки байпаса; 8 – траектория дымовых газов при полной нагрузке КУ; 9 – термоизоляция; 10 – сброс солей продувки барабана; 11 – выход пара; 12 – контроль уровня воды.

В табл. 3.21 приведены характеристики паровых КУ серии ESG1, генерирующих насыщенный пар при утилизации теплоты выхлопных газов газопоршневых двигателей трех известных фирм. Такие когенерационные системы с тремя-четырьмя двигателями эксплуатируются в госпиталях городов Вашингтона и Чикаго и на водоочистой станции в штате Онтарио [31].

Таблица 3.21

**Характеристики некоторых моделей котлов-утилизаторов серии ESG1 при работе с газопоршневыми двигателями**

Тип КУ	Модель ГПД	Мощность ГПД, МВт	Температура выхлопных газов		Расход выхлопных газов, $\text{м}^3/\text{мин}$	Паропроизводительность, т/ч	Давление пара, МПа
			на входе	на выходе			
ESG1-620 D18CSS	–	1,7	590	220	146,0	1,06	1,03
ESG1-616 B19CSS	JMS-320	0,9	525	200	70,0	0,85	0,62
ESG1-A12 D18CSS	CAT 3516	0,8	410	173	66,7	0,58	0,90
ESG1-616 B18CSS	Waukesha 3516	1,1	613	226	67,0	1,00	0,90

Водогрейные КУ (теплообменники-глушители) серии HRSR включают 75 типоразмеров для применения на двигателях мощностью от 0,2 до 4 МВт. Они устанавливаются рядом с двигателем и имеют верхний подвод выхлопных газов. Эти устройства содержат однорядную трубную (с плавниками) нагреваемую поверхность, систему байпасирования по выхлопным газам, теплообменник однорядной трубной конструкции, проемы с крышками для доступа к поверхностям нагрева, внутреннюю обшивку из листовой нержавеющей стали и жесткую внешнюю обечайку, между которыми заложена теплоизоляция. Котел снабжен сажесдувателями, которые автоматически включаются для очистки теплообменных поверхностей через определенные интервалы времени. Для двигателей мощностью до 2 МВт разработаны теплообменные (водогрейные) модули UTR, особенностью которых является прямоугольная конфигурация, высокие расходы жидкости и повышенные уровни теплопередачи.

Теплообменные поверхности выполнены из оребренных (типа плавников) труб из нержавеющей или обычной углеродистой стали. Плотность установки плавников – 3 шт./см. И плавниковые трубы, и ядро всей сборки можно устанавливать и удалять, не нарушая герметичность газового тракта. В жесткой наружной обечайке имеются съемные крышки для обслуживания. Другими особенностями конструкции являются: запрессованные в коллектор трубы; подводящий коллектор и внешний байпас выхлопных газов можно использовать для регулирования выходной температуры пара.

Компания *Aalborg Industries (Финляндия)* производит кроме промышленных паровых котлов, паровые котлы-утилизаторы, устанавливаемые за дизельными и газопоршневыми двигателями. Конструктивные особенности позволяют их

легко встраивать в уже существующие установки. Выпускаются следующие типоразмеры КУП: для дизельных двигателей – UNEX DE1 мощностью 0,5–20 МВт, AV-10E мощностью 2–20 МВт и AV-6N мощностью до 50 МВт; для газопоршневых двигателей – UNEX GE1 и UNEX GE2 мощностью свыше 1 МВт.

Котел AV-6N (рис. 3.55) производится с естественной и вынужденной циркуляцией теплоносителя. Несмотря на развитые теплообменные поверхности котел компактен и эффективен. Возможность очистки поверхностей котла в процессе его работы минимизирует потребность в остановках двигателя и увеличивает коэффициент использования оборудования теплостанции. Оригинальное поддерживающее устройство без концевых плит, проверенное компьютерным моделированием, снижает вибрацию и тепловые напряжения в элементах котла. Системы с естественной циркуляцией, имеют следующие преимущества: меньшие затраты энергии; меньшие эксплуатационные издержки; быстрый монтаж благодаря меньшему объему трубных и кабельных проводок; минимальный объем питательной воды. Конструкция теплообменных поверхностей обеспечивает легкую разборку и обслуживание. Дополнительно к стандартным паровым сдувам сажи с поверхности может применяться также обдув водой или воздухом.

Компактные теплообменные поверхности с наружным оребрением специально разработаны для применения в дизельных когенерационных установках. Модуль имеет полностью заводскую сборку. Легкость очистки теплообменных поверхностей достигается благодаря рядной конфигурации пучка труб и взаимной параллельности приваренных плавников соседних труб. КУП работает при температуре выхлопных газов 400–530 °С; параметры генерируемого пара: давление 2,5 МПа (max 8,0 МПа), температура – до 400 °С. Температурный напор на горячем конце парогенератора – 15–20 °С. Это котельное оборудование не имеет ограничений ни по давлению пара, ни по паропроизводительности с учетом условий работы современных дизельных электростанций. Небольшой объем воды в трубных поверхностях позволяет котлу быстро реагировать на изменение нагрузки. Котлы AV-6N могут разрабатываться на большую паропроизводительность и применяться на всех типах двигателей.

Особенности КУП типа UNEX DE1, рекомендуемых для дизелей средней мощности:

- водотрубный котел со встроенным барабаном горизонтальной компоновки;
- регулируемая паропроизводительность (наличие байпаса по выхлопным газам);
- естественная циркуляция в испарительном контуре;



Рис. 3.55. Общий вид парового котла-утилизатора модели AV-6N с естественной циркуляцией.

– трубные пучки полностью дренируются.

Эти котлы-утилизаторы устанавливаются за дизелями мощностью 0,5–20 МВт с расходом выхлопных газов до 30 кг/с при температуре < 500 °С; паропроизводительность котла – до 5 т/ч при давлении пара – 0,1–1,5 МПа. КУ легко монтируются и обслуживаются; возможно их применение для подогрева дизтоплива.

Фирмой выпускается также паровой котел-утилизатор модели AV4 жаротрубного исполнения с естественной циркуляцией, т. е. выхлопные газы проходят внутри трубных поверхностей, а нагреваемая жидкость омывает их снаружи. В этой связи максимальное давление пара – не более 2,5 МПа. Расположение труб – горизонтальное. Может применяться дополнительное сжигание топлива в среде выхлопных газов. Возможно подсоединение к внешним пароперегревательным (трубным) и экономайзерным секциям. Котел-утилизатор AV4 рассчитан на расход дымовых газов до 30 кг/с при температуре ≤ 500 °С. Перегрев пара на 50 °С выше температуры насыщения.

## 7.2. Жаротрубные котлы-утилизаторы фирмы Viessmann<sup>1</sup>

Водогрейные и паровые котлы-утилизаторы используют тепло отходящих газов от газопоршневых или дизельных двигателей, а также других промышленных процессов, имеющих большой тепловой потенциал.

Котлы-утилизаторы фирмы Viessmann (Германия) сконструированы по принципу жаротрубных котлов – охлаждаемые газы движутся в трубах, а котловая вода находится в межтрубном пространстве. Для водогрейных котлов-утилизаторов применяется противоточный режим течения теплоносителей.

Обычно подвод охлаждаемых газов осуществляется в передней, а отвод в задней части котла (одноходовая конструкция). В случае, если расчетная длина котла-утилизатора по отношению к его диаметру получается слишком большой, котел выполняется двухходовым. В этом случае вход и выход дымовых газов будут располагаться с одной стороны котла. Такое исполнение часто находит применение при небольших объемных расходах отходящих газов и их низких температурах.

В традиционных жаротрубных котлах (оборудованных горелочным устройством) тракт дымовых газов выполняется трехходовым. Развитие горящего факела происходит в жаровой трубе большого диаметра, а после поворотной камеры поток дымовых газов последовательно проходит через пучки дымогарных труб второго и третьего хода. Схема течения аналогична представленной на рис. 3.47.

По рабочим параметрам котлы-утилизаторы подразделяются на:

- котлы низких параметров – низкотемпературные водогрейные котлы с максимальной температурой нагрева теплоносителя до 115 °С и паровые котлы низкого давления с максимально допустимым давлением до 0,7 МПа;
- котлы высоких параметров – высокотемпературные водогрейные котлы с максимальной температурой нагрева теплоносителя до 205 °С и паровые котлы высокого давления с максимально допустимым давлением до 2,5 МПа.

<sup>1</sup> Раздел подготовлен руководителем отдела фирмы Viessmann Трембовельским В. А.



Жаротрубные котлы-утилизаторы фирмы Viessmann имеют два принципиальных исполнения:

- котлы-утилизаторы без дополнительной горелки, имеющие только утилизационную часть;
- котлы-утилизаторы с горелкой: традиционный котел с горелкой, имеющий дополнительный тракт утилизации.

Выбор исполнения котла зависит от конкретных условий применения и пожеланий Заказчика. Конструкции одноходового водогрейного КУ и трехходового парового КУ с горелочным устройством и утилизационным трактом показаны на рис. 3.56.

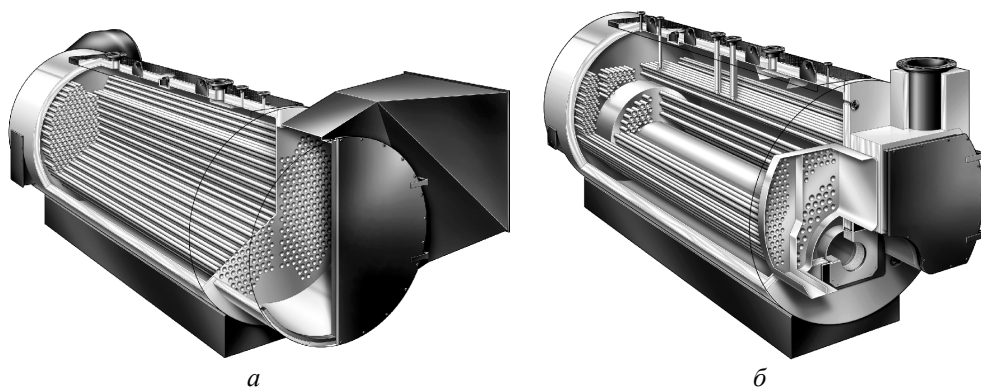


Рис. 3.56. Вид на трубные поверхности одноходового водогрейного КУ (а) и трехходового парового КУ с горелочным устройством и утилизационным трактом (б).

При малых расходах выхлопных газов к одному котлу-утилизатору может быть подключено два газопоршневых двигателя. Это позволяет уменьшить размер площадки для монтажа оборудования и упрощает оснащение и обвязку котла. Утилизационные тракты котла при этом остаются независимыми, чтобы исключить их взаимное влияние друг на друга.

Дополнительной возможностью уменьшения капитальных затрат и упрощения тепло-утилизационного оборудования также является совмещение функций парового или водогрейного котла с утилизацией тепла выхлопных газов. Для этого трехходовой жаротрубный котел оснащается одним или двумя трактами утилизации. При этом горелочный и утилизационный тракт остаются независимыми.

В местах подвода и отвода газов котел имеет камеры распределения и сбора газов, в которых также располагаются дверцы и лючки для очистки утилизационного тракта. Для снижения потерь тепла котел имеет тепловою изоляцию из минеральной ваты толщиной 120 мм и обшивку из тонкой листовой стали. Для тепловой изоляции дверец и люков тракта дымовых газов котла применяется тепловая изоляция «Kadur» на основе стеклокерамических волокон (патент Viessmann), для которой характерны устойчивость к высоким температурам, малый вес, долговечность, высокое сопротивление теплопередачи, экологическая чистота. Корпус котла располагается на опорной раме, распределяющей равномерно нагрузку на фундамент.

В табл. 3.22 приводятся возможные технические параметры котлов-утилизаторов. Конкретные технические параметры паровых и водогрейных котлов-утилизаторов определяются индивидуально для каждой когенерационной установки. Котлы-утилизаторы комплектуются всем необходимым вспомогательным оборудованием, устройствами управления и безопасности.

Таблица 3.22

**Технические характеристики котлов-утилизаторов Viessmann**

Показатель	Котел-утилизатор без горелки	Котел-утилизатор с горелкой
Тип котла	Паровой/водогрейный	
Максимально допустимое давление по воде, МПа	2,5	
Максимально допустимая температура котловой воды, °С	205	
Доля мощности утилизации по отношению к максимальной мощности котла, %	100	10–30
Минимальный объемный расход выхлопных газов двигателя, нм <sup>3</sup> /ч	5000	1000
Максимальный объемный расход выхлопных газов двигателя (от одного или двух ГПД), нм <sup>3</sup> /ч	80 000	10 000
Максимальная температура выхлопных газов, °С	600	

*Примечание. Рекомендуется использование отходящих газов установок, работающих на природном газе и дизельном топливе. Другие виды топлива (мазут, животные жиры, твердое топливо) или дымовые газы с содержанием специфических примесей – по запросу.*

*Паровой котел-утилизатор Vitomax 200 RS 5300 кВ/ч 1,0 МПа.* Паровой котел высокого давления для утилизации теплоты выхлопных газов, имеющий одноходовую конструкцию. Основные технические параметры котла представлены в табл. 3.23. Выхлопные газы подводятся от двух газопоршневых двигателей (ГПД) в отдельные газоходы (рис. 3.57). Дымовые газы входят в котел через распределительную камеру в передней части котла с температурой около 460 °С, проходят через дымогарные трубы 51×3,2 мм и собираются в задней части котла. Отвод газов охлажденных до температуры 230 °С осуществляется через камеру сбора дымовых газов. После котла-утилизатора дымовые газы поступают в отдельно стоящий экономайзер, где нагревая питательную и химически очищенную воду они охлаждаются до температуры 125 °С.

Котел оснащается водяным экономайзером со следующими характеристиками:

- 1-я ступень охлаждения дымовых газов от 230 °С до 200 °С: нагреваемая среда – питательная вода (вход – 102 °С, выход – 163 °С), тепловая мощность 399 кВт, теплообменная поверхность оребренных труб 98 м<sup>2</sup>, водяной объем труб 94 л, допустимая температура газов 300 °С;

- 2-я ступень охлаждения дымовых газов от 200 °С до 125 °С: нагреваемая среда – химически очищенная вода (вход – 70 °С, выход – 90 °С),

тепловая мощность 985 кВт, теплообменная поверхность оребренных труб 245 м<sup>2</sup>, водяной объем труб 294 л, допустимая температура газов 300 °С.

Таблица 3.23

**Основные технические параметры парового котла-утилизатора Vitomax 200 RS 5300 кг/ч 1,0 МПа**

Показатель	Величина
Объемный расход выхлопных газов, м <sup>3</sup> /ч	16 580
Рабочая/максимальная температура выхлопных газов на входе, °С	≈ 460/540
Температура газов на выходе (без экономайзера), °С	≈ 230
Максимальная тепловая мощность (без экономайзера), кВт	3080
Максимальная паропроизводительность (без экономайзера), т/ч	4,7
Максимальная паропроизводительность с экономайзером, т/ч	5,3
Аэродинамическое сопротивление котла, кПа	≈ 1,2
Максимально допустимое избыточное рабочее давление, МПа	1,0
Максимально допустимое давление в контуре продуктов сгорания, кПа	5,0
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	393
Масса котла (сухая), т	≈ 20
Объем котловой воды, л	≈ 17 830
Объем парового пространства, м <sup>3</sup>	3,42
Объем тракта дымовых газов, м <sup>3</sup>	12,1
Габаритные размеры, м	7,625×3,2×2,79
Вход дымовых газов, мм	D <sub>нар</sub> = 810
Выход дымовых газов, мм	D <sub>нар</sub> = 610

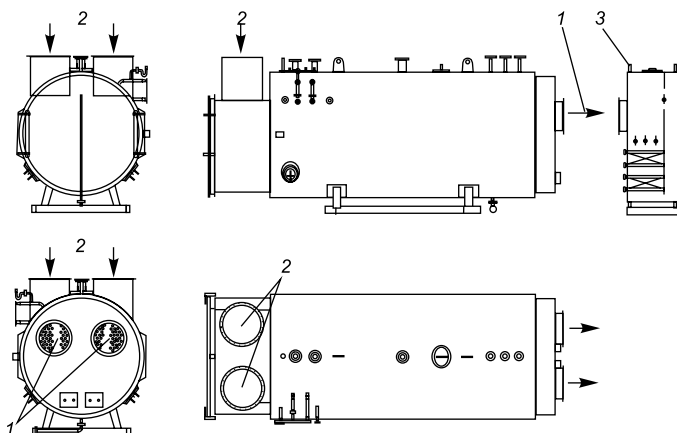


Рис. 3.57. Котел-утилизатор Vitomax 200 RS 5300 кг/ч 1,0 МПа с двумя трактами утилизации:  
 1 – выходы дымовых газов из трактов утилизации; 2 – входы выхлопных газов от двигателей; 3 – экономайзер тракта утилизации.

Распределительная камера снабжена котловыми дверьми, с помощью которых можно производить очистку дымогарных труб. Для удаления отложений, которые собираются во время очистки в нижней части камеры сбора дымовых газов предусмотрены лючки. Внутренний осмотр котла-утилизатора возможен через лаз, который находится в верхней части котла, и через два боковых смотровых люка. Конденсат, образующийся при первичном запуске котла-утилизатора, отводится через сливной штуцер в камере сбора дымовых газов. Пуск газовых двигателей всегда должен происходить в режиме работы байпаса, т. е. в процессе запуска двигателей выхлопные газы не должны проходить через котел. Запуск котла производится посредством медленного открытия регулирующих заслонок тракта выхлопных газов.

*Паровой котел-утилизатор Vitomax 200 RS 4800 кг/ч 1,6 МПа с горелкой.* Жаротрубный трехходовой паровой котел высокого давления, со встроенным утилизационным трактом выхлопных газов (рис. 3.58). Трехходовая часть котла предназначена для работы с горелкой. Сжигание топлива происходит в камере сгорания (жаровой трубе диаметром 975 мм). В задней части жаровой трубы находится водоохлаждаемая поворотная камера, из которой дымовые газы направляются во второй газоход. В передней поворотной камере дымовые газы направляются в третий газоход и дальше в камеру сбора дымовых газов в задней части котла. Дымогарные трубы второго и третьего ходов имеют диаметр 76,1×4 мм. Выхлопные газы двигателя поступают в отдельный газоход в передней части котла с температурой 430 °С, а отводятся через камеру сбора дымовых газов в задней его части с температурой 245 °С. Газоход горелочной и утилизационной части котла разделены, поэтому возможны такие варианты работы установки: работа с горелкой, без утилизационной части; работа утилизационной части без горелки; совместная работа горелки и утилизационной части. Технические характеристики котла приведены в табл. 3.24.

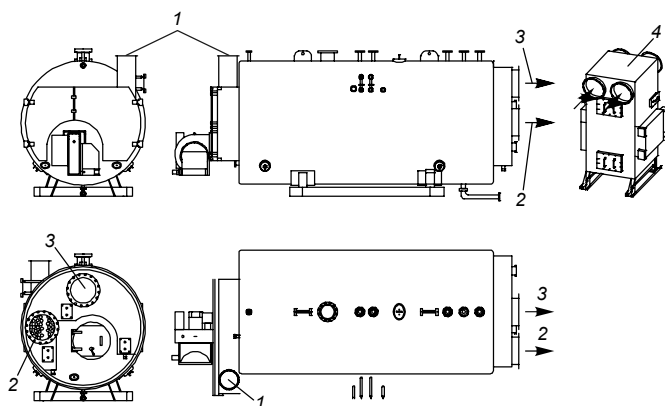


Рис. 3.58. Жаротрубный паровой котел-утилизатор Vitomax 200 RS 4800 кг/ч 1,6 МПа с одним трактом утилизации и горелочным устройством:

1 – вход выхлопных газов двигателя в тракт утилизации; 2 – выход выхлопных газов из тракта утилизации; 3 – выход дымовых газов горелочного тракта; 4 – экономайзер.

Котел оснащается экономайзером для нагрева питательной воды со следующими характеристиками: охлаждение дымовых газов от 245 °С до 150 °С, нагрев питательной воды от 102 °С до 163 °С, тепловая мощность 340 кВт, теплообменная поверхность оребренных труб 190 м<sup>2</sup>, водяной объем труб 152 л, допустимая температура газов – 300 °С.

Таблица 3.24

**Основные технические параметры котла-утилизатора  
Vitomax 200 RS 4800 кз/ч 1,6 МПа**

Показатель	Величина
Максимальная паропроизводительность без экономайзера (отнесенная к температуре питательной воды 102 °С), т/ч:	4,48
– горелочный тракт	4,00
– утилизационный тракт	0,48
Максимальная паропроизводительность с экономайзером (отнесенная к температуре питательной воды 102 °С), т/ч:	4,80
– горелочный тракт	4,25
– утилизационный тракт	0,55
Максимально допустимое избыточное рабочее давление, МПа	1,6
Максимальная температура выхлопных газов, °С	430
Общая поверхность нагрева, м <sup>2</sup> :	150
– горелочный тракт	95
– утилизационный тракт	55
Масса сухого котла, т	15
Объем котловой воды до зеркала воды, л	13300
Объем парового пространства над зеркалом воды, л	2400
Объем котла по тракту дымовых газов, м <sup>3</sup> :	
– горелочный тракт	6,5
– утилизационный тракт	1,5
Габариты котла без надстроенных элементов, м	5,81×3,075×2,665
Вход дымовых газов по утилизационной части, мм	$D_{нар} = 510$
Выход дымовых газов по утилизационной части, мм	$D_{нар} = 510$
Выход дымовых газов по горелочной части, мм	$D_{нар} = 510$
Рабочее избыточное давление, МПа	1,3
Температура питательной воды перед экономайзером, °С	102
Максимально-допустимая рабочая температура, °С	204
<b>Горелочная часть (без экономайзера)</b>	
Тепловая мощность горелки, МВт	2,95
Объемный расход продуктов сгорания, нм <sup>3</sup> /ч	3625 (при 3 % O <sub>2</sub> , топливо – природный газ)
Температура продуктов сгорания, °С	255
Аэродинамическое сопротивление котла, Па	970
<b>Утилизационная часть (без экономайзера)</b>	
Передаваемая тепловая мощность, МВт	0,32
Объемный расход продуктов сгорания, нм <sup>3</sup> /ч	4490
Входная температура продуктов сгорания, °С	430
Выходная температура продуктов сгорания, °С	245
Аэродинамическое сопротивление утилизационной части, Па	600

На передней поворотной камере котла установлено две двери, с помощью которых можно проводить очистку дымогарных труб второго и третьего газопроходов. Очистка камеры сбора дымовых газов проводится через специальные люки в задней части котла. В задней части котла также имеется люк для доступа в камеру сгорания и поворотную камеру. На люке смонтирована специальная гляделка для контроля факела во время работы горелки. Для контроля поверхностей нагрева котла со стороны воды предусмотрены три лючка спереди и сзади, один люк сбоку и один лаз в верхней части котла. Котел оснащен горелкой, экономайзером, электрощитом, устройствами управления и безопасности по давлению, уровню и электропроводности котловой воды. Утилизационная часть котла должна включаться в работу только после достижения котлом рабочего давления.

*Водяные экономайзеры для паровых КУ* могут иметь различные исполнения:

- конструкция: интегрированный в котел; надстроенный на камере сбора уходящих газов котла; отдельно стоящий;
- байпасирование дымовых газов: со встроенным байпасом или без него;
- материал, из которого изготовлен экономайзер: черная сталь; нержавеющая сталь;
- количество потоков дымовых газов, проходящих через экономайзер: однопоточный; двухпоточный;
- охлаждающая среда (одна или две независимых): питательная вода для паровых котлов; сетевая вода для водогрейных котлов; технологическая вода котельной или предприятия; вода для нужд горячего водоснабжения.

При использовании экономайзеров из черной стали необходимо поддерживать минимальную температуру воды на входе в экономайзер (70 °С при использовании природного газа), для того чтобы избежать низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева.

Экономайзеры из нержавеющей стали служат для глубокой утилизации теплоты продуктов сгорания и позволяют охладить их до температур на 10–25 °С выше, чем температура охлаждающей воды на входе в экономайзер. Конденсационные экономайзеры из нержавеющей стали весьма эффективны, т. к. используют высшую теплотворную способность топлива и дополнительно повышают тепловой КПД котла на 7–12 %. Температура воды на входе в такой экономайзер не лимитируется. Распространенным является оснащение котлоутилизаторов отдельно стоящими модульными экономайзерами, обеспечивающее большую простоту конструкции. Применение встроенных байпасов по дымовым газам с сервоприводами позволяет исключить перегрев воды в экономайзере при переменных режимах работы котла и избежать конденсации водяных паров из дымовых газов при запуске котла из холодного состояния.

### **7.3. Котлы-утилизаторы Черноморского судостроительного завода для судовых дизельных двигателей [26]**

Котлы-утилизаторы для судовых дизельных двигателей, выпускавшиеся в разные годы Черноморским судостроительным заводом (г. Николаев), подразделяются по конструктивному выполнению на цилиндрические и прямо-

угольной формы, а по качеству генерируемого пара – на котлы-утилизаторы для насыщенного или перегретого пара. Для двигателей мощностью до  $\approx 600$  кВт наиболее часто применяются КУ с принудительной циркуляцией цилиндрической формы со спиральными плоскими змеевиками. В таких КУ вырабатывается пар с давлением 0,3–0,6 МПа для хозяйственно-бытовых нужд судна. Размеры КУ определяются прежде всего необходимой паропроизводительностью. Диаметр КУ выбирается из условия обеспечения допустимого аэродинамического сопротивления.

Спиральные змеевики состоят из двух одинаковых последовательно соединенных спиралей. Соединение спиралей осуществляется с помощью газовой сварки. Между спиралью каждого змеевика укрепляют специальные гребенки, которые обеспечивают требуемое расстояние между витками спирали. Концы параллельно включенных змеевиков, образующих поверхность нагрева, привариваются к специальным штуцерам входного и выходного вертикально расположенных коллекторов. Во входном коллекторе на входе в каждый змеевик установлена дроссельная шайба для обеспечения устойчивой принудительной циркуляции. В обоих коллекторах на входе и выходе из змеевиков имеются фильтры, чтобы не допустить загрязнения дроссельных шайб. Коллекторы изготовлены из цельнотянутых труб и вварены в жесткую раму.

КУ прямоугольной формы позволяют применять разнообразные по технологии изготовления змеевики. На рис. 3.59 показаны некоторые типы змеевиковых пучков. Наибольшее распространение в КУ нашли плоские змеевики с коридорным и шахматным расположением труб в пучке (рис. 3.59, а, б), а также змеевики со смещением смежных труб в две параллельные плоскости (рис. 3.59, в). Спаренные змеевики (рис. 3.59, д) применяются с целью уменьшения скорости жидкости внутри труб; двух-, трехзаходные змеевики (рис. 3.59, е) – с целью увеличения скорости жидкости в трубах.

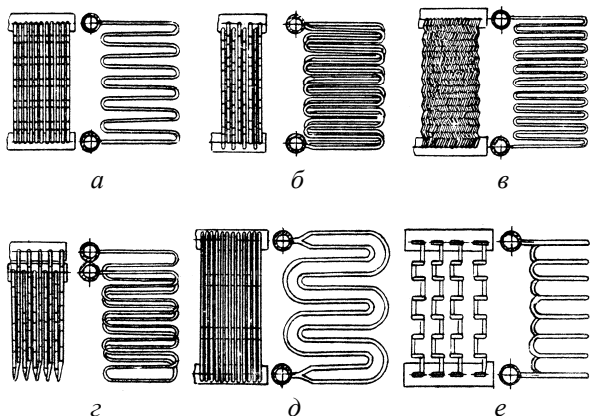


Рис. 3.59. Схемы змеевиков для трубных пучков [26]:

а – включенные параллельно плоские змеевики с коридорным расположением труб в пучке; б – то же, но с шахматным расположением труб в пучке; в – змеевики со смещением смежных труб в две параллельные плоскости, образующие шахматный пучок; г – змеевик со смещенным расположением труб в восходящей и нисходящей ветвях; д – спаренный змеевик; е – двухзаходный змеевик.

Котел-утилизатор цилиндрической компоновки модели КУП 55/5, предназначенный для генерации насыщенного пара при совместной работе с дизельным двигателем ЗД100 мощностью 1,3 МВт, показан на рис. 3.60.

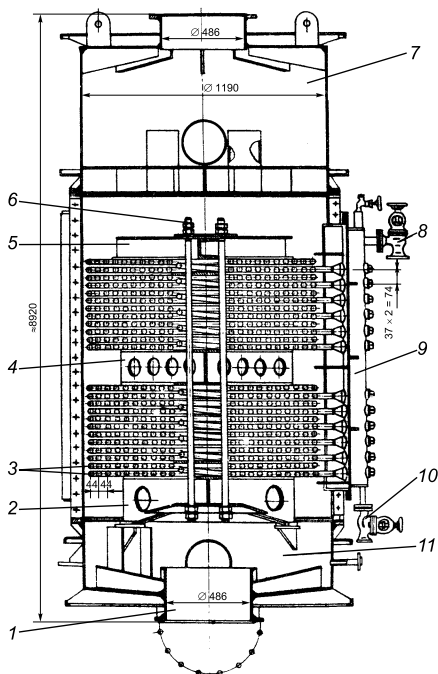


Рис. 3.60. Поперечный разрез котла-утилизатора КУП 55/5 паропроизводительностью 0,4 т/ч [26]:

1 – входной патрубок; 2 – нижняя крестовина; 3 – плоский спиральный змеевик; 4 – промежуточная крестовина; 5 – верхняя крестовина; 6 – стяжные болты; 7 – глушительная камера; 8 – питательный клапан; 9 – входной (водяной) коллектор; 10 – клапан осушения; 11 – приемная камера.

Парообразующая поверхность состоит из 12 плоских спиральных змеевиков 3, общая поверхность которых составляет 55 м<sup>2</sup>. Змеевики вместе с промежуточной крестовиной 4 крепятся к нижней 2 и верхней 5 крестовинам с помощью болтов 6. На входе выхлопных газов в нижней части КУ расположена приемная камера 11 с патрубком 1, к которому крепится газоподводящий трубопровод. В верхней части КУ установлена глушительная камера 7. Выхлопные газы двигателя входят через патрубок 1 в приемную камеру 11, омывают трубный пучок, проходят глушительную камеру 7 и через патрубок выходят в газоотводящий трубопровод.

Циркулирующая вода из сепаратора пара циркуляционным насосом подается во входной коллектор 9 и раздается по змеевикам. При движении в змеевиках вода воспринимает тепло выхлопных газов, происходит парообразование и пароводяная смесь попадает в выходной коллектор, откуда отводится в коллектор-сепаратор. Отсепарированный пар направляется потребителю, а вода, смешиваясь с питательной, снова подается циркуляционным насосом во входной коллектор.

КУП 55/5 при номинальном режиме работы двигателя ЗД100 имеет основные характеристики, указанные

в табл. 3.25. Его паропроизводительность регулируется автоматически путем сброса излишков пара на конденсатор. Циркулирующая вода во входной коллектор 9 поступает через питательный клапан 8  $D_3,32$  невозвратно-запорного типа. Выход пароводяной смеси из выходного коллектора – через невозвратно-запорный клапан пароводяной смеси  $D_7,70$ . Допустимое давление в КУ поддерживается с помощью предохранительного клапана.

Котел-утилизатор прямоугольной конструкции модели КУП 170/5 для генерирования насыщенного пара при совместной работе с мощными судовыми дизелями показан на рис. 3.61. Котел имеет два независимых контура многократной принудительной циркуляции, с газоперепускным устройством и искроулавливателем. Аналогичный котел КУП 130/5 установлен на сухогрузных судах типа «Славянск». Основные характеристики этих КУ представлены в табл. 3.25.



Таблица 3.25  
**Характеристики КУ, генерирующих насыщенный пар для судовых дизелей**

Модель парогенератора	Паропроизводительность, кг/ч	Давление сжатого пара, МПа	Установленная поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	Модель двигателя	Мощность дизеля, кВт	Расход выхлопных газов, кг/ч	Температура газов, °С		КПД котла, %	Аэродинамическое сопротивление КУ, кПа	Масса сухого КУ, т
							на входе	на выходе			
<i>КУ горизонтальной компоновки</i>											
КУП 55/5	400	0,50	55,0	3Д 100	1 332	11 600	310	222	30,0	4,50	2,93
КУП 17/5-1	250	0,50	17,3	5Д50	740	5 500	380	275	28,8	1,80	1,48
КУП 40/5	1 125	0,60	38,7	58А	3 300	35 000	420	243	43,7	4,20	3,08
КУП50/5	500	0,50	53,0	14Д100	1 924	19 000	290	235	20,0	2,50	3,43
КУП 95/5	800	0,50	95,0	3Д100	1 332	11 600	365	205	45,7	4,00	3,92
КУП 140/5,5	2 500	0,55	146,0	«Бурмейстер и Вайн»	5 550	53 000	360	243	34,0	1,50	8,02
КУП 80/6-1	400	0,60	83,2	8Д43/61	1 332	16 200	260	195	26,5	2,20	3,69
КУП 160/5-1	2 000	0,50	159,0	7ДКРН74/160	6 475	72 000	360	274	25,0	2,00	1,09
<i>КУ прямоугольной конструкции</i>											
КУП 130/5	2 000	0,50	130,0	6ДКРН74/160	6 660	72 000	345	270	22,7	2,00	10,10
КУП 170/5	2 500	0,50	172,0	8ДКРН74/160-2	8 880	96 000	345	275	21,2	2,10	13,10
КУП 900/5	18 000	0,50	892,0	ГТД	10 064	358 000	352	230	36,2	5,65	37,50
КУП 300/5	3 000	0,50	305,0	7ДКРН74/160	6 475	72 000	360	—	—	—	14,00

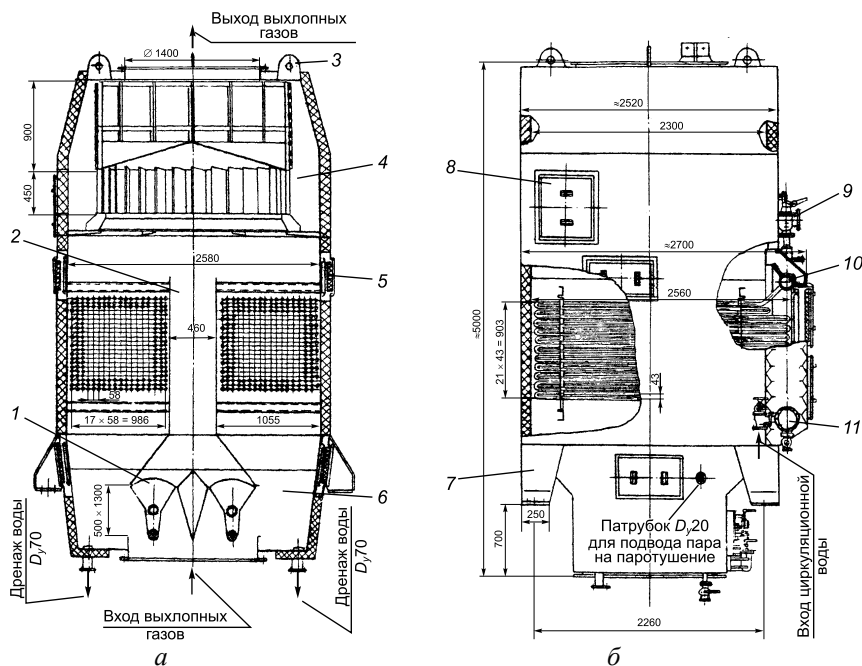


Рис. 3.61. Котел-утилизатор КУП 170/5 паропроизводительностью 2,5 т/ч [26]:

*a* – поперечный разрез; *б* – вид сбоку; 1 – газорегулирующая заслонка; 2 – газоперепускной короб; 3 – обух; 4 – искроулавливатель; 5 – лаз; 6 – приемная камера искроулавливателя; 7 – горизонтальная опора; 8 – лазный клапан; 9 – предохранитель-коллектор; 10 – выходной коллектор; 11 – входной коллектор.

Трубная часть КУ состоит из двух самостоятельных парообразующих пакетов, расположенных по обе стороны газоперепускного короба 2. Разделение на два пакета позволяет обеспечить широкий диапазон регулирования паропроизводительности, а также дает возможность генерировать пар во второй половине при выходе из строя одного из змеевиков. Каждый парообразующий пакет состоит из 18 параллельных 20-ходовых змеевиков из труб 29×3 мм, приваренных к нижнему (входному) 11 и верхнему (выходному) 10 коллекторам. Змеевики с помощью специальных кронштейнов и планок крепятся к опорной раме. Между собой змеевики не связаны, что обеспечивает возможность выема отдельного змеевика без разборки всего пакета. Демонтаж пакета испарителя может быть произведен без нарушения обшивки и изоляции, так как пакет выполнен заодно с передней стенкой кожуха. Кожух КУ выполнен однослойным, из листовой и профильной стали. Наружные поверхности кожуха покрываются изоляцией толщиной 100 мм из совелитовых плит и облицовываются оцинкованным железом. Для осмотра состояния, чистки и ремонта газорегулирующих заслонок 1, труб испарителя и искроулавливателя 4 предусмотрены лазы и съемные щиты на кожухе. Для уменьшения протечек газа в районе расположения лазов кожух выполнен двухслойным. Кроме

парогенератора в состав КУ входит горизонтальный сепаратор пара  $\varnothing 1000$  мм, питательный и циркуляционный насосы, необходимая арматура и контрольно-измерительные приборы, регуляторы питания и поддержания давления пара в сепараторе.

Выхлопные газы двигателя поступают в приемную газорегулирующую камеру 6 КУ, где происходит перераспределение газового потока регулирующими заслонками 1. При закрытых газовых заслонках весь поток выхлопных газов проходит через змеевики парообразующих пакетов испарителя и, отдав часть тепла циркулирующей в змеевиках воде, направляется через искроулавливатель 4 в дымовую трубу. Питание сепаратора осуществляется питательным насосом автоматически регулятором питания. Вода подается в количестве, необходимом для поддержания постоянного уровня воды в сепараторе.

Котлы-утилизаторы прямоугольной компоновки могут выполняться для двигателей различной мощности.

Рост мощностей главных двигателей привел к значительному росту располагаемой теплоты выхлопных газов, что позволило получать в больших количествах пар довольно высоких параметров и использовать его в утилизационных паровых турбинах. Например, котел-утилизатор прямоугольной компоновки модели КУП 660/7 предназначен для совместной работы с дизелем 9ДКНР 74/160-2 мощностью 10,0 МВт и генерации перегретого пара для работы паротурбинного электрогенератора ТД 400. Расход выхлопных газов двигателя 30 кг/с при температуре 350 °С. Конструктивная схема КУ показана на рис. 3.62. КУП 660/7 включает в себя три поверхности нагрева: пароперегреватель 1, испаритель 2 и экономайзер 3. Поверхности нагрева пароперегревателя (47 м<sup>2</sup>), испарителя (385 м<sup>2</sup>) и экономайзера (180 м<sup>2</sup>) образуются из змеевиков с горизонтальным расположением труб  $\varnothing 29$  мм. Концы змеевиков приварены к входным и выходным коллекторам из труб  $\varnothing 194$  мм. С помощью специальных планок и кронштейнов змеевики крепятся к опорным балкам. Конструкция крепления змеевиков обеспечивает их замену без разборки всего пакета. Все коллекторы расположены внутри КУ, что облегчает уплотнение обшивки, но несколько увеличивает расстояние между пучками, а значит, и высоту КУ. Кожух котла-утилизатора – однослойный, из листовой и профильной стали.

КУ снабжен двумя водообмывочными устройствами 4, расположенными над экономайзером и состоящими из поворотной головки с рукояткой и трубы, установленной на двух кронштейнах. В верхней части КУ находится камера искроулавливания 5, состоящая из сетки-диафрагмы, направляющих лопаток и выгородки, где оседают несгоревшие частицы топлива и сажи, поступающими с выхлопными газами двигателя. Аэродинамическое сопротивление газового тракта котла 2 кПа. КУ имеет горизонтальный выносной сепаратор пара  $\varnothing 1200$  мм.

Питательная вода насосом подается в сепаратор, откуда, смешиваясь с отделившейся от пара водой, циркуляционным насосом подается в верхний (входной) коллектор экономайзера. Подача питательной воды в смеси с кипящей водой увеличивает температуру воды в верхних рядах змеевиков экономайзера, что предохраняет их от низкотемпературной коррозии. Из выходного коллектора экономайзера вода по перепускным трубам попадает в нижний (входной) коллектор испарителя, а образующаяся пароводяная смесь отводится из его

верхнего (выходного) коллектора в сепаратор пара. Насыщенный пар, отделившийся от воды в сепараторе, поступает в верхний коллектор пароперегревателя, проходит по змеевикам, перегревается до  $260\text{ }^{\circ}\text{C}$  и из нижнего (выходного) коллектора отводится к потребителю. Паропроизводительность котла составляет  $5,4\text{ т/ч}$ , давление перегретого пара  $0,65\text{ МПа}$ . Вследствие работы двигателя на дизельном топливе с включениями серы во избежание сернокислотной коррозии поверхностей экономайзера температура уходящих дымовых газов принята равной  $210\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что приводит к сравнительно низкому КПД котла-утилизатора –  $42\%$ .

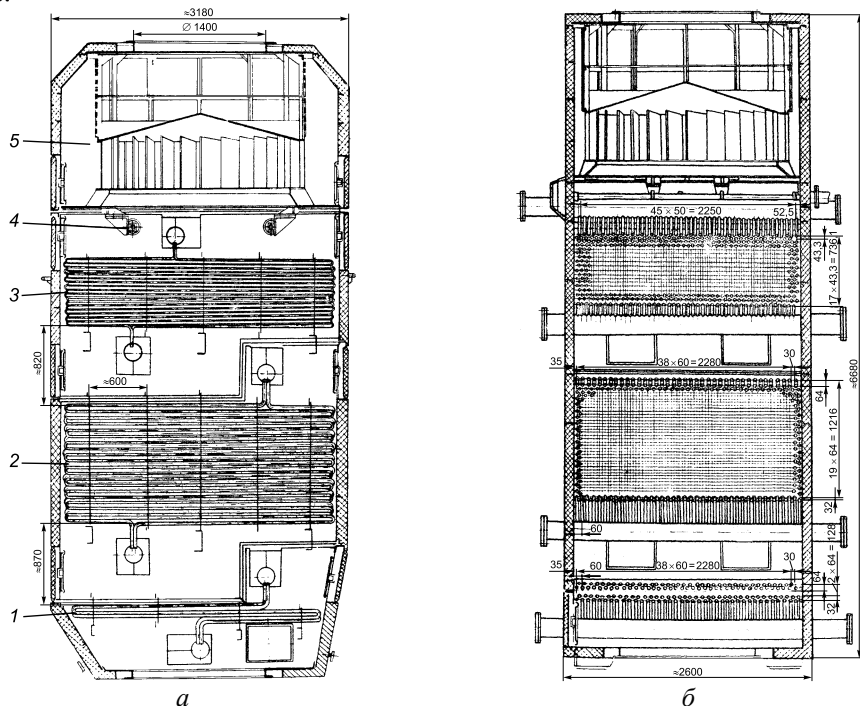


Рис. 3.62. Котел-утилизатор КУП 660/7 паропроизводительностью  $5,4\text{ т/ч}$ :  
 а – продольный разрез; б – поперечный разрез; 1 – трубный пучок пароперегревателя; 2 – парообразующий пучок; 3 – экономайзер; 4 – водообмывочное устройство; 5 – камера искроулавливания.

## 8. КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

### 8.1. Взаимосвязь конструкций КУ и характеристик отходящих газов печей

Конструкция и режимные характеристики КУ взаимосвязаны и определяются особенностями технологических процессов. Многообразие конструкций КУ зависит от ряда факторов, таких, как уровень температур отходящих газов, их химический состав, наличие уноса и др. [6, 32]. Выбор параметров пара для

КУ обусловлен свойствами теплоносителя, его энтальпией и возможностями использования теплоты на технологические нужды, теплоснабжение или выработку электроэнергии. Использование имеющихся конструкций КУ для альтернативных теплоносителей (отходящих газов) возможно лишь после проведения поверочных тепловых, аэродинамических и гидравлических расчетов.

Важной особенностью отходящих производственных газов в некоторых случаях является содержание в них полидисперсного уноса с преобладанием очень мелких частиц, находящихся в твердом, жидком и газообразном состояниях. Технологический унос образуется в результате выноса газовым потоком мелких частиц шихты, окалины, расплавленного металла или шлака, а также испарения и возгонки металла в плавильных металлургических печах. Образовавшиеся при плавлении возгоны уносятся из рабочей камеры отходящими газами и далее при снижении температуры в них конденсируются с образованием мелкодисперсных жидких и твердых частиц, измеряемых долями микрометра. Указанные особенности отходящих газов должны быть учтены при использовании их теплоты в КУ. В табл. 3.26 для примера приведены основные характеристики отходящих газов, на которых работают КУ в цветной металлургии.

Температура отходящих газов и наличие в них пылевидного уноса позволяют определить, к какой группе может быть отнесен КУ: высокотемпературной ( $\theta_{\text{кв}} > 1000 \text{ }^\circ\text{C}$ ) или низкотемпературной ( $\theta_{\text{кв}} < 1000 \text{ }^\circ\text{C}$ ), с чистыми или загрязненными газами. Высокий температурный уровень и наличие в газах пылевидных частиц определяют конструкцию агрегата с радиационной камерой, которая служит для использования теплового излучения (эффективного при высокой температуре), и обеспечения охлаждения пылевидных частиц до температуры ниже точки размягчения уноса. В большинстве случаев особенностью технологического уноса является значительное содержание в нем мельчайших частиц (размером 5–10 мкм). Тонкодисперсный унос характерен для отходящих газов шлаковозгоночных печей цветной металлургии, мартеновских печей и сталеплавильных конверторов черной металлургии, содорегенерационных установок в целлюлозно-бумажной промышленности. В отходящих газах могут содержаться также относительно крупные частицы, способные вызвать эрозионный износ поверхностей нагрева.

Большую роль, особенно для сильнозапыленных газов (больше  $10 \text{ г/м}^3$ ), играют аэродинамическая форма газопроводов и характер расположения в них труб; от этих конструктивных особенностей установки зависят быстрота износа труб, скорость и плотность отложений. Если уходящие газы содержат твердую эрозионную пыль, то омывание труб должно быть продольным, а скорости газов низкими.

С целью уменьшения коррозии давление пара в котельных элементах должно быть таким, чтобы температура насыщенного пара была выше точки росы в газах. В таких котлах, как правило, нет экономайзеров и воздухоподогревателей. В существующих конструкциях применяют принудительную, естественную и смешанную циркуляцию пароводяной смеси. Выбор способа циркуляции пароводяной смеси имеет свои особенности. В большинстве случаев в технологических линиях площади для установки котлов ограничены, поэтому с целью обеспечения компактности поверхностей нагрева используют принудительную циркуляцию.

Таблица 3.26

**Характеристики отходящих газов, используемых в котлах-утилизаторах для цветной металлургии**

Технологический процесс	Расход газов, (м <sup>3</sup> /ч)·10 <sup>3</sup>	Состав газов, %						Температура газов, °С	Запыленность газов, г/м <sup>3</sup>
		CO <sub>2</sub>	CO	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>		
Обжиг в кипящем слое	12–16	–	–	0–10,0	5–8	3–4	75–78	802–852	150–200
Шахтная медная пиритная плавка	40–80	6–12	–	2,0–5,0	5–6	8–10	74–76	602–702	от 0,8–1,0 до 9,5–12,0
Отражательная медная плавка	80–120	13–16	0–1,0	0,5–2,0	8–17	0,5–3,0	70–75	1202–1302	20–30
Кислородная взвешенная медная плавка	12–15	–	–	75,0–85,0	–	3–5	10–20	1202–1402	200–250
Конвертирование медных штейнов	20–40	–	–	10,0–18,0	0,1–1,4	0,3–7,0	80–85	452–602	3,0–3,5
Огневое рафинирование меди	8–15	11–13	0–0,5	0–0,1	8–10	0–3	74–76	1177–1202	1–2
Шахтная никелевая плавка	60–80	9–19	5,0–21,0	0,1–0,2	1–2	0,5–8,0	70–75	152–752	от 0,8–1 до 9,5
Шахтная свинцовая плавка	12–20	10–13	1,5–20,0	0,1–0,2	1–2	1–10	70–75	102–602	от 0,8–1 до 9,5
Фьюмингование шлаков	40–50	12–14	0–12,0	0,05–0,30	6–10	0–3	65–75	1152–1252	–

В черной и цветной металлургии большинство КУ устанавливаются за металлургическими печами. В черной металлургии выбор параметров пара определяется прежде всего тепловой схемой его использования, в основном они составляют 1,8 и 4 МПа с небольшим перегревом (350–440 °С). На предприятиях цветной металлургии, сордерегенерационной и серноокислотной промышленности в отходящих газах печей содержатся оксиды серы и другие коррозионно-активные вещества. Давление охлаждающей среды выбирается из условий, при которых температура поверхностей нагрева КУ будет выше точки росы дымовых газов. Так, например, для отходящих газов печей с кипящим слоем при обжиге серного колчедана, цинковых концентратов температура

точки росы достигает 200–220 °С, для кислородно-взвешенной плавки – 220 °С и даже 250–260 °С. Исходя из этого нижний предел давления для охлаждающей воды устанавливается 4 МПа, что соответствует минимальной температуре 265 °С при насыщении. Верхний предел давления ограничивается условиями рационального использования пара, надежностью работы металла труб и технико-экономическими показателями. В частности, давление пара повышается при направлении его в паровые турбины с целью выработки электроэнергии.

Паропроизводительность КУ не может быть жестко регламентирована, так как она полностью определяется тепловой мощностью теплотехнологического устройства.

## 8.2. Характеристики и конструкции газотрубных КУ [6]

**КУ горизонтальной компоновки.** Газотрубные КУ широко распространены во многих отраслях промышленности. Продукты сгорания (отходящие технологические газы) в этих КУ проходят внутри труб, размещенных в водяном объеме барабана. Эти котлы не требуют специальной обмуровки, характеризуются высокой газоплотностью, простотой изготовления, монтажа, обслуживания и пониженными требованиями к питательной воде.

К основным недостаткам КУ подобного типа относятся низкий коэффициент использования теплоты отходящих от технологических агрегатов газов (50–60 %), низкий паросъем с единицы поверхности нагрева (не более 12 кг/(м<sup>2</sup>·ч)), высокий удельный расход металла на выработку пара (до 8 кг/(кг/ч)). К недостаткам следует также отнести низкий уровень давления вырабатываемого пара (всего 1,5–2,0 МПа) из-за большого диаметра цилиндрического корпуса (барабана), ограниченный пропуск отходящих газов – не более 30–40 тыс. м<sup>3</sup>/ч. Кроме того, внутренние поверхности труб, газотрубных котлов быстро заносятся уносом, поэтому необходимо применять частые чистки труб с затратой значительного количества ручного труда и времени (5–6 ч). В связи с этим применение газотрубных котлов для использования низкотемпературных производственных газов целесообразно лишь для установок небольшой мощности.

Основные теплотехнические и конструктивные характеристики горизонтальных одно- и двухбарабанных газотрубных КУ приведены в табл. 3.27, а вертикальных – в табл. 3.28. В типоразмерах газотрубных котлов в таблицах буквы означают: Г – горизонтальный; В – вертикальный; Б – с дополнительным барабаном-сепаратором; И – с испарительным предвключенным пучком; Э – с экономайзером; П – с пароперегревателем; С – для охлаждения серных газов. Для газотрубных энерготехнологических агрегатов буквы дополнительно обозначают: Т – с топкой; Ц – с циклонной камерой сгорания. Все газотрубные котлы имеют естественную циркуляцию. Цифра после букв Г и В означает площадь поверхности нагрева газотрубного котла (м<sup>2</sup>).

К газотрубным горизонтальным однобарабанным КУ с естественной циркуляцией относятся агрегаты типов Г-250, Г-250П, Г-345, Г-345П, Г-550П и др., предназначенные для выработки насыщенного, а при наличии пароперегревателя – перегретого пара за счет использования теплоты технологических газов.

На рис. 3.63 показан котел Г-250П с пароперегревателем, расположенным во входной камере котла. Площадь испарительной поверхности нагрева котла

250 м<sup>2</sup>. Отходящие газы технологического агрегата поступают во входную камеру, омывают пароперегреватель, проходят через трубы и через выходную камеру удаляются в атмосферу. Испарительная поверхность нагрева выполнена из труб 50×3 мм. В верхней части барабана расположено сепарационное устройство, представляющее собой пароприемный короб и дырчатые листы. Пароперегреватель змеевикового типа расположен горизонтально и выполнен из труб 32×3 мм. Питательная вода поступает в барабан котла через подводящую трубу; насыщенный пар по паропроводу подводится к пароперегревателю.

Таблица 3.27

**Характеристики газотрубных КУ горизонтальной компоновки**

Модель котла	D <sub>н</sub> , т/ч	Параметры пара		Параметры дымовых газов			Поверхности нагрева, м <sup>2</sup>	
		p <sub>0</sub> , МПа	t <sub>0</sub> , °С	V <sub>г</sub> , тыс. м <sup>3</sup> /ч	θ <sub>ку</sub> , °С	θ <sub>ух</sub> , °С	F <sub>исп</sub>	F <sub>пп</sub>
Г-250	3,20	1,4	194	16,0	600	270	250	–
Г-345П	7,90	1,4	260	40,0	600	250	345	10,0
Г-550П	11,60	1,4	280	55,0	600	240	550	18,0
Г-1240БЦИ	57,00	2,4	223	27–37 <sup>3)</sup> 77,8 <sup>4)</sup>	1074	160	1240 + + 52,5	–
Г-420 <sup>1)</sup>	1,00	0,5	151	I – 7,26 II – 7,55	I – 280 II – 240	155	I – 210 II – 210	–
Г-420БПЭ <sup>2)</sup>	25,00	1,5	250	56,2	900	105	420	5,7
КУН-22/13	22,00	1,4	230	54,0	800	245	332	6,0
КУН-24/16	24,00	1,6	250	56,2	1175	525	354	5,7
КУГ-66	7,90	1,3	275	–	–	–	485	18,0
Г-175БТ	9,50	1,4	194	2,0–3,0 <sup>3)</sup> 82 <sup>4)</sup>	1280	160	175	–
Г-330Б	8,60	1,4	194	15,0	1200	320	330	–
Г-330БИ	9,50	1,4	194	15,0	1200	310	330 + 15	–
Г-445Б	14,80	1,4	194	25,0	1200	280	445	–
Г-445БИ	15,70	1,4	194	25,0	1200	250	460 + 15	–
Г-660Б	21,50	1,4	194				660	–
Г-335БП	22,00	1,5	250	56,0	900	250	330	5,7
Г-620БТ	19,00	1,4	194	10,2 <sup>3)</sup> 25,2 <sup>4)</sup>	1010	282	620	–
Г-710БЦ	24,58	1,3	194	12,7 H <sub>2</sub> S 19,8 O <sub>2</sub>	1024– 1300	344– 370	–	–

<sup>1)</sup> – котлы имеют две ступени испарительных поверхностей нагрева: I – первая ступень; II – вторая ступень; <sup>2)</sup> – котел имеет экономайзер с поверхностью нагрева 500 м<sup>2</sup>; <sup>3)</sup> – расход сжигаемого газа; <sup>4)</sup> – расход газа через трубные пучки (котел).



Таблица 3.28

**Характеристики газотрубных КУ вертикальной компоновки**

Модель котла	$D_{\text{н}}$ , т/ч	Параметры пара		Параметры дымовых газов			Поверхности нагрева, м <sup>2</sup>	
		$p_0$ , МПа	$t_0$ , °С	$V_{\text{г}}$ , тыс. м <sup>3</sup> /ч	$\theta_{\text{кв}}$ , °С	$\theta_{\text{ух}}$ , °С	$F_{\text{исп}}$	$F_{\text{шт}}$
В-330Б	4,00	1,4	194	40,00	400	240	330	—
В-460Б	6,60	1,4	194	60,00	400	225	460	—
В-90Б	5,00	0,8	170	25,00	850	560	90	—
Н-89	5,00	0,8	170	25,00	850	560	89	—
Н-180	5,00	0,8	170	32,60	420	180	180	—
Н-220	1,40	0,5	151	9,43	650	250	220	—
Н-380	4,86	0,3	143	15,00	750	240	384	—
Н-433	9,40	0,5	151	62,50	430	180	433	—
Н-495	4,10	1,4	191	12,60	580	300	495	—
ГТКУ-6/40	7,10	3,9	249	10,00	850	420	186,6 + 24,5	—
ГТКУ-10/40	10,20	3,9	440	19,40	950	450	306 + 18,5	17,8
ГКТУ-25/40	23,60	3,9	440	43,97	1375	775	617 + 32	39,7
КУ в установке конверсии метана и СО	9,45	0,6	—	45,00	400	—	460	—

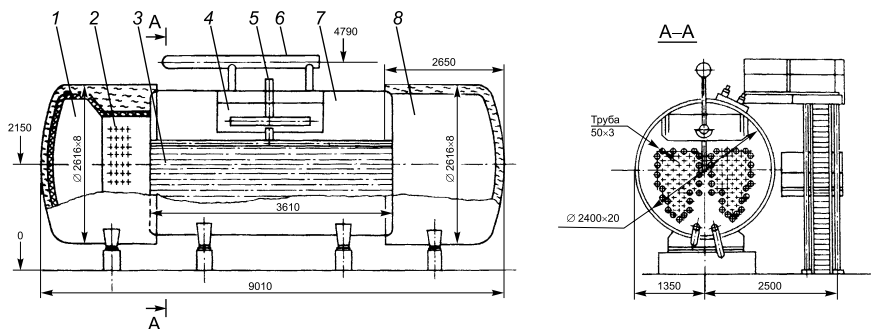


Рис. 3.63. Котел-утилизатор Г-250П [6]:

1 – входная камера; 2 – пароперегреватель; 3 – испарительная поверхность; 4 – сепарационное устройство; 5 – подвод воды; 6 – отвод пара; 7 – барабан; 8 – выходная камера.

Горизонтальные газотрубные КУ Г-150, Г-420, Г-950 используют для охлаждения технологических газов с целью конденсации паров серы и выработки насыщенного пара в процессе обезвреживания сбросных сероводородных газов. На рис. 3.64 показан КУ Г-420. Испарительная поверхность расположена в барабане и по ходу газов разделена на две отдельные равные

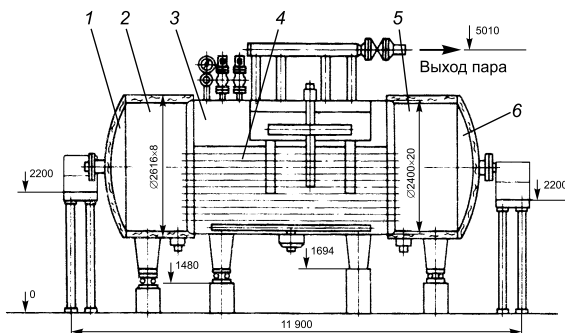


Рис. 3.64. Котел-утилизатор Г-420 [6]:

1 – входная газовая камера; 2, 5 – разделительные перегородки; 3 – барабан; 4 – дымогарные трубы; 6 – выходная газовая камера.

Котлы-утилизаторы относятся модели Г-145Б, Г-330БИ, Г-445БИ, Г-660БИ, Г-1030Б и др., предназначенные для выработки насыщенного пара. В этих КУ испарительные поверхности выполнены из труб  $50 \times 3$  мм и расположены в нижнем барабане. К торцам испарительного барабана на сварке крепятся входная и выходная газовые камеры. В верхнем барабане-сепараторе размещено сепарационное устройство, состоящее из дырчатых листов, расположенных в два ряда, и пароприемного потолка. Сепарационный и испарительный барабаны соединены между собой по пару и воде. Предвключенная поверхность испарительного пучка выполнена из труб  $\varnothing 38$  мм и включена в выносной сепарационный циклон диаметром  $\varnothing 377$  мм.

К горизонтальным газотрубным двухбарабанным котлам относится Г-420БПЭ, предназначенный для выработки перегретого пара за счет использования теплоты нитрозных газов в схеме получения слабой азотной кислоты (рис. 3.65). Котел с естественной циркуляцией. Поверхность нагрева (трубы  $50 \times 3$  мм) расположена в нижнем барабане, который по греющим газам является двухходовым. К испарительному барабану крепятся входная, поворотная и выходная газовые камеры. В верхнем барабане имеется паросепарационное устройство. Верхний и нижний барабаны соединены между собой по воде и пару. Пароперегреватель расположен в конусном переходе, по которому к КУ подводятся нитрозные газы. На наружной поверхности поворотной и выходной газовых камер установлены змеевики, предназначенные для разогрева металла камер паром во избежание конденсации из нитрозных газов азотной кислоты во время пуска и останова КУ. Экономайзер устанавливается отдельно.

Котел Г-105/300БТ (рис. 3.66) с газотрубными испарительными поверхностями нагрева является составной частью системы с энерготехнологическим теплоиспользованием. Этот котел предназначен для обезвреживания сбросных сероводородных газов путем их сжигания и охлаждения продуктов сгорания с целью получения элементарной серы и использования теплоты для выработки технологического пара. В котле имеются две газотрубные испарительные поверхности нагрева. Первая ступень имеет площадь поверхности  $150 \text{ м}^2$  и выполнена из труб  $50 \times 3$  мм, вторая ступень –  $300 \text{ м}^2$  и выполнена из труб  $32 \times 3$  мм.

ступени. Входная и выходная газовые камеры снабжены разделительными перегородками и штуцерами с паровым обогревом для отвода жидкой серы. Сепарационное устройство расположено внутри парового объема барабана и выполнено в виде пароприемного щелевого короба и дырчатых листов.

К группе газотрубных горизонтальных двухбарабанных с вынесенным барабаном-сепаратором котлов-утилизаторов относятся модели Г-145Б, Г-330БИ, Г-445БИ, Г-660БИ, Г-1030Б и др., предназначенные для выработки насыщенного пара. В этих КУ испарительные поверхности выполнены из труб  $50 \times 3$  мм и расположены в нижнем барабане. К торцам испарительного барабана на сварке крепятся входная и выходная газовые камеры. В верхнем барабане-сепараторе размещено сепарационное устройство, состоящее из дырчатых листов, расположенных в два ряда, и пароприемного потолка. Сепарационный и испарительный барабаны соединены между собой по пару и воде. Предвключенная поверхность испарительного пучка выполнена из труб  $\varnothing 38$  мм и включена в выносной сепарационный циклон диаметром  $\varnothing 377$  мм.

Испарительные поверхности объединены паросборником в один циркуляционный контур. Горелочное устройство для подачи сероводородного газа расположено на фронтальной стенке топки. Там же размещена вспомогательная горелка природного газа для растопки и подсвечивания. Промежуточная и выходная газовые камеры снабжены штуцерами с паровым обогревателем.

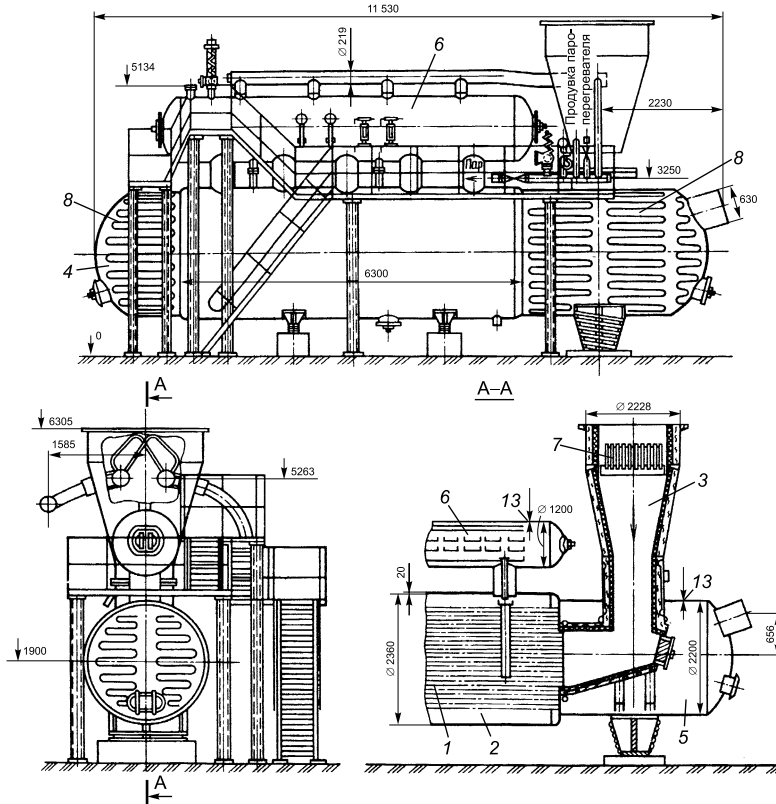


Рис. 3.65. Котел-утилизатор Г-420БПЭ [6]:

1 – газотрубная поверхность нагрева; 2 – нижний барабан; 3 – входная газовая камера; 4 – поворотная газовая камера; 5 – выходная газовая камера; 6 – верхний барабан; 7 – пароперегреватель; 8 – змеевики для разогрева металла поворотной и выходной газовых камер.

**КУ вертикальной (башенной) компоновки.** Котлы-утилизаторы типов В-330Б, В-460Б, Н-89, Н-180, Н-433 предназначены для использования теплоты конверторных газов и выработки насыщенного пара для технологических и бытовых нужд предприятия (табл. 3.28). Котлы В-330Б и В-460Б – газотрубные, с естественной циркуляцией, вертикальные с вынесенным паросборником. Испарительная часть котла В-460Б (рис. 3.67) представляет собой барабан с плоскими отбортованными днищами и приваренными к ним испарительными трубами.

Для улучшения естественной циркуляции барабан устанавливают под углом  $10^\circ$  относительно вертикальной оси. Для подвода и отвода газов

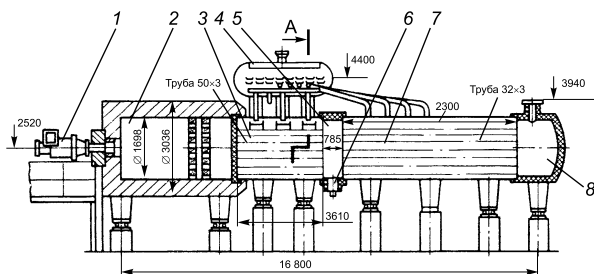


Рис. 3.66. Котел-утилизатор Г-105/300БТ [6]:  
 1 – горелочное устройство; 2 – топочная камера; 3, 7 – трубчатые поверхности нагрева; 4 – паросборник; 5 – промежуточная газовая камера; 6 – штуцер; 8 – выходящая газовая камера.

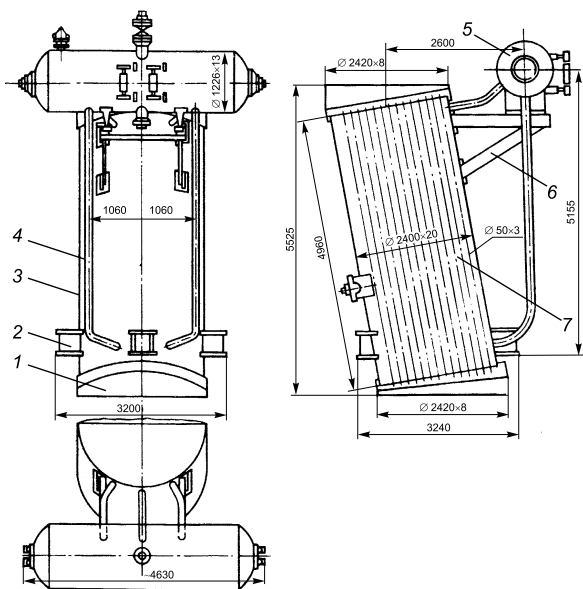


Рис. 3.67. Котел-утилизатор В-460Б [6]:  
 1 – нижнее днище; 2 – опоры; 3 – испарительный барабан; 4 – опусные трубы; 5 – сепарационный барабан; 6 – кронштейн; 7 – испарительная поверхность.

предусмотрены газовые патрубки, приваренные к верхнему и нижнему днищам барабана. В сепарационном барабане размещено сепарационное устройство в виде дырчатых листов и отражателя. Паросборник установлен на двух опорах (подвижной и неподвижной), приваренных к кронштейнам. Питательная вода поступает в верхний барабан, а из него по трем опусным трубам – в испарительный барабан. Пароводяная смесь по трубам направляется в сепарационный барабан. Испарительный барабан опирается на четыре опоры. Котлы серии Н по конструктивному оформлению и принципу выработки пара сходны с котлом В-460Б.

Вертикальные газотрубные котлы не получили широкого применения в промышленности из-за определенных конструктивных и эксплуатационных недостатков: возможности запаривания верхних плоских днищ, ненадежного крепления труб в трубных досках, невозможности обеспечения стабильного охлаждения трубных досок и др.

### 8.3. Водотрубные змеевиковые КУ

АО «Белэнергомаш» (г. Белгород) выпускает серию водотрубных КУ, которая включает шесть типоразмеров: КУ-40-1, КУ-60-2, КУ-80-3, КУ-100-1, КУ-125 и КУ-150. Основные теплотехнические и конструктивные характеристики водотрубных конвективных змеевиковых КУ приведены в табл. 3.29.

Таблица 3.29

**Характеристики котлов-утилизаторов водотрубного типа  
АО «Белэнергомаш» [6]**

Модель котла	$D_{н}$ , т/ч	Параметры пара		Параметры дымовых газов			Поверхности нагрева, м <sup>2</sup> $F_{исп}/F_{пп}/F_{эк}$
		$p_0$ , МПа	$t_0$ , °C	$V_1$ , тыс. м <sup>3</sup> /ч	$\theta_{ку}$ , °C	$\theta_{ух}$ , °C	
КУ-40-1	12,9	4,5	385	40,0	850	248	372/43,5/185
	13,0	1,8	375	40,0	850	248	372/43,5/185
КУ-60-2 <sup>1)</sup>	19,0	4,5	392	60,0	850	252	I – 46/70/247
	12,8	4,5	370		650	242	II – 173/70/247
	19,9	1,8	366		850	229	III – 192/70/247
	13,8	1,8	340		650	217	IV – 175/70/247
КУ-80-3 <sup>1)</sup>	25,8	4,5	385	80,0	850	248	I – 60/87/370
	17,3	4,5	365		650	239	II – 219/87/370
	26,9	1,8	358		850	227	III – 244/87/370
	18,4	1,8	336		650	216	III – 221/87/370
КУ-100-1 <sup>1)</sup>	32,6	4,5	382	100,0	850	242	I – 85/110/460
	21,8	4,5	363		650	220	II – 285/110/460
	33,9	1,8	360		850	242	III – 315/110/460
	23,2	1,8	339		650	220	IV – 295/110/460
КУ-125 <sup>1)</sup>	40,8	4,5	385	125,0	850	215	I – 110/144/615
	27,4	4,5	365		650	235	II – 370/144/615
	42,4	1,8	365		850	198	III – 410/144/615
	29,4	1,8	341		650	198	IV – 380/144/615
КУ-100Б-1	32,5	1,8	395	100,0	850	235	592/137/497
	23,3	1,8	368		650	222	
	17,3	1,8	348		550	217	
КУ-150	50,5	4,5	393	150,0	850	213	1459/166/721
УЭЧМ-34	6,0	1,1	183	34,2	650–400	189–181	242/–/61,5
УЭЧМ-67	8,0	1,3	131	67,0	400	190	770 <sup>2)</sup> /–/–
КСТ-80	25,0	4,0	450	77,6	800	160	1263/159/870
КСТК-25/39С-1	25,0	4,0	420/440	82,3	800	160/180	1263/135/1180
КСТК-35/40-100	32,4	4,0	440	100,0	800	170	2900/357/1600

<sup>1)</sup> – параметры рабочих сред указываются для четырех значений  $F_{исп}$  пакетов испарителя, которыми может оснащаться КУ; <sup>2)</sup> – значение указано для суммарной поверхности нагрева испарителя и экономайзера.

Котлы предназначены для установки за металлургическими и другими технологическими печами с целью использования физической теплоты отходящих газов для выработки перегретого пара энергетических или производственных

параметров. Аналогично описанным в предыдущих разделах водогрейным котлам-утилизаторам для ГТУ в этих моделях теплообменные поверхности элементов котла также выполняются из змеевиковых трубных секций, однако в связи с запыленностью дымовых газов трубы не имеют наружного оребрения. Обозначения типоразмеров котлов содержат цифры, указывающие максимальный расход продуктов сгорания, на который рассчитан котел, в тыс. м<sup>3</sup>/ч (40, 60, 80, 100, 125 и 150), и индексы 1, 2, 3, указывающие номер модификации. Максимальная длительная температура газов на входе в котлы этой серии 850 и 650 °С. Параметры вырабатываемого пара 4,5 МПа/380 °С или 1,8 МПа/380 °С. Компоновка поверхностей нагрева П-образная. Все поверхности змеевикового типа скомпонованы в секции, а секции в блоки. Типоразмеры котлов серии различаются шириной, т. е. числом параллельно включенных змеевиков в секциях и длиной змеевиков. Последовательность включения элементов котла показана на принципиальной схеме котла КУ-80-3 (рис. 3.68). В подъемной шахте по потоку дымовых газов расположены первая испарительная секция, пароперегреватель, вторая испарительная секция и второй пакет третьей испарительной секции. В опускном газоходе расположены первый пакет третьей испарительной секции и две секции экономайзера. Питательная вода после экономайзера поступает в барабан котла, откуда с помощью циркуляционных насосов через шламоуловитель подается в три параллельно включенных испарительных пакета. Пароводяная смесь из испарительных поверхностей нагрева поступает в барабан, а отсепарированный насыщенный пар направляется в пароперегреватель.

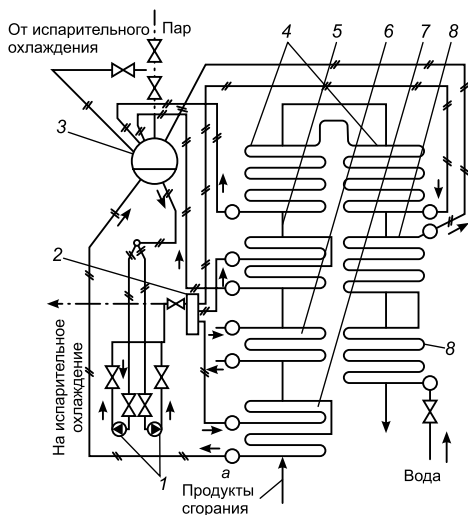


Рис. 3.68. Принципиальная схема котла КУ-80-3 [6]:

1 – циркуляционные насосы; 2 – шламоотделитель; 3 – барабан; 4 – третья испарительная секция; 5 – вторая испарительная секция; 6 – пароперегреватель; 7 – первая испарительная секция; 8 – экономайзер.

Делением испарительной системы котла с принудительной циркуляцией на две-три секции, включенные по воде параллельно, удается в 6–8 раз снизить необходимое давление и мощность циркуляционных насосов. Соотношение длины змеевиков каждой секции подбирается так, чтобы их гидравлическое сопротивление было примерно одинаковым. Движение газового потока и пара в КУ с расходами газов  $(60 \div 120) \cdot 10^3$  м<sup>3</sup>/ч при давлении пара 4,5 МПа противоточное – пар проходит последовательно блоки пароперегревателя; при давлении 1,8 МПа движение дымовых газов и пара также противоточное, но блоки по пару включены параллельно.

В барабане котла размещено сепарационное устройство, состоящее из циклонов с подводящими патрубками и дырчатого потолка с перфорированной пароводящей трубой. Шламоуловитель представляет собой фильтр

из проволочной сетки или дырчатой решетки из нержавеющей стали. Для осмотра и замены фильтрующие элементы могут быть вынуты через нижний фланец.

Другая модель водотрубного КУ котел КУ-100Б-1 – одnobарабанный, с многократной принудительной циркуляцией. Змеевиковые конвективные поверхности нагрева по ходу продуктов сгорания расположены следующим образом: первая секция испарительной поверхности нагрева, пароперегреватель, вторая и третья секции испарительной поверхности и экономайзер. Все поверхности нагрева выполнены из труб одного размера (28×3 мм, из стали 20). Испарение в котле одноступенчатое. Паросепарация осуществляется внутриводотрубными циклонами. Котел рассчитан на работу при давлении 1,8 МПа. Для очистки поверхностей нагрева применена дробеочистка со скиповым подъемником дробы.

Для охлаждения отходящих продуктов сгорания обжиговых печей используют паровые безбарабанные КУ типа УЭЧМ-34 и УЭЧМ-67 (их характеристики приведены в табл. 3.29) с многократной принудительной циркуляцией, разработанные Укрэнергочерметом (УЭЧМ) (г. Харьков). Поверхности нагрева расположены в вертикальном газоходе. Змеевики конвективных поверхностей нагрева расположены горизонтально и выполнены из труб 32×3 мм. Сепарация пара осуществляется в вертикально расположенных выносных циклонах 426×11 мм. В котле УЭЧМ-34 имеются три, а в УЭЧМ-67 – четыре циклона. Подвод продуктов сгорания верхний. Они последовательно омывают испарительные поверхности нагрева и экономайзер.

### Литература

1. Сидельковский Л. Н., Юренин В. Н. Котельные установки для промышленных предприятий. – М.: Энергоиздат, 1988. – 527 с.
2. Теплотехника / Швец И. Т., Толубинский В. И., Алабовский А. Н. и др. – К.: Вища школа, 1976. – 518 с.
3. Частухин В. И., Лабутич А. А. Промышленные котлоагрегаты. – К.: Изд-во КТИПП, 1993. – 367 с.
4. Оликер И. И., Пермяков В. А. Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях. – Л.: Энергия, 1971. – 184 с.
5. Тепловые и атомные электрические станции (справочник) / Под ред. Григорьева В. А. и Зорина В. М. – М.: Энергоиздат, 1982. – 624 с.
6. Котлы-утилизаторы и энерготехнологические агрегаты / Под ред. Сидельковского Л. Н. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 271 с.
7. Парогазовая установка ПГУ-350 НПО «Турбоатом» / Зарубин Л. А., Симма Ф. Я., Горбачинский С. И. и др. // Теплоэнергетика. – 1992. – № 9. – С. 9–14.
8. Горбаненко А. Д., Морозов О. В. Сжигание природного газа в забалластированном окислителе // Теплоэнергетика. – 1991. – № 3. – С. 31–33.
9. Испытания блока дожигающих устройств ГТ-25-700 на Якутской ГРЭС / Акулов В. А., Бутовский Л. С., Жемчугов В. И. и др. // Теплоэнергетика. – 1981. – № 5. – С. 48–51.
10. Горелочное устройство для котла-утилизатора ПГУ-800 / Горбаненко А. Д., Морозов О. В., Тумановский А. Г. и др. // Теплоэнергетика. – 1989. – № 5. – С. 54–57.
11. Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 584 с.

12. Фреминг Д., Хьялмерсон Л., Хаушменд М. Применение КУДН для гарантированного пароснабжения при комбинированной выработке тепла и электроэнергии // *Мировая электроэнергетика*. – 1995. – № 1. – С. 32–35.
13. GT 26 repowers Rheinhafen / Brandauer M. etc. // *Проспект компании ABB Power Generation*. – 6 p.
14. Bachmann R., Schulz R. KA24-1 ICS™ – market success for a standardized power plant // *ABB Review*. – 1999. – № 3. – P. 4–11.
15. Canadian boiler firm looks to Europe to boost their market // *Turbomachinery International*. – 2000. – № 6. – P. 26–27.
16. Jeffs E. Heat recovery from compressor drivers boots combined cycle output // *Turbomachinery International*. – 1999. – Vol. 40, № 3. – P. 28–32.
17. Трухний А. Д., Петрунин С. В. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – 24 с.
18. Особенности определения и анализ показателей энергетического модуля в тепловых схемах парогазовых установок / Цанев С. В., Буров В. Д., Соколова М. А. и др. // *Вестник МЭИ*. – 2002. – № 4. – С. 16–24.
19. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Н. В. Кузнецова, В. В. Митора, И. Е. Дубовского, Э. С. Красиной. – М.: Энергия, 1973.
20. Парогазовые установки для компрессорных станций магистральных газопроводов / Арсеньев Л. В., Ходак Е. А., Ромахова Г. А. и др. // *Энергомашиностроение*. – 1989. – № 2. – С. 5–11.
21. Петров Ю. В., Щелоков В. И., Евдокимов С. А., Князьков В. П. и др. Парогазовые и водогрейные котлы в энергетическом комплексе с газовыми турбинами мощностью 6 МВт // *Газотурбинные технологии*. – 2005. – № 2. – С. 22–24.
22. Иваненко В. В., Жуков Г. И. Котлы-утилизаторы для ГТУ и ПГУ // *Тяжелое машиностроение*. – 1995. – № 7. – С. 19–20.
23. Петров Ю., Чуканов А., Зелинский А. Утилизационные котельные установки для ГТЭ-110 // *Газотурбинные технологии*. – 2003. – № 6. – С. 40–43.
24. Heat Recovery Steam Generation Рекламные материалы. ABB Energeticke systemy, Brno Czech Republic.
25. Steam Heat Electricity // *Информационные материалы фирмы Standardkessel*. – 1996. – № 4. – 19 p.; 1997. – № 5. – 19 p.
26. Янов Л. И. Конструкции судовых утилизационных парогенераторов. – Николаев: Изд-во НКИ, 1975. – 52 с.
27. Резник Н. И., Иванченко В. В. Котлы-утилизаторы ОАО ТКЗ «Красный котельщик» для парогазовых и газотурбинных установок // *Теплоэнергетика*. – 2003. – № 11. – С. 51–53.
28. Тиранов А. В. Теплоутилизаторы Ухтинского экспериментально-механического завода // *Газотурбинные технологии*. – 2004. – № 4. – С. 38–40.
29. Длугосельский В. И., Зубков В. Я. Надстройка водогрейных котельных газотурбинными установками // *Теплоэнергетика*. – 1999. – № 1. – С. 47–50.
30. Bresonick M. Cain raising its sights in cogeneration markets // *Diesel & Gas turbine worldwide*. – 2000. – № 1–2. – P. 10–12.
31. Gas & diesel cogeneration systems. Exhaust heat recovery // *Проспект компании Cain industries*. – 15 p.
32. Воинов А. П., Куперман Л. И., Сушон С. П. Паровые котлы на отходящих газах. – К.: Вища школа, 1983.



# ГАЗОТУРБИННЫЕ ТЭЦ СБРОСНОЙ И УТИЛИЗАЦИОННОЙ СХЕМ

## 1. ПРИМЕНЕНИЕ ГАЗОТУРБИННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ МОДЕРНИЗАЦИИ КОТЕЛЬНЫХ И ТЭЦ

### 1.1. Условия осуществления ГТУ-надстроек

Одним из эффективных направлений применения ГТУ в теплофикации является их совместная работа с водогрейными котлами или паровыми котлами низкого давления. Реализация такого решения обеспечивает ряд преимуществ по сравнению с традиционными котельными: возможность покрытия собственных нужд в электроэнергии, экономию топлива, отпуск электроэнергии внешним потребителям. Кроме такого подхода широкий класс когенерационных систем можно реализовать на базе комбинированных парогазовых установок (ПГУ), высокая эффективность и перспективность которых является общепризнанными. К ним, в частности, относятся установки, в которых выхлопные газы ГТУ направляются в котлы и благодаря высокому коэффициенту избытка воздуха (3–5 и более) возможно осуществление сжигания котельного топлива в потоке горячего воздуха, забалластированного продуктами сгорания топлива. Комбинированные установки такого типа являются достаточно маневренными и позволяют сохранять автономность работы как котлов, так и ГТУ. Появляется возможность сооружения газотурбинных надстроек к действующим котлам, эксплуатируемым в энергетике и различных отраслях промышленности в весьма больших количествах в широком диапазоне мощностей.

Для создания и эффективного использования таких комбинированных установок необходимо выполнение определенных условий. Прежде всего в энергетических ГТУ должен использоваться в качестве основного топлива природный газ, а в качестве резервного топлива может использоваться дизельное топливо. Другим важным требованием для сочетания ГТУ с котлом является равенство (или малое отличие) расходов газов ГТУ и котла (котлов) при номинальных режимах их работы. Необходима также увязка работы газоздушных трактов ГТУ и котла по балансу газов, тепла и теплообмена в поверхностях нагрева котла. Высокая эффективность установки с предвключенной ГТУ обеспечивается следующими техническими решениями и свойствами схемы [1]:

1. Реконструкция осуществляется на базе серийно выпускаемых ГТУ и котлов, в том числе на действующих котлах. Осуществление комбинированного парогазового цикла увеличивает коэффициент полезного использования

топлива (Кит). При сооружении предвключенной ГТУ конструкция паросиловой части станции или котла почти не изменяется.

2. В отопительной котельной появляется собственный источник электроэнергии, в результате чего существенно повышается надежность электро-снабжения котельной, а также тепло- и электроснабжения потребителей.

3. При совместной работе ГТУ и котла коэффициент полезного использования топлива (см. гл. 2 ч. 1) может превысить 90 %.

4. Котел может работать на любом виде котельного топлива (уголь, мазут, природный газ). Возможна автономная работа котла и ГТУ.

В общем виде не представляется возможным установить строгие зависимости оптимальной мощности теплофикационных ГТУ от всех влияющих факторов. При использовании в системе одной–трех теплофикационных ГТУ единичной электрической мощностью от 1 до 20 МВт рекомендуются следующие рациональные области их применения (интервалы расчетной нагрузки потребителей) [2]:

- для ГТУ с котлами-утилизаторами при их работе в базовом режиме – 40–2000 ГДж/ч (10–500 Гкал/ч), при работе в базовом и полупиковом режиме – 16–800 ГДж/ч (4–200 Гкал/ч) и при покрытии всей тепловой нагрузки потребителей – 8–400 ГДж/ч (2–100 Гкал/ч);

- для ГТУ, включенных по сбросной схеме при работе в базовом режиме 60–6000 ГДж/ч (15–1500 Гкал/ч), при работе в базовом и полупиковом режимах – 40–2400 ГДж/ч (10–600 Гкал/ч) и при покрытии всей тепловой нагрузки – 20–1200 ГДж/ч (5–300 Гкал/ч). Как показывает опыт эксплуатации, для обеспечения необходимой надежности теплоснабжения потребителей число теплофикационных ГТУ должно быть не менее двух.

Важным условием широкого применения ГТУ средней и малой мощности для комбинированного производства электрической и тепловой энергии является возможность их установки в действующих котельных при их реконструкции, расширении и модернизации. Для реализации любой схемы теплофикационных ГТУ в котельных требуется:

- разместить на площадке котельной дожимающую газокomppressorную станцию для обеспечения требуемого давления и расхода топливного газа перед камерой сгорания ГТУ;

- обеспечить приемлемые шумовые характеристики работы ГТУ при их размещении вблизи жилой застройки;

- обеспечивать работу ГТУ с противодавлением около 0,1 МПа с учетом аэродинамического сопротивления котлов-утилизаторов и газопроводов, подающих выхлопные газы ГТУ в топку котлов через горелочные устройства.

Один из главных вопросов при модернизации котельной является определение вида основного и резервного топлива. Природный газ выделяется на объекты теплоэлектроснабжения при обязательном наличии резервного топлива либо газоснабжения от двух независимых источников, причем последнее условие практически никогда не обеспечивается. Поэтому районные котельные, как правило, проектируются и эксплуатируются с мазутом в качестве резервного топлива (потребление мазута составляет 20–25 % при его сжигании в наиболее холодное время года). При надстройке котельных ГТУ необходимо предусмотреть сооружение резервуара для резервного газотурбинного (дизельного) топлива.

Для работы ГТУ на природном газе требуется газ высокого давления (1,3–2,5 МПа). Поэтому для котельных, размещаемых в зонах жилой и промышленной застройки, для которых допускается давление в газопроводах не выше 1,2 МПа, необходимо сооружение газокompрессорных дожимающих станций. Минимальные расстояния от газопроводов и газокompрессорных станций с давлением 1,2–2,5 МПа до любых городских сооружений составляет по нормам не менее 500 м.

Для обеспечения взаимозаменяемости котлов целесообразно подключать ГТУ по выхлопным газам ко всем установленным в котельной котлам, если это технически возможно. В тех случаях, когда нет возможности обеспечить сброс выхлопных газов ГТУ в топку всех котлов, те котлы, которые не подключены к сбросным газопроводам ГТУ, целесообразно использовать как пиковые. Наибольшая тепловая экономичность обеспечивается при такой электрической мощности ГТУ, которая соответствует гарантированной в течение всего года тепловой нагрузке. В этом случае в неотапительный период котлы работают без подвода внециклового воздуха, т. е. топливо сжигается только в среде выхлопных газов ГТУ. В течение же отопительного периода в топку котлов, кроме выхлопных газов ГТУ, необходимо подавать еще и воздух от дутьевых вентиляторов. Расчетный коэффициент теплофикации такой мини-ТЭЦ составляет 0,10–0,15. При этом коэффициент использования теплоты топлива достигает 87–90 %, что на 5–7 % выше, чем для теплофикационных ГТУ с котлами-утилизаторами. При выборе же мощности ГТУ исходя из расчетного коэффициента теплофикации на уровне паротурбинных ТЭЦ, т. е. не менее 0,30–0,35, удельный расход топлива на отпуск электроэнергии возрастает примерно в 1,5 раза в связи с неизбежным в этом случае сбросом в неотапительный период части выхлопных газов ГТУ мимо котлов в дымовую трубу без утилизации их тепла и с избытками воздуха выше оптимальных.

## 1.2. Тепловые схемы модернизации отопительных котельных [3]

Утилизация теплоты выхлопных газов ГТУ может быть осуществлена одним из следующих способов:

- установкой теплофикационного экономайзера, используемого при работе ГТУ;
- установкой котла-утилизатора, предназначенного для работы в утилизационном, автономном и комбинированном режимах, со сжиганием практически любого топлива в топке котла при автономном режиме в среде холодного воздуха от вентилятора, а в комбинированном режиме – в среде выхлопных газов ГТУ;
- переводом установленных котлов существующих котельных на сжигание топлива в среде выхлопных газов.

Примером реализации первого способа является тепловая схема Якутской ТЭЦ, построенной в 1971 г. для теплоснабжения г. Якутска. На этой ТЭЦ эксплуатируются четыре ГТУ типа ГТЭ-35 и две типа ГТЭ-45 производства ОАО «Турбоатом». Теплота выхлопных газов утилизируется в газовых подогревателях сетевой воды. Суммарная электрическая мощность станции составляет 230 МВт, максимальная тепловая нагрузка электростанции превышает 300 Гкал/ч.

Электрический КПД современных ГТУ составляет 32–41 %. Он близок или даже выше КПД паротурбинных установок ТЭЦ докритического давления, работающих в конденсационном режиме. Выработка тепла не снижает этого КПД в отличие от паротурбинных установок, где электрическая мощность и КПД вследствие отборов пара на теплофикацию (особенно промышленных, при высоком давлении) значительно уменьшаются. Таким образом, преимущества ГТУ-ТЭЦ перед паросиловой ТЭЦ, вполне очевидны.

Модернизация котельных посредством установки блоков ГТУ-ГПСВ (газовый подогреватель сетевой воды) и интегрированием их в тепловую схему котельной фактически является расширением котельной, т. к. располагаемая тепловая мощность при этом увеличивается. Режим эксплуатации существующей части котельной в этом случае переходит из базового на пиковый. Выбор суммарной мощности модулей должен осуществляться при оптимальном коэффициенте теплофикации.

Модернизация котельных посредством надстройки действующих водогрейных котлов газотурбинными установками, как указывалось, требует согласования характеристик ГТУ и котлов. Это касается в первую очередь расхода выхлопных газов ГТУ, расхода газов через водогрейные котлы и производительности дымососов.

Возможны три схемы сопряжения ГТУ и водогрейного котла (рис. 4.1).

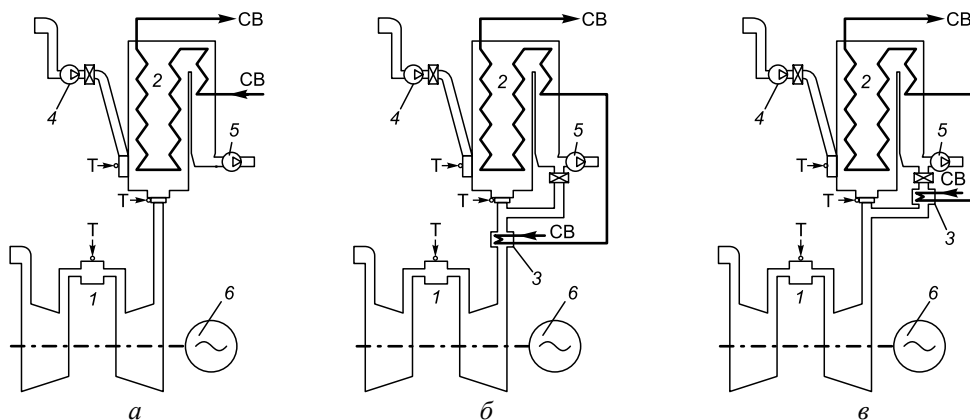


Рис. 4.1. Тепловые схемы ГТУ-надстроек отопительных котельных [3]:

*a* – сбалансированная схема; *б* – несбалансированная схема (ГПСВ перед котлом); *в* – несбалансированная схема (ГПСВ установлен параллельно котлу); 1 – газотурбинная установка; 2 – водогрейный котел; 3 – ГПСВ; 4 – дутьевой вентилятор; 5 – дымосос; 6 – генератор; СВ – сетевая вода; Т – топливо.

Первая – сбросная сбалансированная схема (рис. 4.1, *a*), при которой весь расход выхлопных газов направляется в горелки водогрейного котла. Дополнительное топливо в водогрейном котле сжигается за счет кислорода, содержащегося в выхлопных газах ГТУ. При недостатке в них кислорода может быть использован дутьевой вентилятор. При отключении ГТУ сохраняется возможность работы котла на дутьевых вентиляторах. Перевод котла из ком-

бинированного режима (с ГТУ) в автономный (с дутьевыми вентиляторами) наиболее просто осуществляется при остановленной ГТУ переключением плотных газовых клапанов или шиберов.

Вторая – сбросная несбалансированная схема (рис. 4.1, б), когда расход выхлопных газов ГТУ превышает допустимый расход газов через котел. За ГТУ можно установить ГПСВ, в котором выхлопные газы охлаждаются до температуры уходящих газов водогрейного котла. Необходимое для сжигания топлива количество газов направляется в горелки котла, а остальная часть выбрасывается в дымовую трубу. Сетевая вода нагревается в ГПСВ и водогрейном котле.

В третьей схеме избыточная часть расхода выхлопных газов после ГТУ сбрасывается в ГПСВ, включенный параллельно водогрейному котлу (рис. 4.1, в). Тепловая мощность котла по схемам (б) и (в) регулируется изменением расхода топлива, сжигаемого в горелках водогрейного котла в атмосфере выхлопных газов ГТУ.

Для реализации последних двух схем необходимы дополнительные затраты на сооружение ГПСВ. Если не требуется увеличение тепловой мощности котельной, то в первую очередь должна рассматриваться сбалансированная схема.

Для иллюстрации использования ГТУ рассмотрим типичную районную отопительную котельную, оснащенную двумя котлами КВГМ-100, среднемесячная тепловая нагрузка которых в течение года представлена на рис. 4.2. График продолжительности действия тепловых нагрузок котельной и соответствующий ему график мощности ГТУ показан на рис. 4.3. Избыточное давление природного газа, поступающего на территорию котельной, составляет 0,15 МПа, т. е. для работы ГТУ требуется установка дожимных компрессоров. Показатели работы котельной, выполненной по сбалансированной схеме с использованием ГТУ раз-

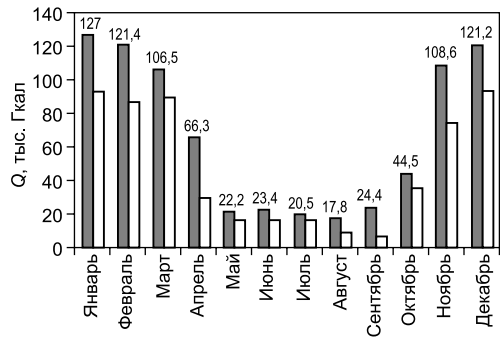


Рис. 4.2. Среднемесячные тепловые нагрузки отопительной котельной, оснащенной котлами КВГМ-100 [3]:

■ – максимальные; □ – минимальные.

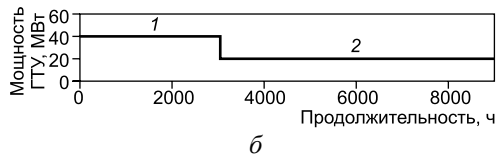
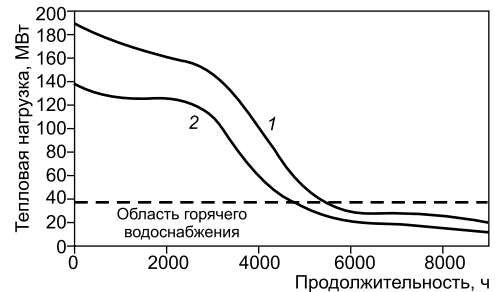


Рис. 4.3. Годовой график продолжительности:

а – тепловой нагрузки котельной; б – мощности ГТУ [3]; 1, 2 – максимальная и минимальная генерируемая мощность.

личной мощности, представлены в табл. 4.1. В расчетах приняты следующие температурные графики тепловой сети: зимний – 70/150 °С, летний – 35/70 °С; расход сетевой воды – 1235 т/ч.

Таблица 4.1

**Показатели работы котельной, реконструированной с использованием ГТУ**

Мощность ГТУ, режим	Расход топлива, тыс. м <sup>3</sup> /ч			Тепловая нагрузка котла, МВт	Удельный расход топлива, г у. т./кВт·ч
	в котле	в ГТУ	полный		
Автономный без ГТУ (зимний)	12,60	0,00	12,60	116,2	0,0
20 МВт, комбинированный:					
– максимальный (зимний)	9,25	5,50	14,75	116,2	188,0
– минимальный (летний)	2,03	5,50	7,53	48,0	152,0
16 МВт, комбинированный:					
– максимальный (зимний)	9,85	4,30	14,15	116,2	189,0
– минимальный (летний)	2,70	4,30	7,00	48,0	150,0
10 МВт, комбинированный:					
– максимальный (зимний)	10,00	3,34	13,34	116,2	203,5
– минимальный (летний)	2,85	3,34	6,19	48,0	141,6
8,6 МВт, комбинированный:					
– максимальный (зимний)	10,70	2,70	13,40	100,0	245,0
– минимальный (летний)	3,50	2,70	6,20	48,0	166,0
6 МВт, комбинированный:					
– максимальный (зимний)	10,60	2,60	13,20	116,2	310,6
– минимальный (летний)	3,40	2,60	6,00	48,0	197,2

Анализ возможностей надстройки существующих котлов газотурбинными установками показывает следующее:

- перевод водогрейных котлов типа ПТВМ, работающих с естественной тягой, на работу по сбросной схеме невозможен в связи с недопустимым повышением давления в топке котла;

- перевод водогрейных котлов типов КВГМ и ПТВМ, работающих с принудительной тягой, возможен, однако для этого требуется серьезная реконструкция горелочных устройств для работы на выхлопных газах ГТУ и на холодном воздухе в автономном режиме, а также решение проблемы размещения газоздухопроводов большого диаметра в существующих условиях действующих котельных.

Если организация пристройки к действующей котельной возможна, то ГТУ должны устанавливаться либо с котлами-утилизаторами, допускающими работу в указанных режимах, либо с теплофикационными экономайзерами и дополнительными водогрейными котлами для автономной работы. Установка экономайзера целесообразна только в тех случаях, когда не предусматривается повышение тепловой мощности котельной. В случае расширения котель-

ной экономически более эффективна схема с котлом-утилизатором ввиду более простых условий эксплуатации, меньшего числа оборудования, меньшей суммарной стоимости и т. п.

Наиболее целесообразно обеспечение утилизации тепла выхлопных газов ГТУ в котлах-утилизаторах, причем в зависимости от вида тепловых нагрузок может потребоваться также создание паровых и комбинированных пароводогрейных котлов-утилизаторов. В связи с этим разработка конкретной схемы модернизации котельной возможна только в результате технико-экономического анализа различных вариантов тепловых схем применительно к каждому конкретному объекту.

При переменных в течение суток тепловых нагрузках оптимальные характеристики и режимы работы установки могут быть обеспечены путем применения теплоаккумуляторов, обеспечивающих максимальное использование теплоты выхлопных газов в период работы ГТУ для одновременного отпуска тепла потребителям и зарядки аккумуляторных баков горячей водой (95 °С) с последующим использованием этой теплоты в период отключения ГТУ. Таким способом ослабляется влияние текущей тепловой нагрузки на показатели ГТУ и обеспечивается высокая тепловая экономичность установки при всех заданных режимах ее работы и высоких значениях коэффициентов теплофикации.

Для решения вопросов о масштабах и целесообразности использования теплофикационных ГТУ и ПГУ в системах централизованного теплоснабжения городов и промышленных предприятий необходимо выполнить проектно-конструкторские проработки по обоснованию рациональных тепловых схем при техническом перевооружении действующих ТЭЦ на базе ГТУ и ПГУ, и в первую очередь малых ведомственных ТЭЦ, а также по разработке малогабаритных блочно-модульных ГТУ-ТЭЦ для замены отопительных и промышленных котлов при реконструкции районных и промышленных котельных. Достаточно детальный анализ возможностей модернизации крупных отопительных котельных (мощностью 140–450 Гкал/ч, содержащих как паровые, так и водогрейные котлы) с целью повышения надежности и эффективности их работы с помощью предвключенных ГТУ, приведен в работах [1, 4]. Рассмотрена совместная работа в базовом режиме (при номинальной тепловой мощности) различных комбинаций котлов и ГТУ: котел Г-25-14ГМ – ГТУ мощностью 1,5 МВт; два котла Е-50-14ГМ – ГТУ мощностью 6,3 МВт; два котла КВГМ-100 – ГТУ мощностью 32 МВт. Во всех случаях ГТУ работают по сбросной схеме, а в топке котла в атмосфере выхлопных газов сжигается котельное топливо (мазут, дизтопливо или природный газ). Технико-экономические оценки показали, что КИТ установки достигает 90 %, при этом обеспечивается экономия 21–24 % котельного топлива.

Возможны другие составы основного оборудования теплофикационных ГТУ при условии работы котлов без подачи в их топку внециклового воздуха и при избытках воздуха, близких к оптимальным. Например, в установках, включающих котел ДКВР-20 – ГТУ мощностью 1,8 МВт или котел КВГМ-100 – ГТУ мощностью 20 МВт, удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии составляет примерно 140 г у. т./кВт·ч. При снижении тепловой нагрузки котла путем перепуска части выхлопных газов ГТУ мимо котла в дымовую трубу расход топлива возрастает до 210–220 г у. т./кВт·ч.

По сравнению с крупными ПГУ-КЭС со сбросом выхлопных газов ГТУ в топку котла, теплофикационные ГТУ обеспечивают примерно в 2 раза меньший удельный расход топлива на отпускаемую электроэнергию при условии работы ГТУ с номинальной нагрузкой.

### 1.3. ГТУ-надстройки при модернизации ТЭЦ

ГТУ мощностью 25–60 МВт могут использоваться для надстройки действующих ТЭЦ по схеме со сбросом газов в топку энергетического котла. Принципиальная схема такого технического решения для условий ГРЭС-24 Мосэнерго представлена на рис. 4.4 [5]. Варианты надстроек с использованием четырех типов российских ГТУ (табл. 4.2) были просчитаны для надстройки энергоблока 300 МВт ГРЭС-24. Компоновка этого блока и парового котла П-74 позволяет реализовать ГТУ-надстройку по наиболее эффективной сбросной технологической схеме. Котел уже содержит предвключенный экономайзер (ПЭК), через который пропускается часть расхода питательной воды в обвод подогревателя высокого давления (ПВД).

Котел оборудуется одной или двумя газотурбинными установками, дополнительным горелочным устройством, рассчитанным только на сжигание природного газа в среде выхлопных газов ГТУ, и газовым подогревателем конденсата (ГПК), включенным по газовой стороне параллельно рекуперативному воздухоподогревателю (РВП), а по воде – параллельно ПНД. Штатные горелочные устройства остаются без изменений и могут использоваться при работе в комбинированном режиме (с ГТУ) при недостатке окислителя в продуктах сгорания ГТУ.

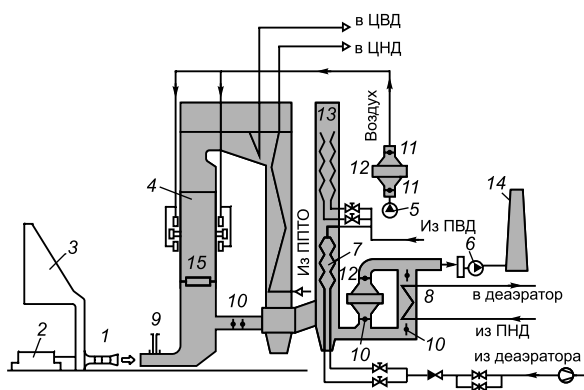


Рис. 4.4. Схема газотурбинной надстройки энергоблока 300 МВт [5]:

1 – ГТУ; 2 – ее электрический генератор; 3 – воздухозабор; 4 – паровой котел; 5 – дутьевые вентиляторы (2 шт.); 6 – дымососы (2 шт.); 7 – предвключенный экономайзер (ПЭК); 8 – газовый подогреватель конденсата; 9 – отсеccionный шибер; 10 – клапан газовый; 11 – клапан воздушный; 12 – воздухоподогреватель; 13 – блочные экономайзеры; 14 – дымовая труба; 15 – горелка.

Для ГТУ-надстройки блока наиболее подходящими являются ГТУ с расходом выхлопных газов 300–400 кг/с. По аналогичной схеме разработано предложение по ГТ-надстройке котла типа БКЗ-320-140ГМ и турбины ПТ-80 ТЭЦ-9. Наибольшее отличие состоит в том, что в дополнительном газоходе, включенном по дымовым газам параллельно РВП, кроме ГПК, размещается и ПЭК. Для ГТУ-надстройки котлов БКЗ-320-140ГМ рассматриваются ГТУ с суммарным расходом выхлопных газов до 150 кг/с (табл. 4.2).

Эффективность ГТУ-надстройки на ТЭЦ прояв-



ляется в увеличении выработки электроэнергии на тепловом потреблении и увеличении КПД на конденсационных режимах. В зависимости от количества отпускаемого тепла экономия топлива на выработку электроэнергии при использовании двух ГТУ типа АЛ-31СТЭ по сравнению с паросиловым вариантом составляет 9–30 %. ГТУ-надстройки также привлекательны для промышленных ТЭЦ со значительной долей стабильной паровой нагрузки, хотя экономически ГТУ-ТЭЦ могут быть выгодными и при резко переменном графике тепловой и электрической нагрузки.

Таблица 4.2

**Варианты комплектации ГТУ-надстроек**

Показатель	АЛ-31СТЭ	ГТГ-16	ГТГ-25	ГТЭ-25У
Число ГТУ	2	2	1	1
Единичная мощность, МВт	20	17	25	32
Номинальный КПД, %	36,5	35,5	35,8	32,5
Номинальный расход газов, кг/с	61,7	71,0	85,0	125,0

Наиболее эффективным вариантом модернизации ТЭЦ является использование бинарных парогазовых установок. При такой схеме каждая ГТУ работает на свой котел-утилизатор, в котором генерируется и перегревается пар, поступающий, например, в общий коллектор и из него в имеющиеся паровые турбины.

Схема котла для ПГУ-ТЭЦ может быть упрощена путем замены контуров низкого и среднего давления газовойдыным подогревателем сетевой воды. Выработка тепла в этом случае осуществляется за счет отборов пара из паровой турбины и в газовойдыном подогревателе.

Сравнительная эффективность газотурбинных и парогазовых ТЭЦ с ГТУ средней мощности (70 МВт), используемых для покрытия одной и той же заданной тепловой нагрузки, характеризуется данными, приведенными в табл. 4.3 [3]. Расчеты выполнялись с учетом срока использования 40 лет, при мировых ценах на топливо, оборудование, электроэнергию и тепло. Результаты свидетельствуют, что все варианты ТЭЦ при разумных тарифах и ценах на топливо эффективны. Наилучшие технико-экономические показатели имеют ГТУ-ТЭЦ и ПГУ-ТЭЦ с теплофикационными паровыми турбинами (тип Т).

Газотурбинные установки с котлами-утилизаторами целесообразно располагать в новом главном корпусе на площадке действующей ТЭЦ. В этом случае старые котлы и часть паровых турбин могут сохраняться в резерве для покрытия пиковых нагрузок или использоваться при перерывах в газоснабжении (т. к. в котлах в качестве резервного топлива может использоваться мазут). На многих ТЭЦ возможна пристройка блока ГТУ – котел-утилизатор со стороны временного торца главного корпуса, а также ввод его в действие и подключение к паровому коллектору, создание резерва паровой мощности и последующая поочередная замена энергетических котлов и паровых турбин на ГТУ и котлы-утилизаторы.

Различные варианты использования ГТУ и ПГУ на ТЭЦ могут получить широкое распространение. На ТЭЦ мощностью более 200 МВт<sub>э</sub>, в топливном балансе которых природный газ занимает 90 % или более, эксплуатируется

около 300 паровых турбин мощностью 60–110 МВт. Часть из них можно и целесообразно заменить газовыми. При этом наибольшая выгода может быть получена, если такая замена будет осуществлена с увеличением электрической мощности ТЭЦ (при постоянной тепловой нагрузке оптимальное увеличение мощности может достигать 2–2,5 раза).

Таблица 4.3

**Сравнительная эффективность ГТУ-ТЭЦ и ПТУ-ТЭЦ**

Показатель	Тип и число энергоблоков							
	ПГУ-210Т				ПГУ-180Р		ГТУ-ТЭЦ	
	2	2	1	1	1	1	1	1
Число уровней давления пара	3	2	3	2	2	2	–	–
Коэффициент теплофикации	1,00	1,00	0,50	0,50	0,58	0,58	0,76	0,76
Останов ГТУ летом	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Да	Нет	Да
Отпуск электроэнергии, млрд кВт·ч/год	3,67	3,58	1,81	1,75	1,41	1,15	1,28	1,02
Отпуск тепла, тыс. Гкал/год	943	943	786	802	857	857	943	943
Расход условного топлива, тыс. т/год	861,0	861,0	430,5	430,5	430,5	344,0	430,5	344,0
Электрический КПД, %	52,4*	51,0*	51,5*	50,0*	40,2	41,1	36,4	36,4
Коэффициент использования тепла топлива, %	68,05	66,60	75,55	76,60	66,35	76,70	65,70	75,60
Срок погашения кредита, год	14	14	15	14	16	20	11	14
Внутренняя норма прибыли, %	16	16	15	15	14	12	19	16
Чистый дисконтированный доход, (ЧДД) млн USD	877	841	446	437	322	201	412	302
Удельный ЧДД, USD/кВт	2061	2032	2193	2205	1789	1117	2822	2068
Эффективность инвестиций	3,08	3,05	2,96	2,97	2,66	2,04	3,89	3,12

\* – в конденсационном режиме.

## 2. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ И ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ГТУ-НАДСТРОЕК СБРОСНОЙ СХЕМЫ

### 2.1. Схемы газовых трактов между ГТУ и котлом [6]

В ГТУ-надстройках сбросной схемы выхлопные газы подаются в топку стандартного котла, где служат окислителем при сжигании топлива. В то же время выхлопные газы являются теплоносителем, передающим в котле воде и водяному пару часть неиспользованной теплоты ГТУ. Взаимным расположением котла и ГТУ в схеме газо- и воздухопроводов когенерационной установ-

ки обуславливается ряд особенностей работы этих агрегатов, которые следует учитывать при разработке принципиальной схемы. Давление газов на выхлопе ГТУ определяется сопротивлением газового тракта ГТУ–котел–дымовая труба. Это давление оказывает существенное влияние на КПД ГТУ. Для современных ГТУ повышение давления газов на выхлопе на 1 кПа приводит к снижению ее КПД приблизительно на 1 %. Следовательно, при разработке схемы газо- и воздухопроводов установки и выборе состава ее оборудования необходимо добиваться минимальной потери давления среды в газопроводах, горелках и на поверхностях нагрева котла, арматуры и т. д.

В целях обеспечения автономной работы котла горелочные устройства и поверхности нагрева котла, а также значительная часть газо- и воздухопроводов и их арматуры должны эффективно и надежно работать как на выхлопных газах ГТУ, так и на воздухе от дутьевых (резервных) вентиляторов. Отметим, что температура поступающего к горелкам воздуха на 250–300 °С ниже, чем выхлопных газов, а его объемный расход меньше расхода выхлопных газов в 1,5–2,5 раза.

С учетом изложенного для котлов, работающих в составе промышленно-отопительных котельных, разрабатывают специальные горелочные устройства, либо реконструируют существующие. Горелки выполняются, как правило, двухпоточные, предусматривая возможность перекрытия одного потока. При работе на выхлопных газах ГТУ включены оба потока, при работе на воздухе – один. Сопротивление такой горелки обычно не превышает 1,2–1,5 кПа.

Наряду с горелочными устройствами и другие элементы схемы газо- и воздухопроводов когенерационной системы должны обеспечивать минимальное падение давления среды при высокой надежности и эффективности работы оборудования. На рис. 4.5 приведены основные элементы типичных для ГТУ-надстройки по сбросной схеме газо- и воздухопроводов.

При работе установки в комбинированном режиме выхлопные газы ГТУ по газопроводам 5 через клапаны 6 подаются в общий газовый коллектор котла, в котором расположен глушитель шума 3. Глушители шума установлены также в газопроводах от ГТУ в атмосферу и на всасывании дутьевого вентилятора 9. Из общего коллектора выхлопные газы по газопроводам 7 и 8 подаются к горелкам левой и правой (на рисунке не показаны) сторонам котла. Горелки размещены в общем коробе. Тем самым обеспечивается более равномерное распределение выхлопных газов между горелками, снижается потеря давления на повороты потока и отпадает необходимость в

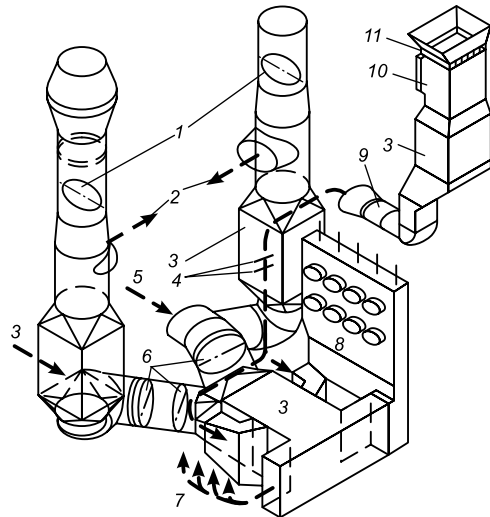


Рис. 4.5. Основные элементы схемы газоздухопроводов ГТУ-надстройки по сбросной схеме [6].

большом числе измерительных, регулирующих и запорных устройств. В местах поворота газов устанавливаются, как правило, направляющие лопатки. Результаты испытаний показали, что для конструкции с общим коробом неравномерность распределения выхлопных газов по горелкам составляет  $\pm 2\%$ , хотя в этой системе затруднена компенсация температурных расширений, которые на пусках и переменных режимах бывают весьма значительными.

При работе в комбинированном режиме ненужная для горения топлива часть выхлопных газов ГТУ сбрасывается в конвективный газоход котла. Хотя при работе на этом режиме клапаны 2 закрыты, они сконструированы таким образом, что выполняют и защитные функции. В случае аварийного повышения давления газов клапаны открываются и сбрасывают излишнее количество газов в атмосферу. При останове ГТУ и переводе котла в режим автономной работы открывают клапаны 4 и 11, а клапаны 1 и 6 закрывают. В автономном режиме к горелкам котла воздух подается от резервного дутьевого вентилятора 9 через клапаны 4. Воздух нагревается в паровоздухоподогревателе 10.

При работе на номинальном режиме к выхлопным газам ГТУ добавляется некоторое количество воздуха. Для этого в схему газо- и воздухопроводов обычно вводят устройство (распределительные решетки или направляющие лопатки), обеспечивающее интенсивное перемешивание добавляемого воздуха и выхлопных газов ГТУ.

В некоторых случаях работы когенерационной системы в технологическом процессе не допускается перерыв в подаче технологического пара (например, для привода ПТУ), а следовательно, и подача окислителя к горелкам котла при аварийном останове ГТУ. В этой связи характеристики оборудования, газопроводов, арматуры и системы управления выбираются соответственно этому требованию. Некоторые сведения о доводке таких систем, работающих на нефтеперегонных заводах, были описаны в гл. 5 части 1 данного пособия.

Принципиальные схемы газо- и воздухопроводов парогазовых установок сбросной схемы, работающих в составе ТЭЦ с энергетическими паровыми котлами, приведены на рис. 4.6. Автономная работа ГТУ и котла обеспечивается с помощью клапанов К1 и К2, установленных соответственно на линии ГТУ – атмосфера и ГТУ – котел, а также резервных дутьевых вентиляторов (РДВ) 2. В схеме на рис. 4.6, а в качестве РДВ использованы два дутьевых вентилятора 60 %-ной производительности. При автономной работе котла воздух после вентиляторов подогревается во встроенной в воздухопровод камере сгорания 3, работающей на мазуте. Подогретый воздух через клапан К4 поступает в котел.

В комбинированном режиме при номинальной мощности установки работает один вентилятор, добавляющий к выхлопным газам ГТУ количество воздуха, необходимое для обеспечения полной производительности котла. Холодный воздух поступает по специальным линиям с клапаном К8.

В схемах на рис. 4.6, б, в подогрев воздуха не предусмотрен. В схеме на рис. 4.6, б применен резервный дутьевой вентилятор 100 %-ной производительности и вентилятор дополнительного воздуха 25 %-ной производительности. В схеме на рис. 4.6, в, в которой имеется излишек выхлопных газов ГТУ, использован РДВ 75 %-ной производительности.

В схемах на рис. 4.6, б, в часть выхлопных газов ГТУ помимо котла с помощью специальных газопроводов и регулирующих клапанов К6 сбрасыва-

ется в конвективные газоходы котла. Место смешения продуктов сгорания топлива котла и ГТУ выбирается из условия примерного равенства температур потоков. Наиболее интенсивно сбросные линии с клапанами К6 работают на частичных тепловых режимах. В схеме на рис. 4.6, *в* предусмотрена байпасная линия с клапаном К7. Эта линия используется при запуске ГТУ на работающий котел. Кроме того, клапан К7 выполняет защитные функции.

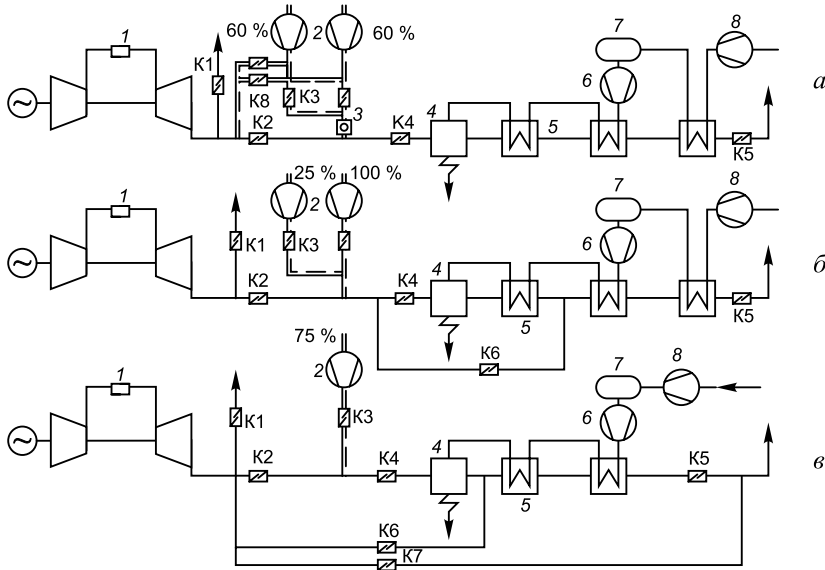


Рис. 4.6. Принципиальные схемы газоздухопроводов ПГУ сбросной схемы [6]:

1 – газотурбинный агрегат; 2 – резервный дутьевой вентилятор (РДВ); 3 – камера сгорания для подогрева воздуха; 4 – котел; 5 – котельный экономайзер; 6 – питательный насос; 7 – деаэратор; 8 – конденсатный насос.

Во всех трех схемах применен одинаковый принцип защиты газо- и воздухопроводов от повышения давления. Клапаны К1 состоят из двух параллельных частей, одна из которых является запорно-регулирующей, а вторая – предохранительной. Обе части рассчитаны на полный расход газа. Защитная часть клапана открывается при повышении давления газов в выхлопных трубопроводах ГТУ или в топке и газоходах котла, а также в том случае, если клапан К2 закрывается при закрытой запорной части клапана К1.

Запорно-регулирующие части клапанов К1 и клапаны К2 обеспечивают переход с комбинированного режима работы котла на автономный и обратно. Клапан К1 поддерживает постоянную разность давлений на клапане К2. Клапаны К3 обеспечивают подачу воздуха от дутьевых вентиляторов. Запорный клапан К4 кроме положений «закрыто–открыто» может устанавливаться в положение, соответствующее режиму розжига котла на выхлопных газах ГТУ. Чисто запорный двухпозиционный клапан К5 используют для снижения потерь теплоты при временных остановках котла.

## 2.2. Две разновидности сжигания топлива в сбросных схемах [7]

При надстройке котлов районных отопительных котельных по сбросной схеме задание параметров для проектирования комбинированной схемы целесообразно проводить исходя из того, что в летний период теплофикационная нагрузка (остается только нагрузка горячего водоснабжения – ГВС) должна покрываться исключительно за счет теплоты выхлопных газов без сжигания топлива в котле. В отопительный период дополнительная тепловая нагрузка должна покрываться за счет сжигания топлива в горелках с использованием кислорода, содержащегося в выхлопных газах ГТУ.

Объемная концентрация кислорода  $[O_2]$  в выхлопных газах составляет 14–17%. С учетом того, что на сжигание  $1 \text{ м}^3$  природного газа требуется около  $2 \text{ м}^3 O_2$ , возможное количество сжигаемого топлива в котле за счет использования  $O_2$ , содержащегося в выхлопных газах, можно рассчитать по формуле

$$B_k = B_{kc}(O_2^I - O_2^{ст}) \cdot 0,5, \quad (4.1)$$

где  $B_{kc}$  и  $B_k$  – расходы природного газа в камере сгорания ГТУ и в горелках котла;  $O_2^I$  и  $O_2^{ст}$  – содержание  $O_2$  в продуктах сгорания ГТУ и после завершения горения в горелках,  $\text{м}^3/(\text{м}^3 \text{ природного газа})$ .

Согласно формуле (4.1) количество сжигаемого топлива в горелках котла при данном расходе топлива в ГТУ зависит от концентрации  $O_2$  в выхлопных газах при значениях  $\alpha_{ГТ} > 3 \div 3,7$ . При выборе ГТУ соответствующей мощности и сжигании топлива в среде выхлопных газов в котле можно обеспечить требуемую суммарную теплофикационную нагрузку (расчетная отопительная + круглогодичная ГВС). Принципиально, такая схема сжигания является оптимальной.

Однако, применение выхлопных газов ГТУ в качестве окислителя в существующих газогорелочных устройствах котлов затруднительно в связи с тем, что их объем значительно больше объема воздуха, необходимого для сжигания топлива. В этом отношении наиболее простой является схема I со сбросом выхлопных газов мимо горелок и сжиганием топлива в существующих горелках с воздушным дутьем (рис. 4.7, а).

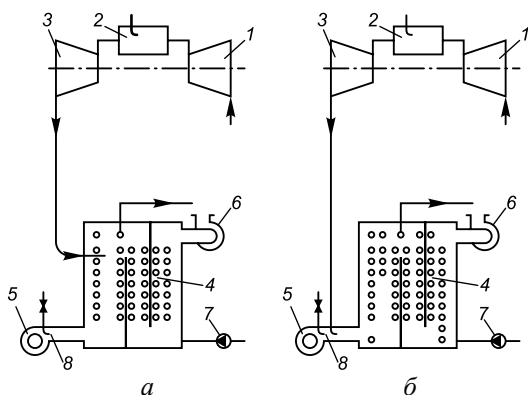


Рис. 4.7. Схемы использования ГТУ в водогрейной котельной: схема I – со сбросом выхлопных продуктов сгорания ГТУ в топку котла (а) и схема II со сжиганием природного газа в среде выхлопных продуктов сгорания (б) [7]: 1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – турбина; 4 – котел; 5 – вентилятор; 6 – дымосос; 7 – сетевой насос; 8 – горелка.

При расчете такой схемы нужно кроме обычных соотношений теплового баланса дополнительно соблюдать условие равенства аэродинамических сопротивлений газового тракта в сравниваемых вариантах (автоматической работы котла с паспорт-

ными характеристиками и совместной его работы с ГТУ). Необходимость соблюдения аэродинамического условия связана с тем, что температура выхлопных газов ГТУ существенно ниже температуры продуктов сгорания, получаемых от горелок котла. Поэтому, единица объема выхлопных газов ГТУ передает в котле меньшее количество теплоты по сравнению с продуктами сгорания от горелок, но в то же время для пропуска газов через конвективные поверхности требуется такая же площадь проходного сечения.

Для выполнения условия равенства аэродинамических сопротивлений газового тракта (конвективного газохода) в режимах автономной и совместной с ГТУ работы котла необходимо, чтобы оставался неизменным динамический напор потока  $\rho w^2/2$ , где скорость газов ( $w$ , м/с) может быть выражена соотношением

$$w = V/(3600S) = BhV_0T/273,$$

где  $V$  – объемный расход газов, м<sup>3</sup>/ч;  $V_0$  – удельный объем продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup> природного газа);  $h$  – отношение объема продуктов сгорания к теоретическому при  $\alpha_{ГТ} = 1,0$ ;  $B$  – расход природного газа, м<sup>3</sup>/ч;  $S$  – площадь свободного сечения для прохода продуктов сгорания, м<sup>2</sup>;  $T$ , К – их температура;  $\rho_0$  и  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>, при  $T_0 = 273$  К и при местной температуре  $T$  (в общем случае  $\rho = \rho_0 \cdot 273/T$ ).

Таким образом, при заданной площади проходного сечения газохода условию равенства аэродинамического сопротивления при автономной и совместной с ГТУ работе котла отвечает уравнение

$$(B_{к}^{авт} h_{к} V_0 T^a / 273)^2 / T^a = (B_{д} h_{к} V_0 T^c / 273 + B_{кс} h_{ГТ} V_0 T_{ГТ} / 273)^2 / T_{см}, \quad (4.2)$$

а условию теплового баланса – уравнение

$$B_{к} h_{ГТ} V_0 c_p^{ГТ} T_{ГТ} + B_{к}^c Q_{н}^p = (B_{кс} h_{ГТ} V_0 + B_{д} h_{к} V_0) c_p^{см} T_{см}, \quad (4.3)$$

где  $B_{к}^{авт}$ ,  $B_{д}$ ,  $B_{кс}$  – расходы природного газа в котле при автономной и совместной с ГТУ работе, а также в камере сгорания ГТУ;  $T^a$ ,  $T^c$ ,  $T_{см}$ ,  $T_{ГТ}$  – температуры продуктов сгорания в топке котла при автономной и совместной с ГТУ работе, после смешения и выхлопных газов ГТУ;  $c_p^{ГТ}$  и  $c_p^{см}$  – удельные теплоемкости выхлопных газов ГТУ и смеси выхлопных газов ГТУ и котла;  $Q_{н}^p$  – низшая теплотворная способность топлива.

Входящие в уравнение (4.2) температуры  $T^a$ ,  $T^c$ ,  $T_{ГТ}$  в процессе охлаждения продуктов сгорания в конвективном газоходе претерпевают резкое изменение, и результаты расчета зависят от способа определения их средних значений. В качестве первого приближения средние значения в дальнейших расчетах приняты как среднелогарифмические из начальных и конечных значений.

Подстановка полученного из уравнения (4.3) значения  $T_{см}$  в уравнение (4.2) позволяет получить соотношение, которое при известном паспортном значении  $B_{к}^{авт}$  устанавливает зависимость расхода топлива в горелках котла  $B_{д}$  от его расхода в камере сгорания ГТУ  $B_{кс}$ .

Для рассматриваемой схемы характерны два крайних режима: 1) при работе котла в чисто утилизационном режиме с использованием только теплоты выхлопных газов ( $B_{д} = 0$ ); 2) при автономной работе котла ( $B_{кс} = 0$ ,  $B_{д} = B_{к}^{авт}$ ). В промежуточных режимах принятым значениям  $B_{кс}$  отвечают

определенные значения  $B_d$ . Значения  $B_{к^{авт}}$ ,  $T^a$ ,  $h_k$  известны по паспортной характеристике котла,  $T_{гт}$  и  $h_{гт}$  – по паспортным данным ГТУ, значение  $V_0$  берется из табличных данных. Наибольшее влияние на результаты расчетов оказывает значение  $h_{гт} = V_{гт}/V_{гт}^0$  где  $V_{гт}$  и  $V_{гт}^0$  – удельные объемы продуктов сгорания,  $м^3/(м^3 \text{ природного газа})$  при данном коэффициенте избытка воздуха  $\alpha_{гт}$  и при  $\alpha_{гт} = 1,0$ . Величины  $h_{гт}$  и  $\alpha_{гт}$  связаны соотношением  $h_{гт} = 0,92\alpha_{гт}$ .

Согласно характеристикам ГТУ значение  $\alpha_{гт}$  изменяется в пределах 3–6. В связи с этим расчет сбросной схемы применительно к котлу ПТВМ-60 проведен в работе [7] для трех значений  $\alpha_{гт}$ : 3,26; 4,35 и 5,43. Результаты его в виде зависимости основных показателей – расхода газа в горелках котла, производительности котла, электрической мощности ГТУ – от расхода топлива в ГТУ приведены на рис. 4.8, а в табл. 4.4 представлены результаты расчета показателей схемы I со сбросом выхлопных газов ГТУ в топку (левые колонки) и схемы II со сжиганием природного газа в горелках котла (правые колонки).

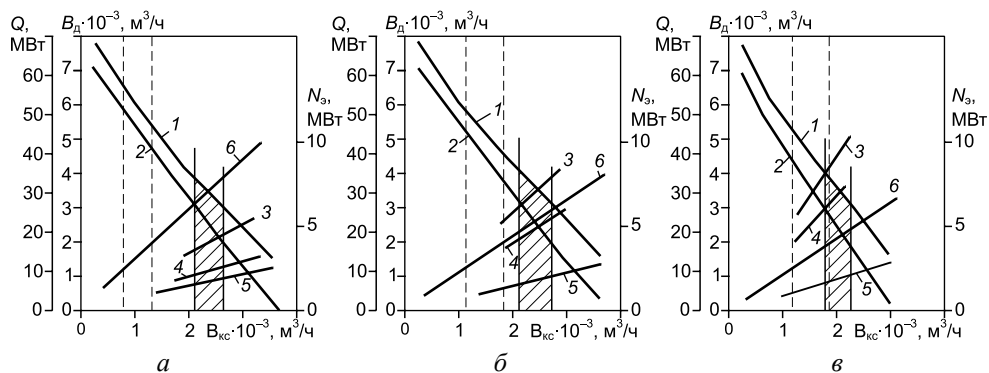


Рис. 4.8. Изменение расхода природного газа в горелках котла и его теплопроизводительности в зависимости от расхода топлива и коэффициента избытка воздуха в КС ГТУ и типа сбросной схемы [7]:

$a - \alpha_{гт} = 3,26$ ;  $b - 4,35$ ;  $в - 5,43$ ; 1, 2 – для сбросной схемы I; 3–5 – для сбросной схемы II; 1, 4 –  $B_d$ ; 2, 3 –  $Q_{кc}$ ; 5 –  $Q_{г.в.с.}$ ; 6 –  $N_g$ .

Из приведенных на рис. 4.8 данных видно, что наименьшая производительность котла имеет место при чисто утилизационном режиме с максимальным расходом топлива  $B_{кc}$  в ГТУ. По мере уменьшения расхода  $B_{кc}$  и увеличения  $B_k$  производительность котла увеличивается, т. е. одновременно возрастает  $\bar{Q}_{от} = Q_{от}/Q_{г.в.с.}$ . В режиме с отключением ГТУ ( $B_{кc} = 0$ ), т. е. при автономной работе котла, производительность максимальна и соответствует паспортному значению. При уменьшении  $B_{кc}$  электрическая мощность пропорционально снижается (кривая 6).

На графиках (рис. 4.8) заштрихованы зоны, в пределах которых  $\bar{Q}_{от}$  изменяется от среднесезонного значения, равного примерно 2 (правая вертикаль), до максимального, соответствующего нормативному значению  $\bar{Q}_{от} \approx 4$  (левая вертикаль). По штриховым вертикальным линиям можно определить производительность выбранного котла при работе с ГТУ различной электрической мощности.



Таблица 4.4

**Показатели когенерационной системы сбросной схемы**

Показатель	$h_{ГТ} = 3$		$h_{ГТ} = 4$		$h_{ГТ} = 5$	
	Относительная нагрузка отопления $\bar{Q}_{от} = Q_{от}/Q_{Г.В.С}$	0,5	1,0	0,5	1,0	0,5
Производительность котла $Q_k$ , МВт	31,7	37,9	28,7	36,8	28,1	35,4
Расход газа, м <sup>3</sup> /ч: – в ГТУ $B_{кc}$ – в горелках котла $B_k$	25501 920	2080 2910	1870 2005	1460 3150	1520 2040	1185 3052
Электрическая мощность ГТУ $N_g$ , МВт	8,05	6,55	6,00	4,55	4,70	3,75
Отношение электрической и тепловой мощности котла $N_g/Q_k$	0,260	0,170	0,253	0,146	0,198	0,122
Суммарный КПД схемы $\eta$ , %	88		91		91	

На рис. 4.9 приведены обобщенные зависимости расхода топлива в горелках котла и производительности котла от параметра  $B_{кc}h_{ГТ}$  для схемы I.

Для сбросной схемы II со сжиганием топлива в среде выхлопных газов ГТУ (рис. 4.7, б) условие равенства аэродинамических сопротивлений принимает вид:

$$(B_{к}^{авт} h_{к} V_0 T^a)^2 \rho_0 / T^a = [(B_{кc} h_{ГТ} V_0 + B_{д}) T_{см}]^2 \rho_0 / T_{см}, \quad (4.4)$$

а уравнение теплового баланса

$$B_{кc} h_{ГТ} V_0 c_p^{ГТ} T_{ГТ} + B_{д} Q_H^p = (B_{кc} h_{ГТ} V_0 + B_{д}) c_p^{см} T_{см}. \quad (4.5)$$

С учетом того, что  $B_{д} = 2,5 \div 3,5$  % объема выхлопных газов  $B_{кc} h_{ГТ} V_0$ , значение  $B_{ГТ} h_{ГТ} V_0 / (B_{кc} h_{ГТ} V_0 + B_{д}) \approx 0,965$ . Следовательно

$$T_{см} = (0,965 c_p^{ГТ} T_{ГТ} + B_{д} Q_H^p) / [(B_{кc} h_{ГТ} V_0 + B_{д}) c_p^{см}]. \quad (4.6)$$

После подстановки значения  $T_{см}$ , рассчитанного по уравнению (4.6), в уравнение (4.4) с учетом дополнительного условия, связывающего расходы природного газа в котле и ГТУ по формуле (4.1), после преобразований получаем:

$$0,5 B_{кc} (O_2^i - O_2^{ост}) = [(B_{к}^{авт} h_{к} / 1,0353 B_{кc} h_{ГТ})^2 T^a - 273 - 0,965 c_p^{ГТ} T_{ГТ} / c_p^{см}] \times \\ \times (1,035 B_{кc} h_{ГТ} V_0 c_p^{см}) / Q_H^p. \quad (4.7)$$

Как отмечалось, значения  $B_{к}^{авт}$ ,  $T^a$ ,  $h_{ГТ}$ ,  $h_{к}$ ,  $T_{ГТ}$ ,  $V_0$ ,  $O_2^i$  известны по паспортным характеристикам котла и ГТУ, поэтому уравнение (4.7) представляет собой связь между известным паспортным расходом топлива в котле  $B_{к}^{авт}$  и расходом топлива в ГТУ, а также количеством использованного кислорода в выхлопных газах ГТУ  $\Delta O_2 = O_2^i - O_2^{ост}$ . Значение  $O_2^i$  зависит от коэффициента избытка воздуха в выхлопных газах турбины, а для определения  $O_2^{ост}$  можно воспользоваться результатами исследований ВТИ, согласно которым сжигание топлива в среде выхлопных газов возможно при уменьшении объемной концентрации  $O_2^{ост}$  до 12 %. Тогда значения  $\Delta O_2$  в зависимости от  $\alpha_{ГТ}$  составят:

$\alpha_{ГТ}$	3	4	5
$O_2^3$	4	6	8
$O_2^{ост}$	3,5	4,7	5,8
$\Delta O_2$	0,5	1,3	2,2.

Таким образом, уравнение (4.7) дает возможность для заданного котла рассчитать расход топлива и, следовательно, определить мощность сбалансированной с данным котлом ГТУ, включенной по схеме II.

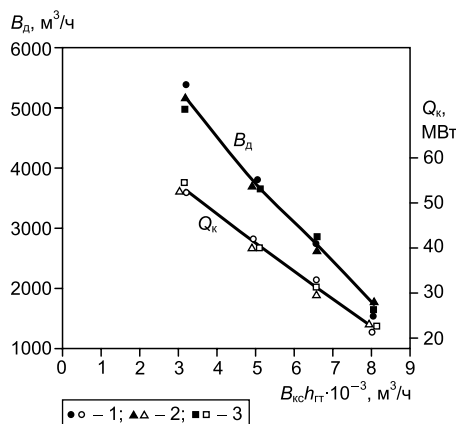


Рис. 4.9. Обобщенные зависимости расхода газа в горелке котла  $B_d$  и производительности котла  $Q_k$  от параметра  $B_{кк}h_{ГТ}$  [7]:

1 –  $h_{ГТ} = 3$ ; 2 – 4; 3 – 5.

Отличие схемы II (рис. 4.7, б) от схемы I (рис. 4.7, а) заключается в том, что в первом случае количество сжигаемого топлива зависит от расхода выхлопных газов, а также от концентрации в них кислорода. Для выбранной ГТУ производительность котла прямо пропорциональна расходу выхлопных газов, сбрасываемых в котел. С уменьшением расхода топлива в ГТУ энергетические показатели схемы II – производительность котла и электрическая мощность ГТУ – уменьшаются. Поэтому расчет показателей схемы II выполнялся только для одного режима с расчетным расходом топлива ГТУ и максимально возможным использованием кислорода, содержащегося в выхлопных газах. Полученные показатели схемы II представлены на рис. 4.8 кривыми 3–5, аппроксимирующими единичные точки, относящиеся к расчетному расходу топлива ГТУ.

Из рис. 4.8 видно, что при всех значениях  $h_{ГТ}$  производительность котла при равных расходах топлива в ГТУ превышает достигаемую при сжигании топлива в горелках котла: при  $\alpha_{ГТ} = 3,26$  – на  $(21,4 - 15,8) \cdot 100 / 21,4 = 26\%$ , при  $\alpha_{ГТ} = 4,35$  – на  $(32 - 21,5) \cdot 100 / 32 = 32,8\%$ , при  $\alpha_{ГТ} = 5,43$  – на  $(38,6 - 24) \cdot 100 / 38,6 = 37,8\%$ . Следует учесть, что результаты расчета показателей схемы II с дожиганием носят в определенной мере качественный характер, так как принятые разности концентраций кислорода являются грубо приближенными.

Анализ приведенных данных показывает, что в обеих схемах совместного использования ГТУ и котла производительность котла уменьшается по сравнению с паспортной. В сбросной схеме I для наиболее характерного диапазона нагрузки отопления от среднесезонной в размере 50 % до расчетной 100 % производительность котла при  $\alpha_{ГТ} = 3,26$  составляет 48–38 % паспортного значения, при  $\alpha_{ГТ} = 4,35$  – соответственно 52–40 %, при  $\alpha_{ГТ} = 5,43$  – 53–41 %. Для схемы II при расчетной нагрузке она составляет: 33 % при  $\alpha_{ГТ} = 3,26$ ; 54 % при  $\alpha_{ГТ} = 4,35$ ; 64 % при  $\alpha_{ГТ} = 5,43$ . Таким образом, применение ГТУ в котельных по схеме с сжиганием топлива в среде выхлопных газов является более предпочтительной, однако требует создания новой конструкции горелки.

### 2.3. Топливная эффективность ГТУ-надстроек действующих котельных [1]

Задача создания газотурбинной надстройки на действующей котельной сводится к увязке рабочих процессов имеющегося котла и выбранной ГТУ. Напомним, что выбор ГТУ должен в первую очередь проводиться по значению расхода выхлопных газов так, чтобы он мало отличался от расхода газа при номинальном режиме работы котла, а также чтобы диапазон изменения температуры дымовых газов в котле при автономной его работе и комбинированной совместно с ГТУ изменялся бы незначительно и чтобы котел в основном сохранил свою теплопроизводительность. Количество теплоты, подаваемой в топку, и адиабатические температуры в топке котла в обоих случаях должны быть близкими. При указанных условиях работа котла и его основных поверхностей нагрева при совместной работе с ГТУ будет мало отличаться от его номинального режима.

Ниже рассмотрим блоки, состоящие из двух котлов Е-50-14ГМ и одной ГТУ-6,3, а также блоки из двух котлов КВГМ-100 (ПТВМ-100) и одной ГТУ-31. Газотурбинная установка ГТУ-31 является одной из проектных версий ГТУ НК-37-1 Самарского завода, с температурой перед газовой турбиной 1227 °С со степенью сжатия 23, имеет электрический КПД брутто 37,6 %. Газотурбинная установка ГТУ-6,3 Уральского турбинного завода работает с температурой газов перед газовой турбиной 920 °С со степенью сжатия воздуха 12 и имеет электрический КПД брутто около 30 %. Расчетные характеристики работы котлов, газотурбинных установок и их совместной работы приведены в табл. 4.5.

При совместной работе котлов Е-50 (на мазуте) и ГТУ-6,3 (на дизельном топливе) газотурбинная установка работает в номинальном режиме и выхлопные газы с температурой 447 °С и с коэффициентом избытка воздуха 4,08 поступают в оба котла (на один котел 11,8 м<sup>3</sup>/с). Дутьевые вентиляторы отключены, а воздухоподогреватели демонтированы или байпасируются. В котел подается 0,99 кг/с мазута, в результате чего устанавливается общий коэффициент избытка воздуха – 1,15 и общий расход продуктов сгорания становится равным 12,07 м<sup>3</sup>/с, тогда как при номинальном режиме работы котла расход дымовых газов 13,31 м<sup>3</sup>/с. Следовательно, общий расход меньше номинального в 1,1 раза и, следовательно, сопротивление газового тракта уменьшится в 1,2 раза и составит 2,39 кПа, т. е. уменьшится на 520 Па. При неизменной работе дымососа это вызовет соответствующее понижение давления на выходе из газовой турбины и некоторое увеличение ее мощности.

Адиабатическая температура в топке котла при совместной работе составит 1654 °С против 1833 °С при номинальном режиме котла (снижение на 179 °С). Это приведет к некоторому снижению температурного напора в поверхностях нагрева котла и снижению теплового потока к воде и пару, главным образом в области радиационных поверхностей топки.

Для передачи необходимого количества тепла, определяемого тепловым балансом газового тракта, потребуется некоторое увеличение поверхности нагрева экономайзера, которое должно также компенсировать исключение из схемы воздухоподогревателя. Некоторое изменение температуры перегрева пара, по-видимому, может быть скомпенсировано регулировочной способностью пароперегревателя.

Таблица 4.5

**Результаты расчетов характеристик блоков  
2×Е-50 + 1×ГТУ-6,3 и 2×КВГМ-100 + 1×ГТУ-31**

Показатель	Котлы Е-50 на мазуте, ГТУ-6,3 на дизельном топливе	Котлы Е-50 и ГТУ-6,3 на природном газе	Котлы КВГМ на мазуте, ГТУ-31 на дизельном топливе	Котлы КВГМ и ГТУ-31 на природном газе
<i>Автономная работа котлов на номинальном режиме</i>				
	<i>Исходные данные</i>			
Паропроизводительность, т/ч	50	50	–	–
Теплопроизводительность, МВт	34,833	34,833	116,300	116,300
Перегретый пар:				
– температура, °С	250	250	–	–
– энтальпия, кДж/кг	2927	2927	–	–
Питательная вода:				
– температура, °С	100	100	–	–
– энтальпия, кДж/кг	419	419	–	–
Температура воздуха окружающей среды, °С	0	0	0	0
Температура подогретого воздуха, °С	181	146	30	30
Температура уходящих газов, °С	155	126	180	138
Потери $q_3 + q_4$ , %	1	1	1	1
Потери $q_5 + q_6$ , %	1	1	0,5	0,5
Коэффициент избытка воздуха	1,25	1,15	1,25	1,15
КПД котельной установки брутто, %	91,0	92,0	91,3	92,7
	<b>Газотурбинная установка ГТУ-6,3 на номинальном режиме</b>		<b>Газотурбинная установка ГТУ-31 на номинальном режиме</b>	
	<i>Исходные данные</i>			
Электрическая мощность, МВт	6,3		31	
Температура перед газовой турбиной, °С	920		1227	
Степень сжатия воздуха	12		23	
КПД компрессора, %	86		87	
КПД газовой турбины, %	88		89	
КПД механический, %	94		95	

Продолжение табл. 4.5.

Показатель	Котлы Е-50 на мазуте, ГТУ-6,3 на дизельном топливе	Котлы Е-50 и ГТУ-6,3 на природном газе	Котлы КВГМ на мазуте, ГТУ-31 на ди- зельном топ- ливе	Котлы КВГМ и ГТУ-31 на природном газе
	КПД генератора, %	95		96
Сопrotивление входного устройства ГТУ, кПа	2,0		2,0	
Потери давления в камере сгорания ГТУ, кПа	24,0		26,0	
Сопrotивление выходного устройства ГТУ, кПа	3,0		3,0	
Температура наружного воздуха, °С	0		0	
	<i>Результаты расчетов</i>			
Подача топлива в котел, кг/с	0,9860	1,0250	3,2813	3,3963
Подача воздуха в котел, м <sup>3</sup> /с	12,7160	11,8010	42,3177	39,1037
Расход дымовых газов, м <sup>3</sup> /с	13,313	12,897	44,315	42,733
Теплота подогретого воздуха, кВт	3011,4	2247,0	1638,0	1514,0
Подача теплоты топлива с учетом потерь, кВт	37 513	37 105	125 472	123 577
Общая подача теплоты в топку, кВт	40 524	39 352	127 110	125 090
Адиабатическая температура в топке, °С	1833,3	1838,4	1743,5	1775,0
Потери тепла с уходящими газами, кВт/%	2839,0 7,4	2229,5 5,9	11 008,0 8,6	8103,0 6,6
Теплота, использованная на генерацию пара, кВт	34 673	34 876	114 463	115 474
КПД котельной установки брутто, %	90,6	92,1	89,9	92,0
Давление после компрессора, МПа	1,216		2,331	
Температура воздуха после компрессора, °С	319,0		434,0	
Давление перед турбиной, МПа	1,192		2,305	
Температура газа перед турби- ной, °С	920		1227	
Давление после турбины, МПа	0,1063		0,1063	
Температура выхлопных газов, °С	447		537	
Коэффициент избытка воздуха	4,08	3,93	2,91	2,91

Окончание табл. 4.5.

Параметры	Котлы Е-50 на мазуте, ГТУ-6,3 на дизельном топливе	Котлы Е-50 и ГТУ-6,3 на природном газе	Котлы КВГМ на мазуте, ГТУ-31 на дизельном топливе	Котлы КВГМ и ГТУ-31 на природном газе
Работа компрессора, кДж/кг	19 594	16 350	19 197	19 197
Работа турбины, кДж/кг	33 898	28 586	37 143	37 143
Электрическая работа ГТУ, кДж/кг	12 774	10 927	16 367	16 367
КПД ГТУ, %	29,3	29,6	37,6	37,6
Расход топлива, кг/с	0,4932	0,5765	1,8940	1,8940
Мощность компрессора, кВт	9664	9426	36 361	36 361
Мощность турбины, кВт	16 719	16 481	70 353	70 353
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /с	22,862	22,301	62,540	62,540
Расход газа, м <sup>3</sup> /с	23,612	23,276	65,013	65,013
<b>Совместная работа котлов с ГТУ (на один котел)</b>				
Количество воздуха в выхлопных газах ГТУ на один котел, м <sup>3</sup> /с	8,631	8,310	20,516	19,411
Подача топлива в котел, кг/с	0,6692	0,7218	1,5908	1,6860
Подача тепла топлива в котел с учетом потерь, кВт	25 460	26 129	60 828	61 345
Общий объем продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /с	12,072	12,276	33,144	33,486
Общая подача теплоты в топку котла, кВт	32 682	33 215	85 112	85 263
Адиабатическая температура в топке, °С	1654,0	1657,5	1578,8	1570,5
Потери тепла с уходящими газами, кВт	2581	2126	8263	6365
Теплота, использованная на генерацию пара (теплопроизводительность), кВт	30 101	31 124	76 849	78 898
Паропроизводительность котла, т/ч	43,21	44,66	–	–
Кит, %	90,53	91,86	89,63	91,48
Экономия котельного топлива на одном котле, кг/с/%	0,1829 21,46	0,1937 21,46	0,5774 26,63	0,6180 25,82
Экономия котельного топлива на блоке, кг/с	0,3658	0,3874	1,1548	1,2360

Паропроизводительность котла при совместной работе с ГТУ составляет 43,21 т/ч (86,4 %). Коэффициент использования тепла топлива 90,5 %. Экономия мазута на этом режиме составляет 0,18 кг/с (21,46 %). Экономия мазута на блоке – 0,36 кг/с.

Из изложенного следует, что при совместной работе с ГТУ не возникает значительных изменений параметров работы газового тракта котла и потребности в существенном изменении его конструкции. Все эти изменения должны быть уточнены и приняты в результате поверочного теплового расчета котла при выполнении проекта.

При работе котлов и ГТУ на природном газе, как это следует из табл. 4.5, экономия топлива на блок составляет 0,387 кг/с. Аналогичные результаты получены и для варианта совместной работы отопительных котлов КВГМ-100 на мазуте и природном газе и ГТУ-31 на дизельном топливе и природном газе (см. табл. 4.5).

#### 2.4. Варианты размещения ГТУ в котельной

Газотурбинные установки ГТУ-31 и ГТУ-6,3 представляют собой относительно крупные электрогенерирующие агрегаты, требующие для своего размещения машинных залов или боксов. Предвключенные ГТУ должны иметь связь выхлопного газопровода газовой турбины, имеющего большое сечение, с воздухопроводами котла, подающими воздух для горения топлива к горелкам, а также иметь прямой выход (байпас) в дымовую трубу котельной или в атмосферу. В связи с этим ГТУ необходимо размещать в непосредственной близости от узлов подачи воздуха в котел.

Сечения воздухопроводов и газопроводов для ГТУ-6,3 составляют 1–1,3 м<sup>2</sup>, а для ГТУ-31 – 3–4 м<sup>2</sup>. Для размещения ГТУ-6,3 с электрическим генератором требуется ячейка размерами в плане 8×22 м, а ГТУ-31 – 10×30 м.

Выхлопные газы ГТУ должны подаваться в воздухопровод свежего воздуха после дутьевого вентилятора и далее поступать к горелкам котла. Может оказаться целесообразным отдельный подвод выхлопных газов ГТУ к котлу с установкой второго комплекта горелок. Обычно компоновка действующих котельных выполнена плотно и свободного места в зданиях котельных для расположения газотурбинных установок – нет и поэтому для них, как правило, должны оборудоваться или пристраиваться специальные помещения.

Возможные варианты размещения ГТУ, при которых ее ось параллельна или перпендикулярна оси котлов, показаны на рис. 4.10. В варианте (а) ГТУ расположена сбоку котлов, в варианте (б) ГТУ находится между котлами, в варианте (в) бокс для ГТУ пристраивается к главному зданию котельной, примыкая длинной стороной к дымососному отделению, и в варианте (г) размещается над дымососным отделением. В варианте (а) ГТУ занимает площадку со стороны временного торца здания котельной. Строительные решения для нее принимаются однотипными с котельными секциями. Строительство может вестись как для нового сооружения. Вариант (б) может приниматься в случае демонтажа одного из котлов или при расширении котельной. По габаритам ГТУ хорошо вписываются в общий комплекс блока. Газоход от ГТУ прокладывает

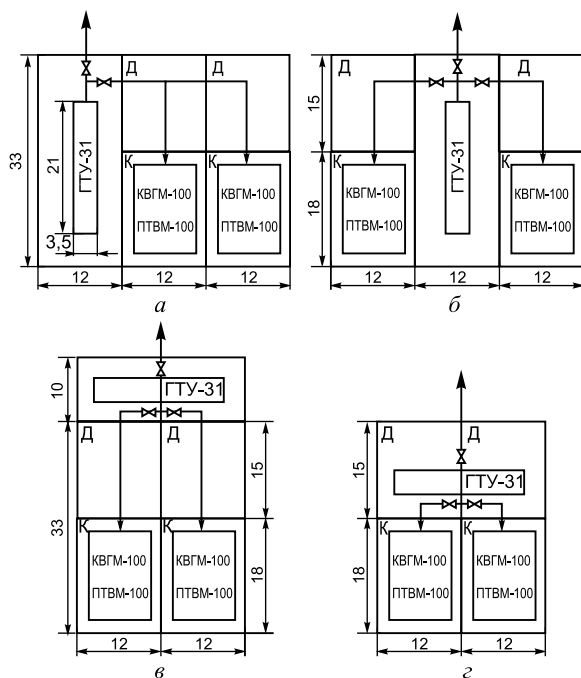


Рис. 4.10. Варианты размещения ГТУ-31 при работе с котлами КВГМ-100 и ПТВМ-100 [4]:

К – котельное отделение; Д – дымососное отделение.

В варианте (г) ГТУ размещается над дымососным отделением. В этом случае трубопроводы горячих газов получаются наиболее короткими и простыми, ГТУ вписывается в общий комплекс блока и площадь в плане не изменяется. Однако требуется произвести реконструкцию дымососного отделения с подъемом кровли на 8–10 м, с созданием необходимых фундаментов, усилением или сооружением новых несущих колонн и стен, строительством несущего перекрытия для установки ГТУ с электрическим генератором и необходимым вспомогательным оборудованием. Это решение может оказаться единственно возможным при отсутствии свободных площадок на генплане у главного корпуса.

### 3. ВЫБОР ТИПОРАЗМЕРА ГТУ ДЛЯ НАДСТРОЙКИ ПАРОВЫХ И ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ ПО СБРОСНОЙ СХЕМЕ

Объектами внедрения таких технологий могут быть малые и средние промышленные и коммунальные котельные, обеспечивающие до 40 % суммарной тепловой нагрузки страны, на которых могут быть установлены ГТУ по схеме со сбросом продуктов сгорания в топку действующих котлов и дожиганием.

При выборе типоразмера ГТУ для совместной работы с котлом обычно требуется примерное равенство объемных расходов продуктов сгорания ГТУ и

вается к форсункам котлов и непосредственно в атмосферу и оборудуется шиберами для переключения агрегатов на режимы совместной или автономной работы. Общая площадь блока в плане для вариантов (а) и (б) в 1,5 раз больше площади ячеек двух котлов.

При наличии свободной площади у главного корпуса со стороны дымососного отделения для создания бокса ГТУ возможна пристройка, как показано на рис. 4.10, в. Ширина бокса в этом случае может быть несколько меньше, чем в вариантах (а) и (б) (в 1,3–1,5 раз). Высота пристройки может составлять 8–10 м, что значительно меньше высоты дымососного отделения.

В варианте (г) ГТУ размещается над дымососным отделением. В этом случае трубопроводы горячих газов получаются наиболее короткими и простыми, ГТУ вписывается в общий комплекс блока и площадь в плане не изменяется. Однако требуется произвести реконструкцию дымососного отделения с подъемом кровли на 8–10 м, с созданием необходимых фундаментов, усилением или сооружением новых несущих колонн и стен, строительством несущего перекрытия для установки ГТУ с электрическим генератором и необходимым вспомогательным оборудованием. Это решение может оказаться единственно возможным при отсутствии свободных площадок на генплане у главного корпуса.



котла в автономном режиме. Однако такой подход приводит к снижению мощности котла при его работе в когенерационной схеме. Для компенсации этого эффекта рекомендуется увеличить скорость потока газов на конвективных поверхностях до 15–20 м/с (от 6–10 м/с, принятых на стадии проектирования котлов), за счет увеличения мощности ГТУ, выбираемой для надстройки.

При исследовании влияния количества сбрасываемых газов от ГТУ на характеристики котла выполнены тепловые расчеты для котлов ДЕ-6,5-14, ДКВР-10-13, КВГМ-6,5, КВГМ-30, устанавливаемых в котельных небольшой мощности [8]. Эти котлы спроектированы для работы с разрежением в газоходе, поэтому дымосос в схеме сохранен. Для дожигания топлива в котле для ГТУ, имеющих содержание кислорода на выхлопе в пределах 11–13,5 %, предусматривалась дополнительная подача воздуха в таком количестве, чтобы концентрация кислорода в смеси продуктов сгорания с дополнительным воздухом составляла 15 %.

### 3.1. Основные расчетные соотношения

Изменение количества сбрасываемых газов от ГТУ в топку оценивалось коэффициентом

$$\delta = B_{\text{кc}}/B_{\text{д}}, \quad (4.8)$$

где  $B_{\text{кc}}$  и  $B_{\text{д}}$  – расходы топлива в камере сгорания ГТУ и на сжигание в котле, м<sup>3</sup>/с.

Расчеты котлов по сбросной схеме выполнены при следующих исходных данных: теплота сгорания природного газа  $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 37\,310$  кДж/м<sup>3</sup>; удельные объемы: воздуха  $V_{\text{в}}^0 = 9,91$ , трехатомных газов  $V_{\text{RO}_2} = 1,06$ , водяных паров  $V_{\text{H}_2\text{O}} = 2,2$ , азота  $V_{\text{N}_2} = 7,84$ , м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>; температура выхлопных газов ГТУ = 512 °С, потери от химического недожога  $q_3 = 1,0$  %. Конструктивные характеристики котлов определены по [9]. Результаты расчетов представлены на рис. 4.11. В зависимости от типоразмера котла и количества сбрасываемых газов его тепловая мощность снижается на 1–6 %, средняя температура газов в первом газоходе уменьшается на 2–13 %, температура уходящих газов увеличивается на 5–25 %, КПД уменьшается на 3–20 % по отношению к автономному режиму работы ( $\delta = 0$ ).

Вышеуказанные диапазоны изменения характеристик относятся к котлам, отличающимся проходными сечениями, габаритами, компоновками поверхностей нагрева, а также обусловлены снижением адиабатической температуры и, как следствие, тепловосприятости в топке при одновременном увеличении теплоотдачи к конвективным поверхностям нагрева в результате роста скоростей продуктов сгорания. Последнее, однако, в полной мере не компенсирует снижение тепловосприятости в топочной камере, поэтому тепловая мощность котла уменьшается. Возрастание объемов продуктов сгорания приводит к увеличению температуры уходящих газов и падению КПД котла. Для паровых котлов приведенные характеристики даны без экономайзеров, так как они не обеспечивают пропуск заданного количества газов, и поэтому требуется их замена. Увеличение объемных расходов газов в котлах приводит к росту аэродинамических сопротивлений в 3–5 раз, что потребует существенной реконструкции газоходов и установки новых дымососов большей мощности.

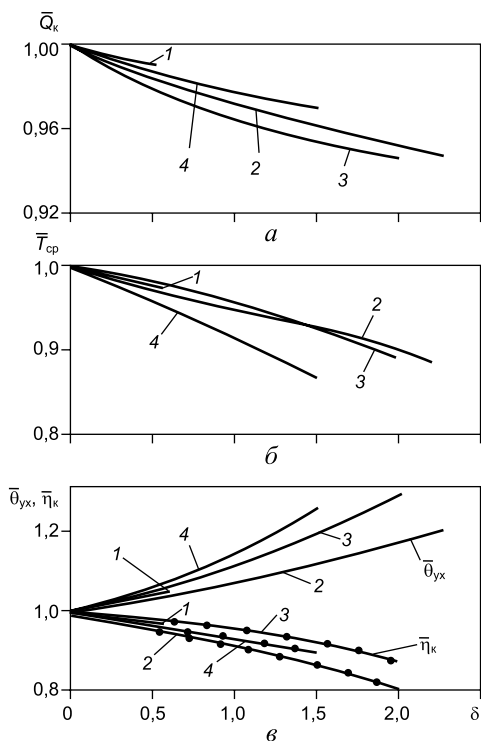


Рис. 4.11. Зависимости относительных значений тепловой мощности  $\bar{Q}_k$ , средней температуры в первом газоходе  $\bar{T}_{cp}$ , температуры уходящих газов  $\bar{\theta}_{yx}$  и КПД  $\bar{\eta}_k$  котла от коэффициента  $\delta$  [8]: 1 – ДЕ-6,5-14; 2 – ДКВР-10-13; 3 – КВГМ-6,5; 4 – КВГМ-30.

ГТУ, образовавшихся при сжигании в КС  $1 \text{ м}^3$  природного газа,  $\text{кДж/м}^3$ ;  $I_{гт}$  и  $I_{нв}$  – энтальпии газов после ГТУ и наружного воздуха,  $\text{кДж/м}^3$ ;  $\alpha_{гт}$  – коэффициент избытка воздуха за ГТУ.

В расчетах принято:  $I_{гт} = 20\,518 \text{ кДж/м}^3$ ,  $I_{нв} = 383,5 \text{ кДж/м}^3$ ,  $\alpha_{гт} = 2,48$ . Электрическая мощность ГТУ при совместной работе с котлом определится из выражения

$$N_э = B_{кc} Q_n^p \eta_e \eta_{г} \eta_{ред}, \text{ кВт}, \quad (4.10)$$

где  $B_{кc} = \delta^{\max} B_d$  при  $\delta^{\max} > 0$  и  $B_d > 0$ ;  $\eta_e$  – эффективный КПД ГТУ;  $\eta_{г}$  – КПД электрогенератора;  $\eta_{ред}$  – КПД редуктора.

Использование формул (4.8)–(4.10) возможно после выполнения теплового расчета котла со сбросом газов ГТУ в топку, что представляет трудоемкую задачу. Для оценочных расчетов мощности ГТУ можно воспользоваться данными рис. 4.11 с целью распространения их на другие типоразмеры

Для оценки влияния экономайзеров на КПД котлов выполнены их конструкторские тепловые расчеты. Температура газов после экономайзеров принята равной  $120^\circ\text{C}$ . При этом за паровыми котлами предусмотрена установка экономайзеров питательной воды, а за водогрейными – теплофикационными, выполненных из гладких труб диаметром 28 мм. Как показали расчеты, тепловая мощность котлов с новыми экономайзерами достигает номинальных значений, а снижение КПД котла не превышает 0,5–5 % по отношению к автономному режиму работы.

Коэффициенты  $\delta^{\max}$  при максимальных заданных скоростях продуктов сгорания получились равными соответственно: для котлов ДЕ-6,5-14 – 0,5; ДКВР-10-13 – 2,2, КВГМ-6,5 – 2, КВГМ-30 – 1,5. По полученным значениям  $\delta^{\max}$  можно определить количество сжигаемого в котле топлива

$$B_d = \frac{Q_k}{\eta_k (Q_n^p + \delta^{\max} \Delta I_{гт})}, \quad (4.9)$$

где  $Q_k$  – тепловая мощность котла, кВт;  $\eta_k$  – КПД котла;  $\Delta I_{гт} = I_{гт} - \alpha_{гт} I_{нв}$  – теплосодержание выхлопных газов

котлов. Для этого представим уравнение неразрывности в наиболее узком сечении котла (в первом газоходе после топки)

$$f_{\min} w^{\max} = B_d V_{\Gamma}^k T_{\text{cp}} / 273, \quad (4.11)$$

где  $f_{\min}$  – минимальное живое сечение конвективной поверхности нагрева, м<sup>2</sup>;  $w^{\max}$  – предельная скорость продуктов сгорания, м/с;  $V_{\Gamma}^k$  – удельный объем продуктов сгорания, отнесенный на единицу сжигаемого топлива в котле, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $T_{\text{cp}}$  – средняя абсолютная температура потока газов в рассматриваемом сечении, К. После преобразований величину  $V_{\Gamma}^k$  можно представить в виде

$$V_{\Gamma}^k = (1 + \delta^{\max}) \sum V_i + \delta^{\max} [\gamma(\alpha_{\Gamma\Gamma} - 1)V_{\text{B}}^0 + \Delta V_{\text{B}}^{\Gamma\Gamma}] + \gamma \Delta \alpha V_{\text{B}}^0, \quad (4.12)$$

где  $V_{\text{B}}^0$  – объем воздуха, теоретически необходимый для сжигания 1 м<sup>3</sup> топлива, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>,

$$\Delta V_{\text{B}}^{\Gamma\Gamma} = \frac{[\text{O}_2]}{21} V_{\Gamma}^{\Gamma\Gamma} - \gamma(\alpha_{\Gamma\Gamma} - 1)V_{\text{B}}^0; \quad (4.13)$$

$$V_{\Gamma}^{\Gamma\Gamma} = \sum V_i + \gamma(\alpha_{\Gamma\Gamma} - 1)V_{\text{B}}^0; \quad (4.14)$$

$$\sum V_i = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2}; \quad \gamma = 1,0161;$$

$\Delta V_{\text{B}}^{\Gamma\Gamma}$  – дополнительный объем воздуха, подаваемый в горелочные устройства котла, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $\Delta \alpha$  – присосы воздуха в котле;  $V_{\Gamma}^{\Gamma\Gamma}$  – объем продуктов сгорания после ГТУ, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>.

Подставив выражения (4.9), (4.12)–(4.14) в уравнение (4.11) после преобразований получим

$$\delta^{\max} = \frac{\frac{Q_k T_{\text{cp}}}{273} \left( \sum V_i + \gamma \Delta \alpha V_{\text{B}}^0 - w^{\max} f_{\min} Q_{\text{H}}^{\text{p}} \eta_{\text{K}} \right)}{w^{\max} f_{\min} \Delta T_{\Gamma\Gamma} \eta_{\text{K}} - \frac{Q_k T_{\text{cp}}}{273} \left( \sum V_i + \frac{[\text{O}_2]}{21} V_{\Gamma}^{\Gamma\Gamma} \right)}. \quad (4.15)$$

При заданных характеристиках топлива, тепловой мощности, известных параметрах газов за ГТУ, максимальной скорости, площади минимального сечения котла, оценив изменения КПД и средней температуры газов в зависимости от  $\delta$  (рис. 4.11), по уравнению (4.15) можно определить  $\delta^{\max}$ , а по выражениям (4.9), (4.10) – электрическую мощность ГТУ. Погрешность вычислений  $\delta^{\max}$  по выражению (4.15) в сравнении с тепловым расчетом котла оценивается в пределах 6,7–8,6%, что достаточно для предварительного выбора типоразмера ГТУ. В табл. 4.6 приведены результаты расчетов мощностей и рекомендуемых типоразмеров ГТУ для совместной работы с серийными котлами.

Как видно из табл. 4.6, электрическая мощность ГТУ находится в пределах 0,21–7,8 МВт. Низкое значение присоединяемой мощности ГТУ к котлу ДЕ-10-14 (0,21 МВт) объясняется высокими скоростями газов в кипячительных пучках в автономном режиме (17 м/с). В котлах ДЕ-16-14 и ДЕ-25-14 скорости газов в автономном режиме находятся в пределах 17–21 м/с. Поэтому при совместной

работе с ГТУ скорости были увеличены до 18–24 м/с, что допустимо согласно данным завода изготовителя. В автономном режиме котлы КВГМ и ДКВР-10-13 имеют скорости газов в конвективных поверхностях 6–10 м/с, а при совместной работе с ГТУ они увеличены до 15 м/с. В котлах КВГМ-10, ДЕ-6,5-14, ДЕ-10-14, ДЕ-16-14, ДЕ-25-14 вследствие небольших значений  $\delta^{\max} = 0,1 \div 0,95$  скорости газов не превышали допустимых значений, а температура уходящих газов увеличились на 5–15 °С. Поэтому в них не предусматривалась замена экономайзера. В котлах ДКВР-10-13, КВГМ-4, КВГМ-6,5, КВГМ-30 при  $\delta^{\max} = 0,1 \div 2,2$  рекомендуется установка новых экономайзеров. Аэродинамические сопротивления котлов, экономайзеров, газоходов и мощность дымососа рассчитаны в соответствии с Нормативным методом.

Таблица 4.6

**Возможные типоразмеры ГТУ для работы с серийными котлами**

Тип водогрейного или парового котла	Тепловая мощность котла, МВт	Средняя температура газов в пучке, К	КПД котла при совместной работе с ГТУ, %	Максимальный объемный расход газов в котле, м <sup>3</sup> /с	Коэффициент $\delta^{\max}$	Расход топлива на дожигание, м <sup>3</sup> /с	Расчетная электрическая мощность ГТУ, МВт	Типоразмер ГТУ
КВГМ-4	4,65	781,3	87,8	11,4	1,70	0,07	1,13	ГТУ-1000
КВГМ-6,5	7,56	799,5	87,5	19,5	2,00	0,11	1,98	ТВ-7-117
КВГМ-10	11,60	831,0	89,4	18,4	0,43	0,27	1,10	ГТУ-1000
КВГМ-20	23,20	864,0	89,5	35,7	0,34	0,57	1,80	ТВ-7-117
КВГМ-30	34,90	855,2	89,0	52,9	1,50	0,56	7,80	НК-14Э
ДКВР-10-13	7,50	841,0	87,2	21,8	2,20	0,11	2,00	ТВ-7-117
ДЕ-6,5-14	4,90	853,9	91,0	7,3	0,50	0,11	0,53	ТВД-1500
ДЕ-10-14	7,50	834,8	92,0	8,7	0,11	0,21	0,21	ТВД-100
ДЕ-16-14	12,00	887,8	90,5	26,1	0,95	0,23	2,04	ТВ-7-117
ДЕ-25-14	18,80	929,2	91,0	35,5	0,52	0,43	2,07	ТВ-7-117

### 3.2. ГТУ-надстройки для водогрейных котлов повышенной теплопроизводительности [10]

Принципиальным условием при выборе типа и единичной мощности ГТУ для совместной работы является необходимость ее эксплуатации в течение всего года с полной утилизацией тепла выхлопных газов независимо от теплопроизводительности котла. Такое требование может быть выполнено при условии работы ГТУ только по графику нагрузки горячего водоснабжения. С учетом этого условия для совместной работы с КВГМ-100 принята ГТУ-16, а с КВГМ-180 – ГТУ-25 производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект». Водогрейные котлы специально реконструированы АО «Белэнергомаш» на базе существующих котлов мощностью 116 и 209 МВт для их работы как с ГТУ, так и в автономном режиме.

В отопительный период отпуск тепла осуществляется путем утилизации выхлопных газов ГТУ в топке котла и дополнительного сжигания в нем топлива. В неотопительный период водогрейный котел работает в утилизационном режиме, а топливо подается только в ГТУ. В этих условиях обеспечиваются как высокоэкономичный отпуск электроэнергии, так и экономия топлива, сжигаемого в котле. При установке ГТУ-16 с КВГМ-100 экономия топлива составит около 20 %, а ГТУ-25 с КВГМ-180 – 30 % расчетного значения.

*Совместная работа котла КВГМ-116 и ГТУ-16.* На действующей Западной котельной (г. Белгород) установлено два водогрейных котла по 116 МВт Дорогобужского котельного завода, обеспечивающие жилищный сектор и промышленные предприятия сетевой водой по графику 70–150 °С. Размещение в котельной ГТУ общей мощностью 32 МВт создает дополнительные условия гарантированного электроснабжения потребителей города. Вся инфраструктура Западной котельной (включая существующий газопровод) полностью обеспечивает эксплуатацию ГТУ без дополнительных строительных работ (рис. 4.12). Основным топливом в котельной является природный газ, резервным – мазут.

При аварийном прекращении подачи газа водогрейный котел переводится на сжигание мазута с остановкой ГТУ и включением штатного вентилятора. В летний период при значительном снижении тепловых нагрузок водогрейный котел работает в чисто утилизационном режиме (без сжигания топлива в котле) с выработкой тепла путем

утилизации теплоты выхлопных газов ГТУ в количестве около 23 МВт. Высокие экологические показатели блока достигаются путем снижения образования оксидов азота при совместной работе газотурбинной установки и водогрейного котла. В этом режиме содержание оксидов азота в уходящих газах котла составляет около 100 мг/м<sup>3</sup> при нормальных условиях по сравнению с величиной 140 мг/м<sup>3</sup> в автономном режиме. Сохраняется возможность работы водогрейного котла как на природном газе, так и на мазуте независимо от работы ГТУ, что соответствует требованиям надежного теплоснабжения. Работа ГТУ в автономном режиме не предусматривается.

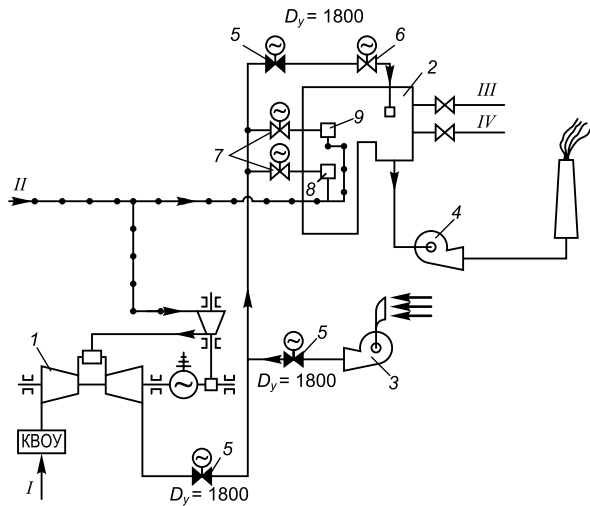


Рис. 4.12. Принципиальная схема блока ГТУ-16 + КВГМ-116-150 ГТ [10]:

1 – ГТУ-16 с дожимным компрессором; 2 – водогрейный котел КВГМ-116-150 ГТ; 3 – вентилятор котла; 4 – дымосос котла; 5 – запорные газоплотные клапаны (три); 6 – регулирующие клапаны (четыре); 7 – запорные клапаны (четыре); 8 – горелки; 9 – вторичное дутье; I – воздух; II – природный газ; III – прямая сетевая вода; IV – обратная сетевая вода.

Водогрейные котлы располагаются в здании расширяемой части котельной, а ГТУ – перед зданием в специальных металлических укрытиях, которые поставляются АО «Белэнергомаш». Основные технико-экономические показатели расширяемой части котельной при составе основного оборудования: водогрейные котлы КВГМ-116-150 ГТ – 2 шт., газотурбинные установки ГТУ-16 – 2 шт.: установленная электрическая мощность – 32 МВт, число часов работы 7500 ч/год; расход электроэнергии на собственные нужды 4 %; годовой отпуск электроэнергии 230 млн кВт·ч, тепловой – 1055 ГВт·ч; Годовой расход топлива 185,3 тыс. т у. т. Общий объем инвестиций в модернизацию котельной составил 19 млн USD, в том числе в расширение котельной – 10 млн USD, в электрические и тепловые сети – 1,0 млн USD. Согласно расчетам, себестоимость получаемой электроэнергии на 17 % ниже покупной в АО «Белгородэнерго», а себестоимость теплоэнергии на 8 % ниже себестоимости, получаемой на существующей части котельной.

*Проект «ГТУ-25 + КВГМ-180».* Институтом «Теплоэлектропроект» (г. Москва) выполнены предпроектные работы для ТЭЦ-26 Мосэнерго по установке с двумя водогрейными котлами КВГМ-180 двух ГТУ мощностью по 25 МВт (ГТУ-25). Газотурбинная установка практически весь год

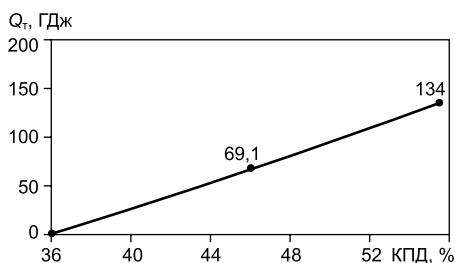


Рис. 4.13. Изменение КПД ГТУ-25 в зависимости от степени утилизации тепла [10].

работает с максимальной утилизацией тепла и, следовательно, с максимальным КПД по выработке электрической энергии (рис. 4.13). В этих условиях удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении составляет 230 кВт·ч/ГДж, что почти на 20 % выше аналогичного показателя теплофикационного блока Т-250/300-240 при его эксплуатации в оптимальном режиме; удельный расход топлива на электроэнергию от ГТУ-25 на 17 % ниже, чем на ТЭЦ, а на тепло – почти на 30 %. В табл. 4.7 приведено

сравнение расходов топлива на тепло и электроэнергию при совместной работе ГТУ-25 + КВГМ-180, энергоблоков СКД ТЭЦ-26 и Мосэнерго за 1998 г.

Таблица 4.7

**Эффективность вариантов теплофикации**

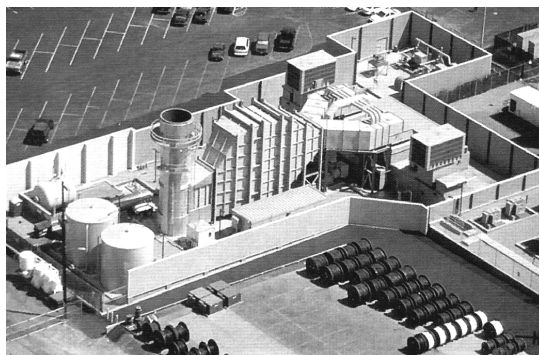
Показатель	ГТУ-25 + КВГМ-180	Энергоблоки СКД	Мосэнерго
Удельный расход условного топлива на электроэнергию, г/(кВт·ч)	221,6	269,1	299,1
Удельный расход условного топлива на тепло, кг/ГДж	26	34	32

## ПРОМЫШЛЕННАЯ ГТУ-ТЭЦ НА ОСНОВЕ FT8

ГТУ-ТЭЦ снабжает тепловой энергией (паром) один из крупнейших химических заводов Франции Rhodia (г. Понт-де Кле, близ г. Гренобля). Еще в 1969 г. ТЭЦ была оборудована восемью ГТУ MS5001A (Frame 5LA) мощностью 15 МВт каждая, производства фирм Nuovo Pignone и Alstom. В 1972 г. к ним были добавлены две ГТУ Frame 5N мощностью по 25 МВт. Все ГТУ снабжены двухконтурными паровыми КУ производства Babcock Atlanticque, которые вырабатывают перегретый пар с параметрами 3 МПа/270 °С и 0,8 МПа/190 °С. Несмотря на сравнительно низкую экономичность ГТУ (22–24 %), коэффициент использования топлива при работе в когенерационном режиме составлял ≈ 70 %. Первоначально ГТУ работали на жидком топливе, а позднее, по окончании строительства газопровода, были переведены на природный газ. Мощность ГТУ типа Frame 5 путем впрыска пара в камеру сгорания была увеличена до 19 МВт. Расчетное давление газа в газопроводе превышает необходимое для работы топливной системы ГТУ; в случае понижения давления предусмотрено аварийное включение дожимных топливных компрессоров фирмы Ariel. В 1996 г. отработавшие ресурс 3 ГТУ Frame 5 были заменены промышленными ГТУ FT8 мощностью 25 МВт производства GHH Borsig (Германия) с электрогенераторами фирмы Alstom номинальной мощностью 35 МВА. Последние имеют примерно тот же массовый расход выхлопных газов, что позволяет после незначительной доработки использовать старые котлы-утилизаторы. Кроме того, габариты ГТУ FT8 позволяют их установку на место старых ГТУ.



Пэкедж с газотурбогенератором FT8 и реконструированным КУ.

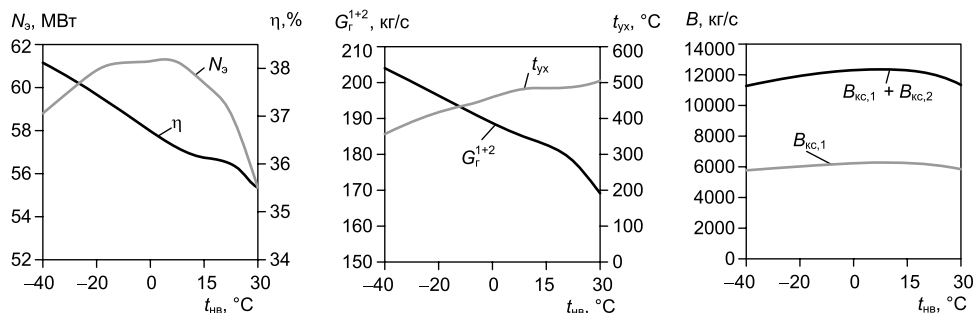


Горизонтальный КУ, работающий на выхлопе двух ГТУ FT8 системы Swiftpac.

После реконструкции на основе этой ГТУ-ТЭЦ была образована энергогенерирующая компания SEVCO – первая во Франции, в которой газовые турбины FT8 эксплуатируются в когенерационном режиме круглогодично, с полной нагрузкой. Ее электрическая мощность 205 МВт и производительность по пару 700 т/ч. Три установки FT8 работают в базовом режиме, и выработанная электроэнергия продается в Национальную энергосистему Франции (EDF – Electricite de France), а пар используется в технологических процессах пред-

приятия. При повышении паровой нагрузки в работу включаются когенерационные установки Frame 5, причем вырабатываемая электроэнергия потребляется внутри предприятия. Недостаток электрической мощности восполняется из электросети. Компания CEVCO заключила 12-летний контракт с EDF на поставку электроэнергии от ГТУ FT8, позволяющей воспользоваться существующими во Франции льготами для дальнейшего внедрения высокоэффективных когенерационных систем. Согласно нормативам такие льготы выделяются, если когенерационная система имеет Кит 60 % и более. Управление всей ГТУ-ТЭЦ производится с центральной диспетчерской, оборудованной современными электронными системами управления от фирм Woodward, Siemens и др., причем каждая ГТУ может управляться независимо. ГТУ FT8 поставляются в контейнерах с влаго- и шумозащитной изоляцией, системой пожаротушения и вентиляции. Воздух в ГТУ подводится через воздухоочистительную и антиобледенительную систему, расположенную над контейнером. КУ с естественной циркуляцией, не имеют байпасной трубы, поэтому ГТУ регулируется всегда с когенерационной нагрузкой. Вспомогательное оборудование ГТУ расположено в отдельных помещениях или контейнерах. Изготовитель ГТУ гарантирует в случае необходимости замену газогенератора FT8 за 72 часа, а замену силовой турбины – за 96 часов в условиях ТЭЦ.

В 2002 г. состоялся ввод в эксплуатацию первой установки системы Swiftpac производства Pratt & Whitney Power Systems, в которой две ГТУ FT8 с разных концов вращают вал одного электрогенератора. Совместно с фирмой Brush Electrical Machines производится полностью автоматические газотурбинные электростанции, оборудованные всем необходимым для локального производства электроэнергии и тепла. Укрытие ГТУ представляет собой контейнер турбоблока заводской сборки, в котором смонтирован ГТД на раме, установлен модуль системы смазки и проведена внутренняя трубная и проводная обвязка, смонтирован выхлопной диффузор и коллектор. Транспортировка и монтаж турбоблока на месте установки осуществляется единым модулем. Для монтажа Swiftpac требуется заливка бетонного монолитного фундамента со стальной арматурой 36×1,7×41 м. Концепция модульности позволяет осуществлять немедленный монтаж практически в любом месте. Технические показатели установки приведены в табл. 2.24.



Климатические характеристики газотурбогенератора Swiftpac мощностью 57 МВт.



При строительстве водогрейной котельной на площадке ТЭЦ и установке двух ГТУ-25 в отдельных укрытиях более 90 % общей стоимости составляет стоимость оборудования и монтажа, причем основная доля приходится на ГТУ – около 85 % при удельной стоимости 411,6 USD за 1 кВт (с учетом НДС, электротехнических устройств, дожимного компрессора и др.). Следует отметить, что строительство новой ТЭЦ эквивалентной мощности с традиционной инфраструктурой потребует затраты, как минимум, в 600–700 USD за 1 кВт.

Комбинированное производство тепловой и электрической энергии позволяет также снизить вредные выбросы. В табл. 4.8 дано сравнение двух вариантов генерирования энергии в котельной, оборудованной двумя водогрейными котлами по 754 ГДж/ч; при совместной работе двух водогрейных котлов с двумя ГТУ-25.

Таблица 4.8

**Сравнение выбросов  $NO_x$  до и после модернизации котельной**

Показатель	Вариант 1		Вариант 2	
	Отопительный период	Неотопительный период	Отопительный период	Неотопительный период
Количество котлов, шт.	2*	2*	2**	2**
Количество ГТУ-25, шт.	–	–	2	2
Отпуск тепла, ГДж/ч	1 500	269	1 500	269
Отпуск электроэнергии, млн кВт·ч	–	–	200	200
Объем уходящих газов ( $\alpha_{yx} = 1,4$ ), рассчитанный по расходу топлива на отпускаемое тепло, м <sup>3</sup> /с (при нормальных условиях)	186,4	66,2	151,4	144,0
Удельные выбросы оксидов азота ( $\alpha_{yx} = 1,4$ ), мг/м <sup>3</sup> (при нормальных условиях)	135	–	125	–
Массовый выброс оксидов азота, г/с	25,20	8,94	18,90	18,00
Массовый выброс оксидов азота при выработке тепла, г/с	25,20	8,94	15,60	6,33

\* – водогрейные котлы АО БКЗ;

\*\* – водогрейные котлы АО «Белэнергомаш».

Из анализа данных, приведенных в табл. 4.8, следует, что при совместной работе водогрейного котла и ГТУ в отопительный период (вариант 2), несмотря на отпуск двух видов продукции – электроэнергии и тепла, расход уходящих газов почти на 20 % ниже, чем при автономной работе водогрейного котла АО БКЗ (вариант 1) в результате сброса уходящих газов ГТУ в котел и снижения расхода топлива. При этом уменьшается и массовый выброс  $NO_x$  (примерно на 25 %). Полученные результаты являются следствием: снижения примерно на 20 % расхода топлива на котел при его совместной работе с ГТУ; полного прекращения подачи воздуха в котел и использования для горения кислорода, содержащегося в выхлопных газах ГТУ; более экономичной работы котлов АО «Белэнергомаш». В неотопительный период в варианте 2

обеспечивается отпуск продукции двух видов, что и приводит к увеличенному расходу уходящих газов и соответственно выбросов по сравнению с автономной работой котла с нагрузкой только горячего водоснабжения.

Таким образом, при совместной работе водогрейного котла с ГТУ улучшаются как экономические, так и экологические показатели.

#### 4. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ СБРОСНОЙ СХЕМЫ ГТУ–ВОДОГРЕЙНЫЙ КОТЕЛ НА ЧАСТИЧНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗКАХ

В случае применения когенерации для районного теплоснабжения важным вопросом является знание топливной эффективности установок на режимах частичной тепловой нагрузки, т. к. обеспечение сезонного графика отопления требует изменения отношения максимума тепловой нагрузки (в зимний период) к минимуму (в летний) в диапазоне  $\bar{Q} = Q_{\max}/Q_{\min} \approx 5 \div 10$ . Когенерационная установка в составе ГТУ и водогрейного котла способна покрывать минимум тепловой нагрузки только за счет утилизации в котле теплоты выхлопных газов ГТУ. Повышение тепловой мощности вплоть до максимальной осуществляется благодаря сжиганию в топке котла дополнительного количества топлива, при этом выхлопные газы используются как горячий воздух, забалластрированный продуктами сгорания. Отсюда вытекает определяющая роль для энергетических характеристик когенерационной установки такого параметра как коэффициент избытка воздуха  $\alpha_{\text{ГТ}}$  в выхлопных газах ГТУ. Как указывалось в гл. 1 основные параметры ГТУ и изменение их в зависимости от эксплуатационных факторов (т. е. нагрузочные, климатические и теплофикационные характеристики) всегда определяются по данным завода-изготовителя ГТУ, гарантируются в контрактах и подтверждаются приемо-

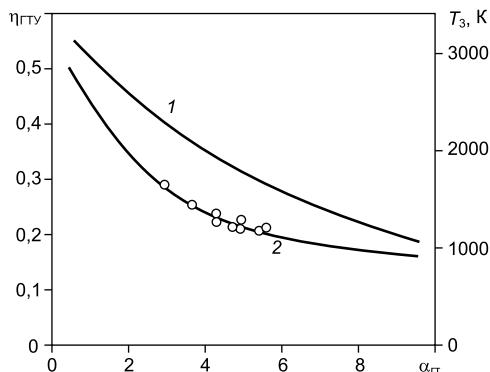


Рис. 4.14. Зависимость КПД ГТУ и температуры газа перед турбиной от коэффициента избытка воздуха в ГТУ:

1 – КПД ГТУ; 2 – температура газа перед турбиной.

сдаточными испытаниями ГТУ. Можно отметить, что величина  $\alpha_{\text{ГТ}}$  находится в обратной зависимости от КПД ГТУ  $\eta_{\text{ГТУ}}$ , а следовательно, и от температуры газов перед газовой турбиной. Как видно из рис. 4.14 для высокотемпературных современных ГТУ  $\alpha_{\text{ГТ}} \approx 2,7 \div 3,5$ , для ГТУ предыдущих поколений при  $\eta_{\text{ГТУ}} \approx 0,27 \div 0,28 - \alpha_{\text{ГТ}} \approx 5 \div 7$ .

Вторым важнейшим параметром является коэффициент избытка воздуха в уходящих газах котла  $\alpha_{\text{к}}$ , поскольку снижение его увеличивает эффективность установки при одинаковых значениях температуры уходящих газов  $\theta_{\text{ух}}$ . Анализ выполняется при любых возмож-

ных тепловых нагрузках когенерационной установки в предположении, что ее турбогенераторная группа всегда работает в номинальном (базовом) режиме, благодаря чему массовый расход продуктов сгорания в газовом тракте котла-утилизатора изменяется незначительно и в основном за счет сжигания дополнительного топлива. В зависимости от количества тепловой энергии, отпускаемой на теплоснабжение, КПД котла, а следовательно, и тепловая эффективность всей когенерационной установки, будет изменяться.

Анализ тепловой эффективности выполняется для сбалансированной сбросной схемы, приведенной ранее на рис. 4.1, а. Заданными считаются:  $B_{\text{кк}}$  – расход топлива в камере сгорания ГТУ на номинальном режиме;  $\eta_{\text{к}}^{\text{max}}$  – КПД водогрейного котла при работе в автономном режиме на максимальной тепловой мощности;  $\alpha_{\text{к}}^{\text{max}}$  и  $\theta_{\text{yx}}^{\text{max}}$  – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах котла и их температура на том же режиме. Принимаем, что ГТУ и котел имеют адиабатическую газоплотную оболочку, т. е. потери теплоты в окружающую среду отсутствуют; пренебрегаем также потерями теплоты от химического недожога топлива. Необходимо определить коэффициент использования теплоты топлива  $\text{Кит}$  и возможный диапазон изменения тепловых нагрузок [11].

Тепловой баланс когенерационной установки представим в виде

$$(B_{\text{кк}} + B_{\text{д}}) Q_{\text{н}}^{\text{p}} = N_{\text{э}} + Q + Q_{\text{yx}}, \quad (4.16)$$

где  $B_{\text{д}}$  – расход топлива в топке котла;  $N_{\text{э}}$  и  $Q$  – электрическая и тепловая мощность когенерационной установки;  $Q_{\text{yx}}$  – потери теплоты с уходящими из котла газами.

Электрическая мощность ГТУ определяется соотношением

$$N_{\text{э}} = \eta_{\text{э}} B_{\text{кк}} Q_{\text{н}}^{\text{p}},$$

где  $\eta_{\text{э}} = \eta_{\text{е}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{г}}$  – КПД на клеммах генератора;  $\eta_{\text{е}}$  – КПД ГТУ на выходном валу отбора мощности;  $\eta_{\text{ред}}$  – КПД редуктора (при его наличии);  $\eta_{\text{г}}$  – КПД электрогенератора; в последующих расчетах принято  $\eta_{\text{ред}} \approx \eta_{\text{г}} \approx 0,98$ .

Теплота  $Q$  для теплоснабжения, вырабатываемая в когенерационной установке, зависит от расхода топлива в котле  $B_{\text{д}}$ , физической теплоты выхлопных газов ГТУ  $Q_4$  и потерь теплоты с уходящими газами  $Q_{\text{yx}}$

$$Q = Q_{\text{к}} + Q_4 - Q_{\text{yx}}; \quad (4.17)$$

$$Q_{\text{к}} = B_{\text{д}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{p}}; \quad (4.18)$$

$$Q_4 = (1 - \eta_{\text{э}}) \cdot B_{\text{кк}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{p}}; \quad (4.19)$$

$$Q_{\text{yx}} = (G_{\text{в}} + B_{\text{кк}} + B_{\text{д}}) c_p^{\text{yx}} \theta_{\text{yx}}, \quad (4.20)$$

где  $G_{\text{в}}$  – расход воздуха через компрессор ГТУ;  $c_p^{\text{yx}}$  – удельная теплоемкость уходящих из котла газов.

Теоретический расход топлива  $B_{\text{д}}^0$ , которое можно сжечь в топке котла при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha_{\text{к}} = 1$  и использовании в качестве окислителя только выхлопных газов ГТУ, определяется выражением

$$B_{\text{д}}^0 = (\alpha_{\text{гт}} - 1) \cdot B_{\text{кк}}. \quad (4.21)$$

Для определения частичной тепловой мощности котла введем коэффициент топливной нагрузки котла

$$\psi = B_d / B_d^0, \quad (4.22)$$

диапазон изменения которого теоретически составляет 0–1. Для сгорания топлива  $B_d$  в топке котла из выхлопных газов ГТУ расходуется количество воздуха, равное  $B_d L_0$ , при этом суммарный расход  $G_1$  «сгоревшего» воздуха в турбине и котле составит

$$G_1 = B_{\text{кк}} \cdot L_0 \cdot [1 + \psi \cdot (\alpha_{\text{ГТ}} - 1)], \quad (4.23)$$

где  $L_0$  – теоретический расход воздуха для сжигания 1 кг топлива.

Поскольку поступающий через компрессор ГТУ расход воздуха  $G_B = \alpha_{\text{ГТ}} B_{\text{кк}} L_0$ , то коэффициент избытка воздуха в топке котла определится как

$$\alpha_{\text{к}} = \frac{G_B}{G_1} = \frac{\alpha_{\text{ГТ}}}{1 + \psi(\alpha_{\text{ГТ}} - 1)}. \quad (4.24)$$

Для обеспечения допустимого уровня химнедожога топлива при проектировании горелок котла должен быть задан коэффициент избытка воздуха не менее  $\alpha_{\text{к}}^{\text{min}}$ . В то же время чрезмерное увеличение  $\alpha_{\text{к}}^{\text{min}}$ , как это следует из (4.24), потребует уменьшения коэффициента топливной нагрузки, т. е. приведет к сужению диапазона регулирования тепловой мощности котла. Из (4.24) следует также, что диапазон регулирования тепловой мощности котла расширяется с ростом параметра  $\alpha_{\text{ГТ}}$ , т. е. при использовании менее экономичных ГТУ.

На основании уравнений (4.21), (4.23) равенство (4.20) преобразуется к виду:

$$Q_{\text{yx}} = B_{\text{кк}} \cdot c_p^{\text{yx}} \theta_{\text{yx}} \{ \alpha_{\text{ГТ}} \cdot L_0 + [1 + \psi \cdot (\alpha_{\text{ГТ}} - 1)] \}. \quad (4.25)$$

С другой стороны

$$Q_{\text{yx}} = (Q_{\text{к}} + Q_4)(1 - \eta_{\text{к}}) = B_{\text{кк}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} [1 + \psi(\alpha_{\text{ГТ}} - 1) - \eta_{\text{э}}](1 - \eta_{\text{к}}). \quad (4.26)$$

Из уравнений (4.25) и (4.26) получаем

$$\theta_{\text{yx}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{п}}}{c_p^{\text{yx}}} \cdot \frac{\{ [1 + \psi(\alpha_{\text{ГТ}} - 1)] - \eta_{\text{э}} \} (1 - \eta_{\text{к}})}{[1 + \psi(\alpha_{\text{ГТ}} - 1)] + \alpha_{\text{ГТ}} \cdot L_0}. \quad (4.27)$$

Необходимый для расчета  $\theta_{\text{yx}}$  КПД котла  $\eta_{\text{к}}$  зависит от коэффициента тепловой нагрузки  $\psi$  и может быть определен по приближенному уравнению

$$\eta_{\text{к}} = \eta_{\text{к}}^{\text{max}} - 0,2(1 - \psi). \quad (4.28)$$

Это соотношение получено на основании результатов расчетов характеристик сбросной схемы в составе с ГТУ UGT2500 и водогрейного котла ПТВМ-30, описанной в следующем разделе.

С учетом полученных выражений уравнение для расчета теплопроизводительности котла при частичных тепловых нагрузках принимает вид

$$Q = B_{\text{кв}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{к}} [\psi(\alpha_{\text{гт}} - 1) + (1 - \eta_{\text{э}})]. \quad (4.29)$$

Полученные соотношения позволяют определить относительную электрическую мощность  $\bar{N}_{\text{э}} = N_{\text{э}} / (N_{\text{э}} + Q)$  и топливную эффективность Кит сбросной схемы. Кроме того, представляется возможным определить мощность ГТУ, при которой за счет дожигания топлива только в потоке выхлопных газов ГТУ (без присадки свежего воздуха) можно обеспечить теплопроизводительность, равную номинальной мощности базового котла.

Величина Кит может быть найдена по соотношению

$$\text{Кит} = 1 - \frac{Q_{\text{ух}}}{(B_{\text{кв}} + B_{\text{д}})Q_{\text{н}}^{\text{п}}}. \quad (4.30)$$

При помощи уравнений (4.21), (4.22), (4.25), (4.27) выражение (4.30) преобразуется к виду

$$\text{Кит} = \eta_{\text{к}} + \frac{\eta_{\text{э}}(1 - \eta_{\text{к}})}{1 + \psi(\alpha_{\text{гт}} - 1)}. \quad (4.31)$$

Для режима максимальной тепловой мощности ( $\psi = 1$ ,  $\eta_{\text{к}} = \eta_{\text{к}}^{\text{max}}$ )

$$\text{Кит}^{\text{max}} = \eta_{\text{к}}^{\text{max}} + \frac{\eta_{\text{э}}(1 - \eta_{\text{к}}^{\text{max}})}{\alpha_{\text{гт}}}. \quad (4.32)$$

При работе котла в режиме утилизатора ( $\psi = 0$ ,  $\eta_{\text{к}} = \eta_{\text{к}}^{\text{гт}}$ )

$$\text{Кит}^{\text{гт}} = \eta_{\text{к}}^{\text{гт}} + \eta_{\text{э}}(1 - \eta_{\text{к}}^{\text{гт}}), \quad (4.33)$$

что следует также из уравнения (2.16) части 1, гл. 2.

Отсюда видно, что уровень Кит определяется значением КПД котла, используемого в сбросной схеме – чем совершеннее котел (выше  $\eta_{\text{к}}$ ), тем больший Кит может обеспечить когенерационная установка. Комплекс  $\psi(\alpha_{\text{гт}} - 1) = B_{\text{д}}/B_{\text{кв}}$  определяет влияние на Кит количества дожигаемого в котле топлива. Поскольку с ростом  $\psi$  увеличивается КПД котла  $\eta_{\text{к}}$ , значение Кит также возрастает. Этому же способствует и увеличение КПД примененной ГТУ.

Относительная электрическая мощность когенерационной установки (КОУ) определяется как

$$\bar{N}_{\text{э}} = \frac{1}{1 + \eta_{\text{к}} \left[ \frac{1 + \psi(\alpha_{\text{гт}} - 1)}{\eta_{\text{э}}} - 1 \right]}. \quad (4.34)$$

Характеристикой топливной эффективности сбросной схемы на частичных тепловых нагрузках является семейство кривых, описывающих зависимости Кит от относительной электрической мощности  $\bar{N}_{\text{э}}$  при различных значениях  $\psi$  и  $\alpha_{\text{гт}}$  для конкретного базового котла. На рис. 4.15 показана такая характеристика для водогрейного котла, имеющего  $\eta_{\text{к}}^{\text{max}} = 0,9$ . Видно, что при максимальной тепловой мощности ( $\psi = 1$ ) коэффициент использования теплоты топлива достигает максимальной величины (0,92–0,93), а по мере снижения коэффициента  $\psi$  значение Кит уменьшается и тем интенсивнее, чем выше коэффициент избытка воздуха в турбине  $\alpha_{\text{гт}}$ . Одновременно возрастает относи-

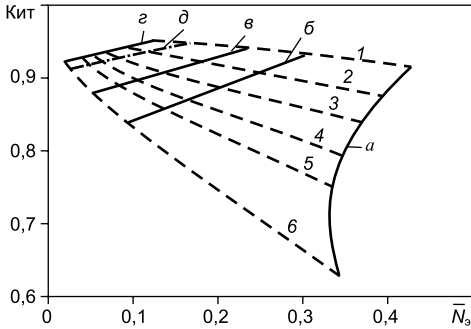


Рис. 4.15. Характеристика топливной эффективности сбросной схемы на частичных тепловых нагрузках:

1 —  $\alpha_{GT} = 3$ ; 2 — 4; 3 — 5; 4 — 6; 5 — 7; 6 — 10; а —  $\psi = 0$ ; б — 0,2; в — 0,4; з — 1,0; д — для  $\psi = \psi^{max}$ .

охарактеризуем диапазон регулирования тепловой мощности отношением максимальной тепловой мощности установки к минимальной  $\bar{Q} = Q_{max}/Q_{min}$ .

Величина  $Q_{min}$  соответствует тепловой мощности при работе котла в режиме утилизации ( $\psi = 0$ ). Величина  $Q_{max}$  зависит от максимального количества сжигаемого в котле топлива, т. е. при заданной величине  $\alpha_{GT}$  определяется предельно осуществимым значением  $\psi^{max}$ . Величину  $\psi^{max}$  можно определить из уравнения (4.24) при условии, что дожигание топлива в котле производится при минимально возможном коэффициенте избытка воздуха  $\alpha_k = \alpha_k^{min}$ :

$$\psi^{max} = \frac{\alpha_{GT} - \alpha_k^{min}}{\alpha_k^{min}(\alpha_{GT} - 1)}. \quad (4.35)$$

Из этого равенства непосредственно следует, что  $\psi^{max} < 1$  всегда, даже в том случае, когда для сжигания топлива в котле используется чистый воздух при минимально возможном  $\alpha_k = 1,05 \div 1,07$ . По мере уменьшения содержания кислорода в выхлопных газах ГТУ значение  $\alpha_k^{min}$  необходимо увеличивать. При расчетах  $Q_{max}$  в первом приближении принято, что  $\alpha_k^{min}$  изменится от 1,1 при  $\alpha_{GT} = 10$  до 1,4 при  $\alpha_{GT} = 3$ . Для рассматриваемых значений  $\alpha_{GT}$  объемное содержание кислорода в выхлопных газах ГТУ уменьшается от 21 до 14%. Варианты с коэффициентом избытка воздуха в турбине  $\alpha_{GT} < 3$  не рассматриваются в связи со снижением устойчивости горения топлива в среде с низким содержанием кислорода. Таким образом, при увеличении  $\alpha_{GT}$  возрастает значение  $\psi^{max}$  и расширяется диапазон регулирования тепловой нагрузки  $\bar{Q}$ . На рис. 4.15 зависимость  $\psi^{max}(\alpha_{GT})$  нанесена пунктиром, ограничивая сверху возможную область топливной эффективности установки. На основании обобщения полученных данных по влиянию параметров  $\psi^{max}$  и  $\alpha_{GT}$  на величину  $\bar{Q}$  в диапазонах  $3 < \alpha_{GT} < 10$ ,  $0 < \psi < \psi^{max}$  для оценочных расчетов возможного интервала регулирования тепловых нагрузок рекомендуется использовать зависимость

$$\bar{Q} = 1 + 1,15\alpha_{GT}. \quad (4.36)$$

Далее в соответствии с рис. 4.15 определяются значения относительной электрической мощности на концах этого диапазона, т.е. при  $\psi = 0$  и  $\psi = \psi^{\max}$ . Современные ГТУ, имеющие  $\alpha_{\text{ГТ}} \approx 3 \div 5$ , позволяют в составе КОУ обеспечить  $\bar{N} = 0,07 \div 0,12$  на режиме максимальной тепловой нагрузки и  $\bar{N} = 0,37 \div 0,45$  при работе котла в утилизационном режиме.

Количество топлива, которое необходимо сжечь в топке котла КОУ для получения его номинальной тепловой мощности, определяется как разность номинального расхода топлива базового котла и топливного эквивалента теплоты, поступающей в котел с выхлопными газами ГТУ. С использованием приведенных выше соотношений это условие записывается следующим образом

$$B_{\text{кк}}\psi(\alpha_{\text{ГТ}} - 1) = B_{\text{к}}^{\text{авт}} - B_{\text{кк}}(1 - \eta_{\text{э}}), \quad (4.37)$$

где  $B_{\text{к}}^{\text{авт}}$  – расход топлива на номинальном автономном режиме работы котла.

Отсюда определяется необходимое значение коэффициента тепловой нагрузки котла

$$\psi = \frac{B_{\text{к}}^{\text{авт}}/B_{\text{кк}} - (1 - \eta_{\text{э}})}{\alpha_{\text{ГТ}} - 1}. \quad (4.38)$$

Однако, реальное количество топлива, которое можно дожечь в топке котла, определяется содержанием свободного кислорода в выхлопных газах турбины, причем для обеспечения надежного сжигания топлива в забалластированном продуктах сгорания потоке окислителя необходимо обеспечить коэффициент избытка воздуха в топке котла не менее  $\alpha_{\text{к}}^{\min} = 1,1 \div 1,4$ . Поэтому с использованием равенства (4.35), учитывающим это ограничение, уравнение (4.38) преобразуется к виду

$$B_{\text{к}}^{\text{авт}} = B_{\text{кк}}(\alpha_{\text{ГТ}}/\alpha_{\text{к}}^{\min} - \eta_{\text{э}}). \quad (4.39)$$

Это равенство является условием согласования мощности выбранной ГТУ с теплопроизводительностью базового котла и дополняет сформулированное в предыдущих разделах условие оптимального подбора оборудования для сбросной схемы отопительной котельной.

Для работы в режиме утилизации (без дожигания) условием согласования по мощности котла и ГТУ является  $B_{\text{к}}^{\text{авт}} = B_{\text{кк}}(1 - \eta_{\text{э}})$ , что следует из (4.38) при  $\psi = 0$ . С учетом уравнения (4.35) максимальное значение  $\text{Кит}^{\max}$  (при максимальной теплопроизводительности КОУ) определяется равенством

$$\text{Кит}^{\max} = \eta_{\text{к}} + \frac{\alpha_{\text{к}}^{\min} \cdot \eta_{\text{э}}(1 - \eta_{\text{к}})}{\alpha_{\text{ГТ}}}. \quad (4.40)$$

Таким образом, регулирование тепловой мощности КОУ производится изменением расхода топлива, дожигаемого в потоке выхлопных газов ГТУ, в диапазоне  $\psi$  от 0 до  $\psi^{\max}$ . Требуемая ширина диапазона регулирования, как будет показано ниже, является еще одним критерием выбора оборудования для сбросной схемы.

## 5. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ГТУ-НАДСТРОЙКИ ДЛЯ РАЙОННОЙ КОТЕЛЬНОЙ

### 5.1. Структура и режимы работы когенерационной установки

В качестве примера приводится описание структуры и основных технико-экономических показателей когенерационной установки на базе котла ПТВМ-30, широко распространенного в районных котельных системы теплоснабжения (рис. 4.16). Состав основного оборудования: водогрейный котел типа ПТВМ-30 тепловой мощностью 40 МВт (при работе на природном газе); энергетическая газотурбинная установка типа UGT2500 номинальной мощностью 2,85 МВт производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», смонтированная на общей раме с электрогенератором, топливный дожимающий компрессор, системы шумоглушения, воздухоочистки, соединительные газоходы, регулирующие заслонки и необходимое вспомогательное оборудование.

Газомазутный водогрейный котел типа ПТВМ-30М теплопроизводительностью 35 Гкал/ч выполнен в П-образной компоновке; оборудован шестью газомазутными горелками, расположенными на боковых стенках. Изменение теплопроизводительности котла осуществляется изменением числа работающих горелок при постоянном расходе воды и переменном температурном перепаде. Основные теплотехнические характеристики водогрейного котла приведены в табл. 4.9. Топочная камера котла полностью экранирована трубами диаметром 60 мм с толщиной стенки 3 мм, расположенными с шагом  $s = 64$  мм. Конвективная поверхность нагрева расположена в конвективной шахте с экранированными стенками.

Боковые стенки экранированы трубами диаметром 83 мм с толщиной стенки 3,5 мм, расположенными с шагом  $s = 128$  мм, и являются коллекторами для U-образных ширм, выполненных из труб диаметром 28 мм с толщиной стенки 3 мм. Ширмы расставлены таким образом, что трубы образуют пучок с шагами  $s_1 = 64$  мм и  $s_2 = 40$  мм. Задняя стенка конвективной шахты экранирована трубами диаметром 60 мм с толщиной стенки 3,5 мм, расположенными с шагом  $s = 64$  мм. Трубная система котла на отметке 5,14 м опирается на каркасную ра-

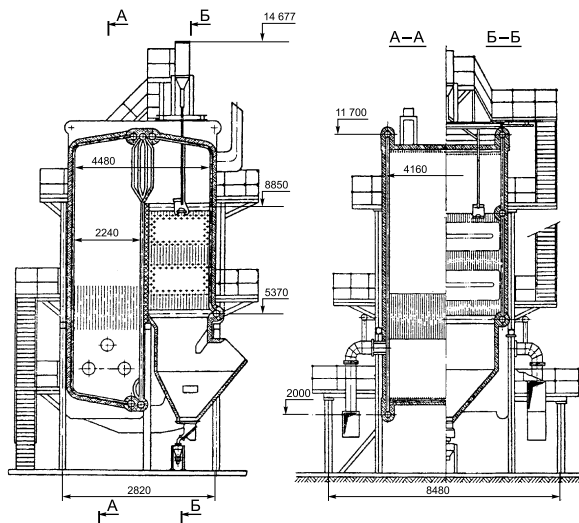


Рис. 4.16. Конструктивная схема водогрейного котла ПТВМ-30М производства Дорогобужского котельного завода.



му. Обмуровка котла выполнена облегченной с креплением непосредственно к трубам. Общая толщина обмуровки приблизительно 110 мм. Котел ПТВМ-30М рассчитан для работы с уравновешенной тягой.

Таблица 4.9

**Теплотехнические характеристики водогрейного котла ПТВМ-30М**

Показатель	Величина
Номинальная теплопроизводительность, МВт	40,7
Температура воды, °С:	
– на входе в котел	70
– на выходе из котла	104
Избыточное давление воды на входе в котел, МПа:	
– расчетное	2,0
– минимальное	0,8
Расход воды, т/ч	400
Расход топлива:	
– природного газа, нм <sup>3</sup> /ч	4800
– мазута, кг/ч	4355
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	63 720
Сопротивление котла:	
– аэродинамическое, кПа	6,0–6,5
– гидравлическое, МПа	0,17
Температура уходящих газов, °С:	
– на природном газе	162
– на мазуте	250
КПД, %:	
– на природном газе	90,1
– на мазуте	87,9
Объем топочной камеры, м <sup>3</sup>	81,5
Размеры топочной камеры в плане, мм	4160×2240
Избыточное давление перед горелкой, МПа:	
– природного газа	0,02
– мазута	2
Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup> :	
– радиационной	128,6
– конвективной	693
Габаритные размеры, м	4,74×4,97×12,27
Масса металлической части, т	64,0

Котлы, работающие на мазуте, оборудуются дробеочистной установкой для удаления наружных отложений с труб конвективной поверхности нагрева. Отложения удаляются при помощи дроби диаметром 5–6 мм, которая вводится над конвективной поверхностью нагрева. На верх конвективной шахты дробь подается пневмотранспортом, для чего используется ротационная воздуходувка.

Описание конструктивной схемы ГТУ UGT2500 и ее технические данные были приведены во второй главе. В базовом режиме ГТУ обеспечивает на клеммах генератора мощность 2,85 МВт при КПД  $\eta_3 = 28,5\%$ , расходе выхлопных газов 16,5 кг/с и их температуре 460 °С (при условиях ISO); расход топливного газа  $B_{\text{кв}} = 950 \text{ нм}^3/\text{ч}$ . Газотурбогенератор поставляется в контейнере, компоновка оборудования в котором показана на рис. 4.17. В контейнере смонтированы системы, обеспечивающие работу ГТУ (системы автоматического регулирования и управления, топливопитания, маслосистема, системы вентиляции и электрооборудования).

Тип и мощность ГТУ определены из условия согласования котла и ГТУ по расходу выхлопных газов. Превышение скорости последних в газоходе котла относительно требований завода-изготовителя допускается не более, чем на 10–12 %. Установка реализует сбросную схему когенерации с дополнительным сжиганием топлива (природного газа) в топке водогрейного котла в атмосфере выхлопных газов ГТУ, при этом номинальная тепловая мощность котла 40 МВт обеспечивается за счет подачи в топку котла дутьевыми вентиляторами свежего воздуха в количестве 0,53 нм<sup>3</sup>/с. Минимальную тепловую нагрузку около 5 МВт котел обеспечивает только за счет утилизации

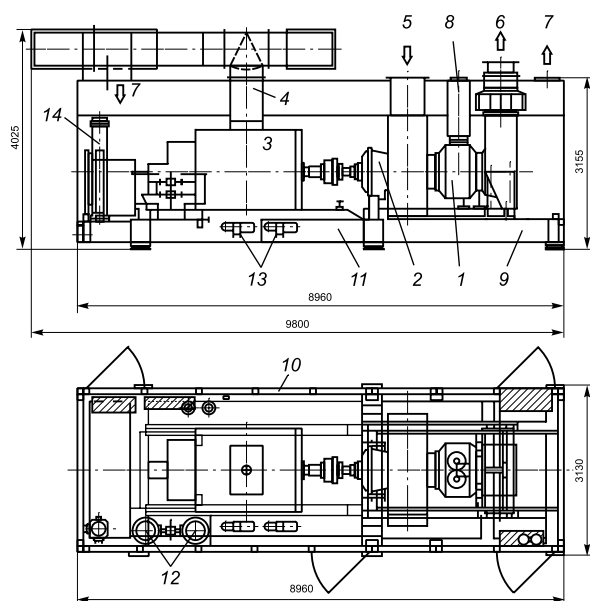


Рис. 4.17. Габаритные и присоединительные размеры элементов оборудования UGT2500:

1 – ГТД; 2 – редуктор; 3 – электрогенератор; 4 – охладитель; 5 – входной канал компрессора; 6 – выхлопная улитка; 7 – вентиляция контейнера; 8 – камера сгорания; 9 – рама ГТУ; 10 – контейнер; 11 – маслобак; 12 – масляный фильтр; 13 – вспомогательный маслонасос; 14 – охладитель масла.

теплоты выхлопных газов ГТУ, т. е. без дополнительного сжигания топлива в котле. Независимо от нагрузки котла электрическая мощность ГТУ принимается номинальной на всех режимах, хотя нет принципиальных ограничений для ее изменения в пределах 100–30 % от номинальной.

Энергетические характеристики на трех характерных режимах эксплуатации установки по отпуску теплоты потребителям указаны в табл. 4.10. При работе в когенерационной системе полезная отпускаемая потребителю электрическая мощность ориентировочно принимается 2,5 МВт, поскольку учитываются затраты мощности на привод дожимного топливного компрессора ( $\approx 200 \text{ кВт}$ ) и другие собственные нужды (30 кВт), а также снижение мощности

ГТУ согласно рис. 2.23, вследствие установки ВОУ и котла-утилизатора ( $\approx 120$  кВт). Выбранные режимы соответствуют максимальной (40 МВт) нагрузке котла, обеспечиваемой дожиганием топлива в топке котла с дополнительной подачей свежего воздуха в поток выхлопных газов ГТУ, минимальной (5,1 МВт) тепловой нагрузке котла (режим утилизации), а также нагрузке 32 МВт, обеспечение которой не требует подачи в топку котла свежего воздуха и сжигание топлива производится только в атмосфере выхлопных газов ГТУ.

Таблица 4.10

**Энергетические показатели когенерационной установки  
на базе ГТУ-2500 с котлом ПТВМ-30**

Показатель	Величина		
Тепловая нагрузка, МВт	40,0	32,0	5,1
Расход топлива на производство тепла в автономно работающем котле при $\eta_k = 92\%$ и $Q_n^p = 33,28$ МДж/нм <sup>3</sup> , нм <sup>3</sup> /ч	4808	3777	615
Удельный расход условного топлива на выработку тепла, г/кВт·ч	135	135	135
Отпускаемая электрическая мощность, МВт	2,5	2,5	2,5
Суммарный отпуск энергии когенерационной установкой, МВт	42,5	34,5	7,6
Коэффициент использования тепла топлива	0,910	0,915	0,803
Суммарный расход топлива на установку, нм <sup>3</sup> /ч	5110	4044	950
Прирост расхода топлива по сравнению с отдельно работающим котлом при данной тепловой нагрузке, нм <sup>3</sup> /ч	302	267	335
Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, г/кВт·ч	138	123	153

При номинальной нагрузке ГТУ равной 2,85 МВт, содержание кислорода в продуктах сгорания составляет 16,5 %, что при сжигании природного газа с  $RO_2 = 11,8\%$  соответствует коэффициенту избытка воздуха  $\alpha_{гт} = 4,27$ . При сжигании природного газа в горелках с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha_k = 1,05$  только в среде выхлопных газов обеспечивается тепловая мощность котла 32 МВт при расходе природного газа на котел 3094 нм<sup>3</sup>/ч. Повышение мощности котла до номинального значения 40 МВт обеспечивается при увеличении расхода природного газа до 4160 нм<sup>3</sup>/ч и дополнительной подаче порядка 10 000 нм<sup>3</sup>/ч внециклового воздуха от дутьевых вентиляторов.

Графики изменения основных параметров в зависимости от суммарной мощности когенерационной установки  $N_s + Q$  приведены на рис. 4.18.

Принято, что на выработку тепла когенерационной установкой расходуется такое же количество топлива, что и при работе котла в автономном режиме работы (КПД котла 92 %) – 157 кг у. т./Гкал ( $Q_n^p = 33,28$  МДж/нм<sup>3</sup>).

По суммарной нагрузке когенерационной установки ( $N_s + Q$ ) с учетом коэффициента использования теплоты топлива, полученного на основании тепловых расчетов, определяется суммарный расход топлива на котел и ГТУ при различных тепловых нагрузках. Разница (прирост) в расходах топлива

когенерационной установки по сравнению с автономно работающим котлом при одних и тех же тепловых нагрузках относится на выработку электрической энергии. По этой разнице находится условный удельный расход топлива на выработанный кВт·ч электроэнергии.

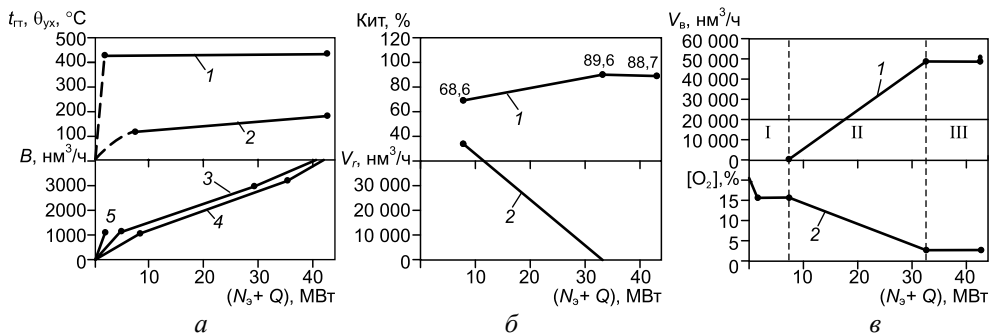


Рис. 4.18. Изменение параметров когенерационной установки на режимах частичной тепловой мощности ( $N_3 = 2,5$  МВт).

а: 1 – температура выхлопных газов ГТУ; 2 – температура дымовых газов на выходе из котла; 3 – расход топлива в КОУ; 4 – расход топлива в автономно работающем котле; 5 – расход топлива в ГТУ;

б: 1 – Кит; 2 – расход выхлопных газов через сбросные окна котла;

в: 1 – расход воздуха при дополнительном сжигании топлива; 2 –  $[\text{O}_2]$  в дымовых газах котла; I – режим утилизации; II – сжигание топлива в атмосфере выхлопных газов ГТУ; III – сжигание топлива при наддуве свежего воздуха.

Из приведенных в табл. 4.10 данных видно, что минимальный удельный расход (123 г/кВт·ч) имеет место при тепловой нагрузке 32 МВт, и возрастает при снижении тепловых нагрузок, достигая максимальной величины 153 г у. т./кВт·ч при работе когенерационной установки в чисто утилизационном режиме. Такой характер изменения обусловлен, главным образом, изменением коэффициента избытка воздуха в дымовых газах на выходе из котла и, частично, за счет изменения температуры уходящих газов.

## 5.2. Основные технические решения

**Компоновка основного оборудования.** Газоснабжение районной отопительной котельной осуществляется от отдельно стоящего ГРП. Входное давление газа – 0,15 МПа, диаметр цехового газопровода – 325 мм. Котел ПТВМ-30М установлен в ячейке с размерами в плане 11,3×11,1 м. Отметка пола котельной +0,00 м. Отметка ферм перекрытия котельной – 15,5 м. Котел оборудован индивидуальным дымососом Д-15,5×2 (номинальная производительность – 60 000 нм<sup>3</sup>/ч, напор – 2,5 кПа), и двумя вентиляторами типа ВД-12 (поминальная производительность 35 000 нм<sup>3</sup>/ч, напор – 2,2 кПа). Дутьевой воздух транспортируется к горелкам по коробам, изготовленным из листовой стали. Забор воздуха из атмосферы производится через патрубок индивидуально для каждого из вентиляторов. Каждый патрубок оборудуется

расходомерным устройством и регулятором, позволяющим производить забор воздуха либо из помещения котельной, либо снаружи (зима–лето).

В процессе переоборудования котельной установки для работы по когенерационной схеме существующая тягодутьевая система сохраняется без изменений. Подвергается частичной реконструкции схема воздухопроводов и газопроводов природного газа. В отдельной пристройке устанавливается дожимный топливный компрессор типа 2ГМ4-19/1,5-13 с давлением нагнетания 1,3 МПа, необходимым для работы камеры сгорания ГТУ. Изменяется отметка установки котла – котел монтируется на новый стационарный портал высотой +3,7 м. Между опорами котла вдоль его продольной оси располагается ГТУ UGT2500 с электрогенератором в контейнерном исполнении (пэкедж) (рис. 4.19).

Блок подготовки воздуха для камеры сгорания ГТУ и дожимное устройство топливного газа могут располагаться на выносных эстакадах задней стенки котла. Две новые горелки устанавливаются на боковых стенках топки. Основные газоходы сбросного газа ГТУ, включая сбросную свечу ГТУ, располагаются с фронта котла и опираются на дополнительно монтируемую вертикальную эстакаду.

*Топочное устройство* разделено на 3 зоны. Первая – зона горения дожигаемого в котле топлива. Вторая – зона сброса избытка выхлопных газов от ГТУ. Третья – зона смешения и реагирования компонентов продуктов сгорания от топлива, сгоревшего в котле в первой зоне и выхлопных газов ГТУ. В первой зоне организовано сгорание дополнительного топлива с коэффициентом избытка воздуха, который контролируется по щитовым приборам расхода топлива и окислителя и корректируется с учетом результатов газового анализа на выходе из зоны, а также за ГТУ (стационарный замер  $O_2$ ,  $CO$  и периодический замер  $NO$ ,  $NO_2$ ). Перечисленные замеры производятся с целью установления оптимального режима горения по условиям суммарного снижения вредных выбросов ( $CO$ ,  $NO_2$ ). Конструктивно первая зона топочного устройства котла занимает нижнюю и среднюю части топки и ограничена

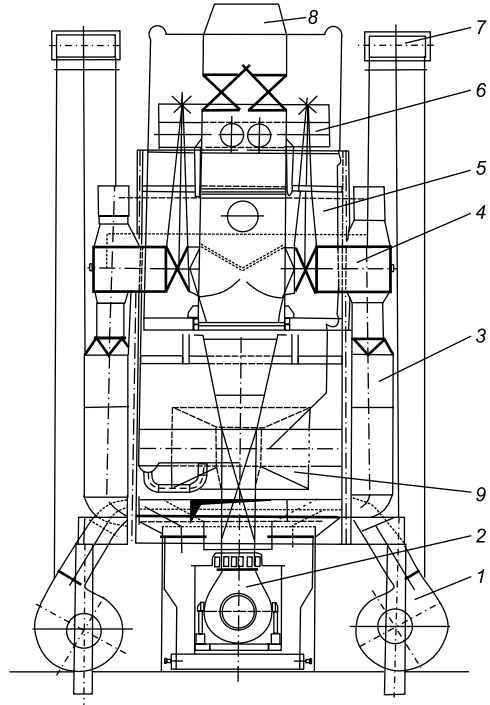


Рис. 4.19. Компоновка газотурбогенератора с водогрейным котлом:

1 – дутьевые вентиляторы; 2 – выхлоп ГТУ; 3 – воздухопроводы; 4 – газоход к горелкам котла; 5 – газоход к сбросным окнам; 6 – канал выхлопных газов; 7 – всас свежего воздуха; 8 – сбросная свеча ГТУ; 9 – смеситель воздуха и выхлопных газов.

нижней частью фестона. На уровне нижней части фестона установлен коллектор с щелевыми соплами для сброса избытка выхлопных газов от ГТУ (вторая зона топочного устройства).

Двенадцать сбросных сопел размерами 100×600 мм обеспечивают пропуск 100 % расхода выхлопных газов ГТУ. Под установку сопел выполняются разводки труб фронтального экрана. Третья зона состоит из объема верхней части топки (над сбросными соплами) и объема газохода между фестоном и конвективным пучком. Существующие ограждения топочного пространства (экраны, обмуровка и изоляция) не изменяются.

Топочное устройство работает следующим образом. Во время работы котла в режиме утилизации все газы от ГТУ подаются в горелку (т. е. в нижнюю и среднюю части топки) для увеличения тепловосприятности топки. При переходе на режим работы котла с дожиганием топлива производится: подача газов от ГТУ на сбросные сопла с сокращением расхода газов на горелки до минимального установленного значения; розжиг горелок; увеличение тепловой нагрузки горелок с пропорциональным увеличением расхода топлива и газов от ГТУ на горелки с одновременным сокращением расхода газов на сбросные сопла; установление оптимального режима работы на заданной тепловой нагрузке котла.

При максимальной тепловой нагрузке горелок (с использованием газов от ГТУ) подача газов на сбросные сопла прекращается. По данным расчетов при номинальной нагрузке ГТУ и максимальном расходе сжигаемого в котле природного газа (3000  $\text{нм}^3/\text{ч}$ ) в среде газов от ГТУ с содержанием кислорода 16,5 % и содержанием кислорода в уходящих газах котла 2–2,5 % суммарная тепловая нагрузка котла составляет 32 МВт. Дальнейшее увеличение нагрузки котла до номинального значения 40 МВт обеспечивается за счет увеличения расхода природного газа до 4000  $\text{нм}^3/\text{ч}$  и дополнительной подачи внециклового воздуха на горелки от дутьевых вентиляторов котла.

Снижение тепловой нагрузки котла производится первоначально за счет снижения расхода топлива и расхода внециклового воздуха с контролем режима горения в топке. После останова дутьевых вентиляторов снижение нагрузки котла производится за счет снижения расхода природного газа и расхода газов от ГТУ на горелки с одновременным увеличением расхода избытка газов от ГТУ на сбросные сопла. При сокращении расхода природного газа до установленного минимального значения (по условиям обеспечения устойчивого горения) полностью закрывается природный газ на горелки, и все газы от ГТУ подаются на сбросные сопла, т. е. котел переводится на режим утилизации. При автономном режиме работы ГТУ все газы поступают в сбросную свечу ГТУ. В этом случае котел может работать в автономном режиме с подачей воздуха от дутьевых вентиляторов.

При всех режимах работы котла поддерживается разрежение 20–30 Па в верхней части топки с целью предотвращения выброса продуктов сгорания в помещение котельной при минимальном подсосе воздуха в газоходы.

Взамен существующих горелок котел оборудуется двумя плоскофакельными горелками (табл. 4.11), установленными на боковых стенах. Конструкция многотопливных плоскофакельных горелок разработана ЦКТИ (г. С.-Петербург) и в дальнейшем усовершенствована. Плоскофакельные горелки имеют следующие преимущества по сравнению с другими типами горелок [12]: низкое

аэродинамическое сопротивление; сниженный выход окислов азота вследствие повышенной эжекционной способности плоского факела; простота конструкции и повышенный межремонтный период; интенсификация конвективного теплообмена в топке; повышенная устойчивость факела, особенно при использовании ижекционной дежурной горелки.

Таблица 4.11

**Технические характеристики плоскофакельной горелки**

Показатель	Величина
Теплопроизводительность одной горелки, МВт	20
Расход природного газа на горелку, $\text{м}^3/\text{ч}$	2250
Расход топлива на дежурную инжекционную горелку, $\text{м}^3/\text{ч}$	30
Расход воздуха при автономном режиме котла, $\text{м}^3/\text{с}$	12,2
Расход выхлопных газов ГТУ, $\text{м}^3/\text{с}$	16,5
Давление природного газа перед горелкой, кПа	10,5
Сопротивление воздушного канала горелки, кПа:	
– при работе на дутьевом воздухе	0,70
– при работе на выхлопных газах ГТУ	0,97

Каждая горелка состоит из двух сопел 1 и 2, расположенных в одной вертикальной плоскости с общим центральным углом  $45^\circ$  (рис. 4.20). Сопла крепятся к общей несущей плите 3, которая приварена к трубам фронтального экрана. Между соплами вварены «трубы-глядельки» датчика контроля факела 4 и дежурная инжекционная горелка 5. Каждое сопло состоит из воздушного канала диаметром 540 мм, в которое вводятся восемнадцать трубок природного газа 6 диаметром 32 мм. Выходные участки сопел выполнены из нержавеющей стали. Природный газ истекает из отверстий, расположенных на концевых участках таким образом, чтобы обеспечить равномерное распределение газа в воздушном потоке. Природный газ распределяется по трубкам посредством коллектора 7 диаметром 219 мм. Существующие горелочные устройства демонтируются, разводки экранных труб под их амбразуры спрямляются.

При наладке котла в дежурной горелке устанавливается коэффициент избытка воздуха 0,96, обеспечивающий наиболее устойчивый факел и минимальный выход оксидов азота. При эксплуатационных колебаниях расхода природного

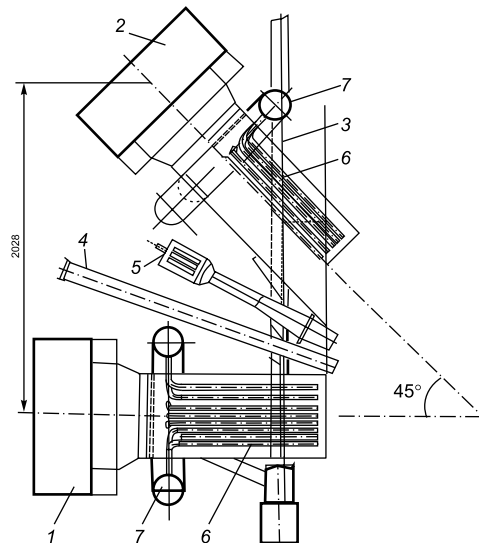


Рис. 4.20. Плоскофакельная горелка.

газа в дежурной горелке поддерживается стабильное значение коэффициента избытка воздуха за счет эффекта саморегулирования подсоса воздуха. Наличие дежурных горелок значительно повышает надежность топки по срыву факела, особенно при переходных режимах. Принятая конструкция топочно-го устройства позволяет организовать режимы двух- и трехступенчатого сжигания природного газа в топке котла с термическим разложением оксидов азота, поступающих с выхлопными газами ГТУ.

Котел ПТВМ-30М оборудуется также линией рециркуляции газов на всасываемых вентиляторов с целью снижения выбросов  $\text{NO}_x$  на 30–40 % при работе котла в автономном режиме, снижения выбросов  $\text{NO}_x$  при дожигании с дополнительной подачей внециклового воздуха, сближения значений скоростей окислителя в соплах горелок при работе их на выхлопных газах ГТУ и на воздухе от дутьевых вентиляторов.

**Сбросные газоходы ГТУ и воздухопроводы.** Одним из основных элементов когенерационных систем являются сбросные газоходы ГТУ, схема и конструкция которых в большей степени определяют надежность работы оборудования всей установки, особенно на переходных режимах. Схема газоходов и воздухопроводов обеспечивает работу ГТУ и котла в автономном и комбинированном режиме, пуск ГТУ на работающий или неработающий котел, отключение ГТУ или ПТВМ-30 с выводом в резерв, организацию и контроль режимов сжигания топлива в топке котла с минимизацией вредных выбросов.

Технологическая схема газо- и воздухопроводов модернизируемого котла и точек установки датчиков измерительной аппаратуры показаны на рис. 4.21. Основными элементами схемы являются:

- газоходы подачи сбросных газов ГТУ к сбросным соплам в верхней части топки котла;
- газоходы подачи сбросных газов ГТУ к горелкам котла;
- сбросная свеча ГТУ (рис. 4.19);
- смесители сбросных газов ГТУ и воздуха от дутьевых вентиляторов котла перед горелками;
- всасывающие шахты (2 шт.) дутьевых вентиляторов котла;
- линия рециркуляции дымовых газов из конвективной шахты котла на всасываемых вентиляторов;
- напорные воздухопроводы дутьевых вентиляторов к смесителям перед горелками;
- всасывающая шахта холодного воздуха компрессора ГТУ;
- воздухоочистительное устройство (ВОУ) ГТУ;
- глушитель шума перед компрессором ГТУ;
- запорные задвижки, отсекающие плотные клапаны, регулирующие и обратные клапаны, обеспечивающие надежность и эффективность работы установки на всех заданных режимах;
- датчики измерительных устройств в объеме задания на КИП и А.

Состав и объем измерений давления, температуры, расхода, состава рабочих потоков представлен на рис. 4.21. Для обеспечения точного воспроизводства установленных режимов горения топлива предусматривается замер содержания  $\text{O}_2$  в продуктах сгорания на выходе из зоны горения в дополнение к прямому измерению расходов топлива и окислителя на сопла горелок. С



целью установления и автоматического поддержания режимов сжигания топлива с минимальным образованием окислов азота предусматривается замер содержания CO в продуктах сгорания в дополнение к измерению O<sub>2</sub>.

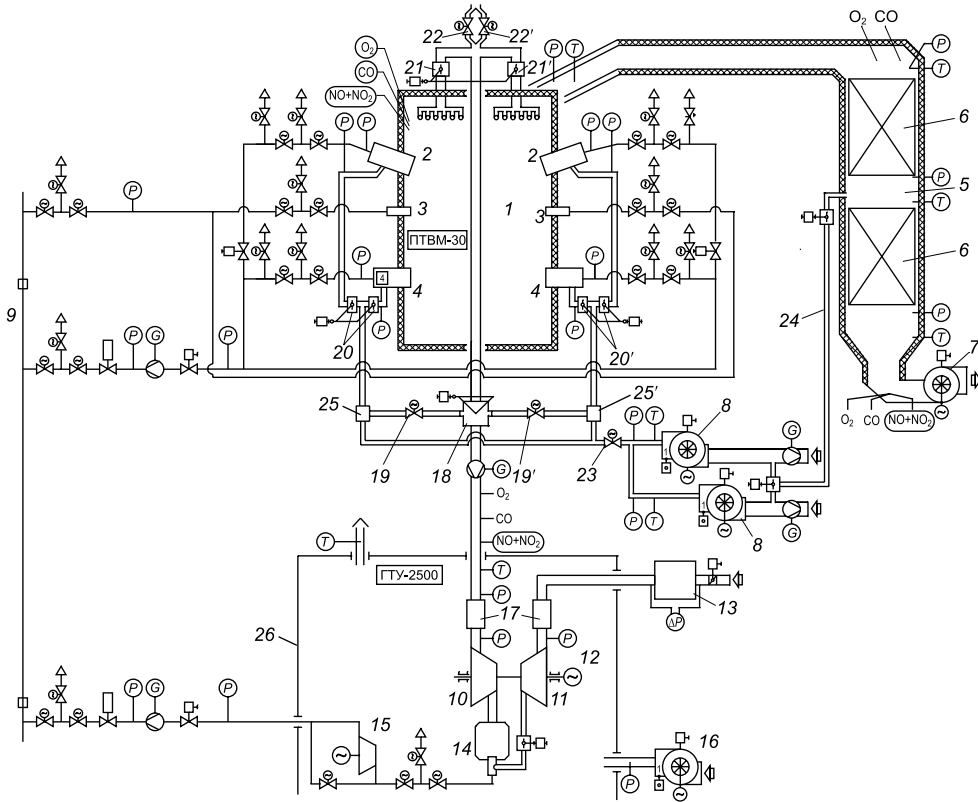


Рис. 4.21. Технологическая схема газо- и воздухопроводов и расположения запорно-регулирующих клапанов и контрольно-измерительных приборов при переоборудовании котельной в когенерационную установку:

1 – топка; 2 – верхнее сопло горелки; 3 – инъекционная горелка; 4 – нижнее сопло горелки; 5 – шахта газохода; 6 – водяной экономайзер; 7 – дымосос; 8 – дутьевой вентилятор; 9 – трубопровод природного газа; 10 – газовая турбина; 11 – компрессор; 12 – генератор; 13 – воздухоочиститель; 14 – камера сгорания; 15 – дожимной топливный компрессор; 16 – вентилятор системы охлаждения контейнера; 17 – глушитель; 18–23 – регулирующие клапаны газового и воздушного трактов; 24 – линия рециркуляции дымовых газов; 25 – смеситель; 26 – контейнер.

На вертикальных участках напорных воздухопроводов дутьевых вентиляторов установлены обратные клапаны, открывающиеся от воздействия потока воздуха и закрывающиеся под действием собственного веса при прекращении подачи воздуха, либо при обратном потоке воздуха. Для гарантированного исключения поступления горячих газов от ГТУ в тракт холодного воздуха при остановленных дутьевых вентиляторах предусмотрен плотный клапан 23 на общей линии от дутьевых вентиляторов к котлу. Для предотвращения поступления

сбросных газов в остановленный котел при автономном режиме работы ГТУ предусматривается установка двух задвижек (19, 19') на газоходах сбросного газа к горелкам и двух плотных клапанов (21, 21') на газоходах к сбросным соплам.

При работе ГТУ на котел газоходы сбросного газа ГТУ отключаются от дымовой трубы двумя плотными клапанами 22. Оптимальное соотношение расхода окислителя на верхние и нижние сопла устанавливается с помощью специальных распределительных клапанов 20, 20'. Изменение соотношения расхода выхлопных газов ГТУ между горелками и сбросными соплами производится специальным сдвоенным регулирующим клапаном 18.

## 6. ОПЫТНО-ПРОМЫШЛЕННАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ «ГТУ + ПАРОВОЙ КОТЕЛ»

На ТЭЦ ЦКТИ (г. С.-Петербург) в 1970-х годах в течение нескольких лет проводилась опытно-промышленная эксплуатация ГТУ-надстройки парового котла по сбросной схеме [6]. Опытно-промышленная установка была создана для осуществления комплексного исследования рабочих процессов парогазовых установок со сбросом газов в котел. В частности, в программу исследования входило изучение топочных процессов при сжигании различных топлив (в том числе твердого в пылевидном состоянии) в топке котла в обедненной кислородом среде выхлопных газов ГТУ.

Установка создавалась на базе газотурбинного агрегата ГТУ-15 АО «Пролетарский завод» и опытного котла Е-40ВН завода «Белэнергомаш», поставляющего перегретый пар в общестанционную паровую магистраль.

При номинальном режиме работы ГТУ-надстройка имела следующие показатели: паропроизводительность котла 52 т/ч; мощность ГТУ 1,2 МВт; расход условного топлива в котле 1,36 кг/с, в ГТУ – 0,24 кг/с. Принципиальная тепловая схема ГТУ-надстройки представлена на рис. 4.22.

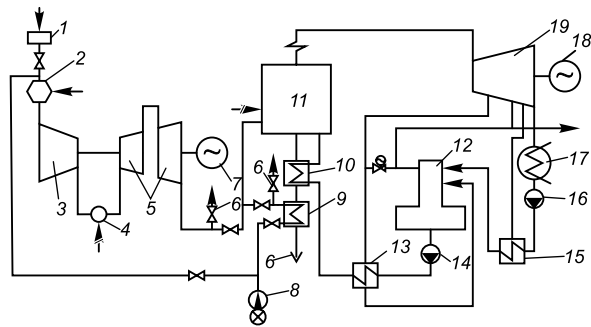


Рис. 4.22. Принципиальная тепловая схема ГТУ-надстройки парового котла [6]:

1 – воздушный фильтр и шумоглушение; 2 – испарительный охладитель; 3 – компрессор; 4 – камера сгорания; 5 – газовая турбина; 6 – сброс в атмосферу; 7, 18 – электрогенератор; 8 – котельный вентилятор; 9 – воздухонагреватель; 10 – экономайзер; 11 – паровой котел; 12 – деаэрактор; 13 – подогреватель высокого давления; 14 – питательный насос; 15 – подогреватель низкого давления; 16 – конденсатный насос; 17 – конденсатор; 19 – паровая турбина.

К компрессору 3 ГТУ воздух поступает непосредственно из атмосферы либо от котельного вентилятора 8. Забор воздуха из атмосферы осуществляется через воздухозаборную камеру 1, в которой установ-

лены воздушный фильтр и устройство для глушения шума. Воздухозаборная камера расположена в специальной выгородке на отметке 12,5 м. Автономную работу котла обеспечивает котельный вентилятор ВМ 75/1200-1Б.

Двухвальный газотурбинный агрегат расположен в пристройке котельной на отметке 4,2 м и стенкой отделен от котла. Компрессор десятиступенчатый, ТВД двухступенчатая. Максимальная частота вращения компрессорного вала 8400 об/мин. Двухступенчатая ТНД (силовая турбина) вращает электрический генератор переменного тока с частотой вращения 3000 об/мин.

В заводском исполнении ГТУ имела регенератор и две выносные камеры сгорания авиационного типа. Для работы в составе сбросной схемы ГТУ-15 была модернизирована: удален регенератор и две камеры сгорания заменены одной, установленной на нулевой отметке. Такое удаление камеры сгорания газовой турбины позволило получить более равномерное поле температур перед соплами ТВД. Новая камера сгорания рассчитана на сжигание в ней кроме природного газа, дизельного топлива, а также предварительно очищенного мазута с различными присадками. Номинальная мощность ГТУ-15 составляет 1,2 МВт при температуре газов перед ТВД 750 °С и температуре воздуха на входе в компрессор 15 °С. После удаления регенератора этой мощности соответствует расход воздуха 14 кг/с, степень повышения давления 3 и температура уходящих газов 500 °С при содержании в них кислорода около 16 % (об). Выхлопные газы ГТУ поступают в газопровод, из которого в зависимости от режима работы установки они направляются либо через дымовую трубу в атмосферу, либо в топку котла.

Экспериментальный малогабаритный котел Е-40ВН номинальной паропроизводительностью 40 т/ч и максимально длительной 60 т/ч, с давлением перегретого пара 3,9 МПа и температурой 440 °С выполнен газоплотным и рассчитан на сжигание в вихревой топке под наддувом пылевидного, газообразного и жидкого топлива. Выхлопные газы ГТУ поступают в трубопровод горячего воздуха котла и далее через регулировочные шиберы подводятся к горелкам, где топливо сжигается в среде с обедненным содержанием кислорода. Для защиты воздухоподогревателя при работе ГТУ-надстройки предусмотрена прокачка его холодным воздухом от котельного вентилятора. Этот воздух подмешивается к выхлопным газам ГТУ, идущим к горелкам котла, либо выбрасывается в атмосферу. Для сброса воздуха предусмотрен специальный трубопровод с двумя последовательно расположенными шиберами.

Система автоматизации и защиты включает штатные системы автоматизации котла Е-40ВН и газотурбинного агрегата ГТУ-15, которые обеспечивают как раздельную, так и совместную их работу. Для управления совместной работой котла и газовой турбины схема автоматического регулирования установки дополнена регуляторами расхода газов, содержания кислорода и температуры уходящих газов. Регулятор расхода газов управляет сервомотором, который воздействует на синхронизатор регулятора скорости генераторного вала ГТУ, изменяя подачу топлива в камеру сгорания, что вызывает изменение частоты вращения турбокомпрессорного вала, а значит, и расхода воздуха. Регулятор содержания кислорода поддерживает заданное содержание кислорода в газах перед топкой котла. Он получает импульс от кислородомера и посредством сервомотора воздействует на шибер системы рециркуляции, регулируя

добавку газов из газохода котла. Температура уходящих газов котла поддерживается специальным регулятором, посредством которого регулируется расход охлаждающего воздуха, поступающего в воздухоподогреватель от вентилятора.

Схема газозовдухопроводов позволяла добавлять горячий воздух от воздухоподогревателя к выхлопным газам ГТУ для проведения исследований рабочих процессов котла в широком диапазоне изменения параметров окислителя. Избыточное давление газов на выхлопе ГТУ поддерживалось существенно выше, чем при ее автономной работе и достигало 15,7 кПа.

Необходимым условием безопасного переключения работы котла с автономного режима на совместный с ГТУ являлось поддержание равенства давлений газов на выхлопе ГТУ и воздуха перед горелками котла. Указанное равенство достигалось при помощи настройки соотношения степени открытия шиберов сброса выхлопных газов ГТУ в трубу и шиберов подачи этих газов в котел.

В процессе эксплуатации были отработаны два режима запуска ГТУ-надстройкой. В первом из них осуществлялся отдельный запуск ГТУ и котла с последующим переводом выхлопа ГТУ на котел. Это делалось следующим образом. После отдельного запуска агрегатов нагрузка котла приводилась в соответствие с нагрузкой ГТУ по режимной карте. Затем постепенным прикрытием шиберов на выхлопе ГТУ поднимали давление газов до давления воздуха в воздушном коллекторе перед горелками котла и открывали шибер, отделяющий выхлопные газы от воздуха. Одновременным прикрытием шиберов сброса выхлопных газов ГТУ в атмосферу и подачи воздуха вентилятором к горелкам котла переводили выхлоп ГТУ на котел, сохраняя неизменным давление газов в коллекторе перед горелками. Эта операция выполнялась поэтапно при тщательном контроле за горением и содержанием кислорода в уходящих газах котла.

Во втором режиме пуска растопка котла осуществлялась с помощью выхлопных газов ГТУ. Запускали ГТУ с выхлопом в атмосферу, включали ее электрогенератор в сеть и принимали некоторую нагрузку. Затем открывали шибер подачи выхлопных газов ГТУ к котлу и закрывали шибер сброса в атмосферу, направляя выхлопные газы ГТУ в котел, где их теплота воспринималась поверхностями нагрева. Вследствие больших расходов и скоростей газов ГТУ и практически равномерной их температуры экраны топки прогревались более равномерно, чем при растопке котла на собственных горелках. Скорость прогрева котла регулировалась изменением расхода выхлопных газов и подачи топлива в камеру сгорания ГТУ. Котел прогревался выхлопными газами до тех пор, пока выдерживалась нормативная скорость его прогрева. Когда скорость прогрева становилась меньше нормативной, производился розжиг горелок котла. Этот вариант пуска наиболее экономичен, так как ГТУ вырабатывает электрическую мощность при значительной утилизации теплоты выхлопных газов в котле. Кроме того, в связи с низкой температурой газов в области пароперегревателя (менее 400 °С) возможна значительная экономия теплоты при пусках за счет снижения продувки пароперегревателя.

График пуска (изменение показателей ГТУ и парового котла) из холодного состояния приведен на рис. 4.23. Из графика видно, что время пуска ГТУ до включения электрогенератора в сеть составляло 30 мин. Затем в течение часа постепенно повышали температуру газов  $T_3$  до номинальной из условия поддержания нормативной скорости прогрева металла котла. При прогреве вы-

хлопными газами ГТУ скорость прогрева экранов составляла 1,8 °С/мин, что соответствует нормам для таких котлов. При необходимости скорость прогрева могла быть увеличена путем дополнительного сжигания топлива в котле. Температуру металла замеряли по всему периметру цельносварных стен топки на разных отметках с помощью термомпар, установленных во вставках. Как показали результаты исследований, температура металла экранов росла равномерно и практически совпадала с температурой насыщения, соответствующей давлению в барабане  $p_6$ .

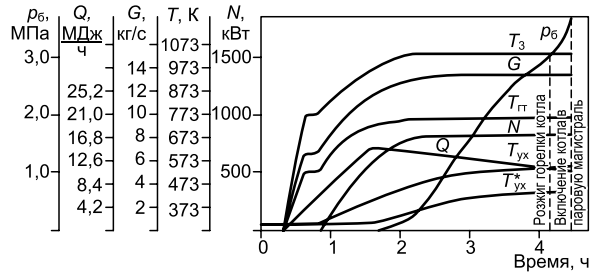


Рис. 4.23. График пуска ГТУ-надстройки по второму варианту [6]:

$T_3$  – температура газов перед газовой турбиной;  $T_{ГТ}$  – температура выхлопных газов ГТУ;  $T_{ух}$  – температура уходящих газов;  $T_{ух}^*$  – температура уходящих газов за воздухоподогревателем;  $p_6$  – давление в барабане котла;  $Q$  – теплота уходящих газов;  $G$  – расход газов через газовую турбину;  $N$  – электрическая мощность ГТА.

Давление в барабане котла только за счет теплоты выхлопных газов ГТУ поднималось приблизительно до 3 МПа. Затем зажигались горелки котла, в течение 20 минут давление поднималось до номинального и котел включался в общестанционную паровую магистраль. Расчеты, выполненные по материалам пуска котла описанным способом, показали, что котел мог быть включен в паровую магистраль без розжига горелок при условии закрытия продувки пароперегревателя. При этом котел вырабатывал бы около 4 т/ч пара.

Рабочие процессы в котле при сжигании различных топлив в обедненной кислородом среде исследовали в три этапа. На первом этапе при автономной работе паротурбинной части содержание кислорода в окислителе снижали путем подачи части уходящих газов котла на всасывание дутьевого вентилятора. Содержание кислорода в окислителе, представляющем собой смесь воздуха и уходящих газов котла, можно было понизить до 15 % (об). В зависимости от нагрузки котла температура окислителя колебалась от 250 до 330 °С.

На втором этапе в качестве окислителя топлива в котле использовали выхлопные газы ГТУ, работавшей с регенератором. Температура выхлопных газов ГТУ равнялась 300 °С, а содержание кислорода в них составляло примерно 19 % (об).

На третьем этапе окислителем при сжигании топлива в котле также служили выхлопные газы ГТУ. Однако после удаления регенератора их температура повысилась до 500 °С, а содержание кислорода снизилось до 16 % (об).

Основная цель исследований топочных процессов заключалась в получении зависимостей полноты сгорания различных топлив от параметров окислителя – выхлопных газов ГТУ и, прежде всего, от содержания кислорода в них. Зависимость потери теплоты с химнедожогом от избытка окислителя для природного газа и мазута приведена на рис. 4.24, из которого видно, что при сжигании природного газа химнедожог отсутствует при снижении  $\alpha_k$  до

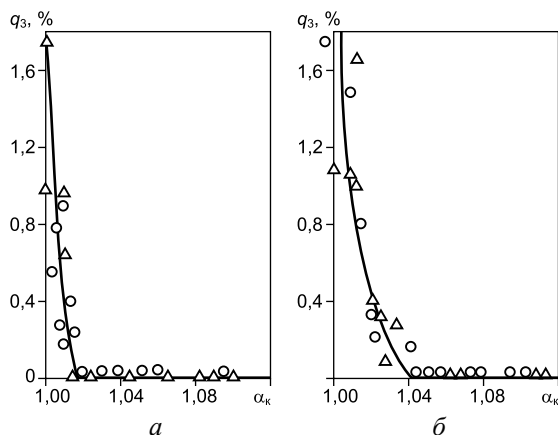


Рис. 4.24. Зависимость потери теплоты с химнедожогом от избытка окислителя по данным эксперимента при работе на природном газе (а) и на мазуте (б): о – на чистом воздухе, Δ – на выхлопных газах [6].

до 12,5 % по объему происходило устойчиво без пульсаций факела.

Дополнительно были проведены краткосрочные опыты по сжиганию в котле в атмосфере выхлопных газов ГТУ твердых топлив. В течение этих опытов в котле сжигался Назаровский бурый уголь и газовые угли Кузнецкого месторождения марок ГР и ПП. При сжигании указанных углей температура окислителя колебалась в пределах 450–500 °С, а содержание кислорода в них – от 15,5 до 16 % (об). Был сделан вывод о том, что упомянутые угли сжигались в вихревой топке с жидким шлакоудалением без потерь теплоты с химнедожогом, а потери теплоты с мехнедожогом несколько увеличились по сравнению с работой котла на чистом воздухе. Это увеличение оценено в 0,1–0,2 % на каждый процент снижения концентрации кислорода в окислителе. Других трудностей, связанных с использованием обедненного кислородом окислителя, не отмечено.

## 7. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ НАДСТРОЙКА ПРОМЫШЛЕННОЙ КОТЕЛЬНОЙ ГАЗОВОЙ И ПАРОВОЙ ТУРБИНАМИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ГЛУБОКОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

*Адаптация котлов для совместной работы с ГТУ.* Энергетическая надстройка паровых котельных может быть выполнена не только на базе ГТУ или паровой турбины с противодавлением, но и в комбинации этих двух агрегатов для привода электрогенераторов. Получаемый в результате комплекс представляет собой теплофикационную парогазовую установку, в которой возможно применение за паровыми котлами блоков глубокой утилизации теплоты уходящих дымовых газов. Именно этот блок позволяет котельной

значения 1,02, а при сжигании мазута – до 1,04. Минимальный избыток окислителя, при котором химнедожог отсутствует, практически одинаков для чистого воздуха и выхлопных газов ГТУ. Более того, этот минимальный избыток несколько меньше для выхлопных газов ГТУ, что объясняется улучшением смесеобразования вследствие больших скоростей окислителя. На основании полученных данных было установлено, что горение мазута в пределах изменения содержания окислителя от 21 до 15 % и горение природного газа в диапазоне от 21

после реконструкции вырабатывать около 19 МВт электрической мощности без увеличения расхода природного газа по сравнению с действующим технологическим регламентом работы котельной. Выбранная для реконструкции промышленная паровая котельная имеет технические показатели, представленные в табл. 4.12.

Таблица 4.12

**Технические показатели котельной**

Показатель	Величина
Паропроизводительность котельной, т/ч	220–240
Параметры перегретого пара: – давление, МПа – температура, °С	3,1 430
Тип котла	ГМ-50-1
Расход топлива (природного газа) на котел, нм <sup>3</sup> /ч	4700
КПД котлоагрегата, %	89,5
Температура уходящих газов, °С	130
Коэффициент избытка воздуха за котлом	1,3
Температура воздуха после воздухоподогревателя, °С	180
Давление воздуха перед горелками, кПа	1,15
Температура питательной воды, °С	102 ± 2
Расход воды на химводоочистку, т/ч	230
Расход котельной (химподготовленной воды), т/ч	150
Температура воды перед химводоподготовкой, °С	36
Расход свежего пара на приготовление технологического, т/ч: – с давлением 1,4 МПа – с давлением 0,8 МПа	80 60

При адаптации паровых котлов под энергетическую надстройку производится демонтаж воздухоподогревателей и установка на их место змеевиковых поверхностей нагрева сетевой воды. Требуемая поверхность змеевиковых подогревателей сетевой воды определяется по тепловой мощности, передаваемой в воздухоподогревателе

$$Q_{\text{вп}} = V_{\text{вп}} \cdot c_{\text{рв}} \cdot (t''_{\text{вп}} - t'_{\text{вп}}),$$

где  $V_{\text{вп}}$  – расход воздуха на котел при его номинальной нагрузке;  $c_{\text{рв}}$  – теплоемкость воздуха;  $t''_{\text{вп}}$  и  $t'_{\text{вп}}$  – температура воздуха на выходе и входе в воздухоподогреватель (согласно режимной карте котла  $t''_{\text{вп}} = 130$  °С).

Расход воздуха определяется из выражения

$$V_{\text{вп}} = B_{\text{д}} \cdot V^0 \cdot \alpha_{\text{к}},$$

где  $B_{\text{д}}$  – расход топлива (нм<sup>3</sup>/с);  $V^0$  – теоретический объем воздуха для сгорания 1 нм<sup>3</sup> природного газа (принимается предварительно  $V^0 = 9,52$  нм<sup>3</sup>/нм<sup>3</sup>,

уточняется после представления состава топлива);  $\alpha_k = 1,15$  – коэффициент избытка воздуха в топке котла. Тогда  $V_{\text{вп}} = 1,306 \cdot 9,52 \cdot 1,15 = 14,3 \text{ м}^3/\text{с}$  и  $Q_{\text{вп}} = 14,3 \cdot 1,42 \cdot (130 - 15) = 2335 \text{ кВт}$ .

Полученная тепловая мощность эквивалентна снижению номинальной паропроизводительности котла на величину

$$\Delta D_1 = Q_{\text{вп}} / (i_0 - i_{\text{пв}}) = 2335 \cdot 3,6 / (3323 - 435) = 2,91 \text{ т/ч},$$

где  $i_0$  и  $i_{\text{пв}}$  – теплосодержание свежего пара и питательной воды.

При ГТУ-надстройке котлов выхлопные газы подаются на горелки в качестве окислителя. Газовая турбина и котел согласовываются по расходу газов. Расход топлива на котел и газовую турбину после надстройки принимается равным расходу топлива на котел при номинальной паропроизводительности до реконструкции. Вследствие этого его паропроизводительность после реконструкции уменьшается на величину  $\Delta D_2 = N_3 / (i_0 - i_{\text{пв}})$ , где  $N_3$  – номинальная мощность ГТУ (кВт). С учетом адаптации котла к ГТУ-надстройке номинальная паропроизводительность после модернизации составляет  $D_{\text{п}} = D_{\text{п}}^{\text{арт}} - \Delta D_1 - \Delta D_2$ .

Предварительно принимая, что после модернизации эксплуатируются два паровых котла с энергетической надстройкой и учитывая их «пропускную» способность по дымовым газам они удовлетворительно согласуются с двумя газовыми турбинами UGT2500 (мощностью 2,5 МВт) или одной UGT6000 (мощностью 6 МВт) производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект». Указанные ГТУ имеют расход выхлопных газов 16,5 и 31,9 кг/с при температурах 460 и 441 °С соответственно. Исходя из простоты связей ГТУ-котел, маневренности и надежности предпочтение следует отдать блочной компоновке с применением UGT2500. В этом случае значение  $\Delta D_2 = 2500 \cdot 3,6 / (3323 - 435) = 3,1 \text{ т/ч}$ ,  $D_{\text{п}} = 50 - 2,9 - 3,1 = 44 \text{ т/ч}$ .

**Глубокая утилизация теплоты уходящих газов паровых котлов.** Ранее металлические экономайзеры за котлами проектировались из условия охлаждения дымовых газов в них до температуры 140–150 °С. Это было обусловлено в основном двумя обстоятельствами: 1) технико-экономической нецелесообразностью более глубокого охлаждения газов при имевшем место соотношении цен на топливо и металл; 2) возможностью коррозии теплообменных поверхностей выпадающим конденсатом при охлаждении газов до температуры ниже точки росы. В настоящее время положение существенно изменилось и стало экономически целесообразным глубокое охлаждение дымовых газов в результате резкого повышения цен на топливо и тепловую энергию и появления более совершенных конструкций металлических теплообменников, в частности биметаллических.

Глубокая утилизация теплоты (ГУТ) уходящих газов применяется на практике с целью снижения расхода газообразного топлива. В этом случае утилизируется не только физическая теплота за счет снижения температуры газов, но и скрытая теплота парообразования при конденсации водяных паров, содержащихся в дымовых газах [13]. Как правило, глубокая утилизация осуществляется в контактных теплообменниках (в орошаемых скрубберах с насадкой). Выбор контактных теплообменников обусловлен их низкой стоимостью по сравнению с поверхностными (примерно на порядок ниже при одинаковых передаваемых тепловых потоках). Обязательным условием при их применении является относительно низкая (~ до 40 °С) начальная температура нагреваемой воды. Это ус-



ловие выполняется при применении ГУТ в процессах химводоподготовки при температуре подаваемой воды 5–20 °С и химводоподготовленной воды 36 °С.

На рис. 4.25 приведена принципиальная схема глубокой утилизации, которую рекомендуется использовать для нагрева воды перед химводоподготовкой и для частичного нагрева химводоподготовленной (котельной) воды перед ее подачей в деаэратор. При эксплуатации узла глубокой утилизации уходящие газы котла дымососом 1 через отсечной шибер 8 подаются в скруббер 2 под слой 3 орошаемой через распылитель 5 насадки. В качестве насадки могут быть использованы кольца Рашига, седла Беркли или сетки. Последние имеют наименьшее гидравлическое сопротивление, но более дорогие. Разработаны также конструкции активных насадок, в которых внутри циркулирует поток чистой воды, а наружная поверхность орошается капельным теплоносителем и омывается газами; они выполняются в виде пучков водоохлаждаемых труб, закрепленных в трубных досках [13]. Охлажденные в орошаемой насадке дымовые газы, имеющие 100 % относительную влажность и несущие капельки воды, проходят через каплеуловитель 4 и вентилятором 6 через отсечной шибер 8 сбрасываются в дымовую трубу 9.

Вода для нагрева через распылитель 5 подается в скруббер, а нагретая из него насосом 10 подается потребителю. В случае вывода узла утилизации из эксплуатации (при переходе работы котла на резервное топливо) отсечные шиберы 8 закрываются, а уходящие газы через байпас 7 с открытым шибером 11 сбрасываются в дымовую трубу. В зимний период времени необходимая присадка горячих дымовых газов осуществляется через байпас.

Применение узла глубокой утилизации удобно оценивать по приросту КПД котла ( $\Delta\eta_k$ ). Этот прирост зависит от начальной температуры подаваемой на орошение воды ( $t_{op}$ ), температуры газов на входе в скруббер  $\theta_{ск}$  (эта температура равна температуре уходящих газов котла и согласно режимной карте составляет  $\theta_{ск} = 180$  °С) и парциального давления содержащихся в них водяных паров, зависящего от состава топлива и коэффициента избытка воздуха в уходящих газах  $\alpha_{yx}$ . Принимая значение  $\alpha_{yx} = 1,4$  (что примерно соответствует данным, приведенным в режимной карте котла), объем водяных паров при сжигании 1  $\text{м}^3$  природного газа  $V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 2 \text{ м}^3/\text{м}^3$ , получаем влагосодержание дымовых газов  $d = 98$  г/кг сухих дымовых газов, имеющих энтальпию 478 кДж/кг. Температура точки росы таких газов составляет  $t_{\text{тp}} = 51,5$  °С.

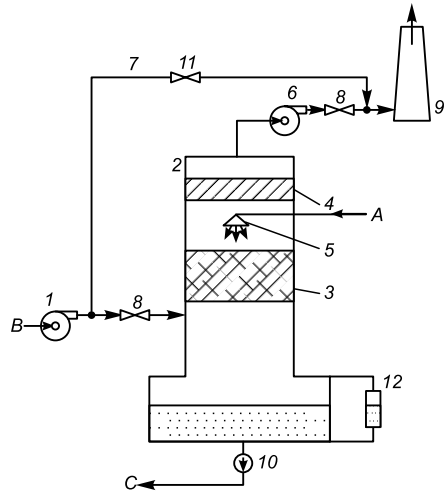


Рис. 4.25. Принципиальная схема нагрева воды в контактном теплообменнике:

1 – дымосос; 2 – контактный теплообменник; 3 – насадка орошаемая; 4 – каплеуловитель; 5 – распылитель воды; 6 – вентилятор; 7 – байпас; 8, 11 – шиберы; 9 – дымовая труба; 10 – насос; 12 – уровнемер; А – подача нагреваемой воды; В – уходящие газы; С – подача нагретой воды потребителю.

Результаты расчетов по определению величины  $\Delta\eta_k$  и влагосодержания газов на выходе из скруббера ( $d_{ck}$ ) представлены на рис. 4.26.

Располагаемая тепловая мощность узла глубокой утилизации при 100 % расходе дымовых газов через скруббер и номинальной паропроизводительности котла определяется по зависимости

$$Q^p = \frac{D_{п}^{абг} \cdot \Delta\eta_k}{\eta_k} \cdot (i_0 - i_{пв}).$$

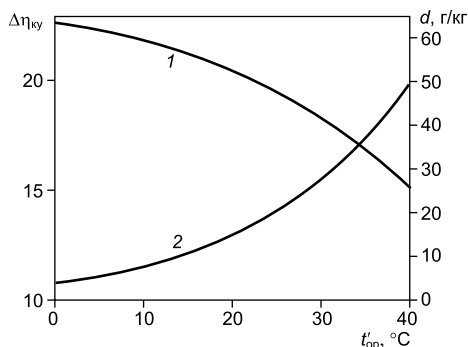


Рис. 4.26. Зависимость прироста КПД котла (1) и влагосодержания дымовых газов (2) после контактного теплообменника от начальной температуры орошающей воды.

$t_{op}$  для химводоподготовленной воды рассчитывается с учетом начальной температуры дымовых газов на входе в скруббер, их состава и точки росы и составляет  $\approx +61$  °C. Значение  $Q_{op}$  находится из выражения  $Q_{op} = G_{op} \cdot c_v (t''_{op} - t'_{op})$  и составляет  $Q_{+5}^{op} = 8280$  кВт,  $Q_{+20}^{op} = 4273$  кВт,  $Q_{+36}^{op} = 4354$  кВт.

Полученные значения  $Q^{op} < Q^p$  во всех случаях. Это свидетельствует о применимости подогрева воды в скрубберах перед химводоподготовкой и после нее до заданных температур  $t_{op}$  с коэффициентом пропускной способности  $Z$  по расходу дымовых газов через скруббер, который определяется из выражения  $Z = Q^{op}/Q^p$  и составляет  $Z_{+5} = 0,83$ ;  $Z_{+20} = 0,465$  и  $Z_{+36} = 0,583$ . Сопоставимые по величине значения  $Z_{+5}$  и  $Z_{+36}$  позволяют проектировать и изготавливать одинаковые скрубберы для нагрева воды перед химводоподготовкой и после нее. В качестве расчетной величины  $Z$  для определения площади сечения скруббера принимается величина  $Z = 0,83$ . Сечение канала для байпасирования дымовых газов в обход скруббера выбирается исходя из полного расхода дымовых газов котла при его номинальной нагрузке для обеспечения работы котла на резервном топливе.

Согласно кривой 2 (рис. 4.26) влагосодержание дымовых газов после скруббера составит  $d_{+5} \approx 5$  г/кг;  $d_{+20} \approx 14$  г/кг и  $d_{+36} \approx 41$  г/кг. Благодаря снижению влагосодержания в дымовых газах после скруббера к расходу орошающей воды прибавляется конденсат с расходом

$$G^k = V_{\text{гр}}^0 \cdot B^{\Sigma} \cdot (d' - d'') \cdot Z \cdot \rho \cdot 10^{-3}, \text{ кг/с,}$$

где  $V_{\text{гр}}^0$  – объем сухих дымовых газов (при сгорании  $1 \text{ м}^3$  природного газа  $V_{\text{гр}}^0 = 12,32 \text{ м}^3/\text{м}^3$ );  $B^{\Sigma}$  – суммарный расход природного газа на ГТУ и котел ( $B^{\Sigma} = 1,305 \text{ м}^3/\text{с}$ );  $\rho$  – плотность сухих дымовых газов ( $\rho \approx 1,3 \text{ кг}/\text{м}^3$ ). При-скадка конденсата к орошающей воде составляет  $G_{+5^{\circ}\text{C}}^k = 5,8 \text{ т/ч}$ ,  $G_{+20^{\circ}\text{C}}^k = 2,9 \text{ т/ч}$  и  $G_{+36^{\circ}\text{C}}^k = 2,5 \text{ т/ч}$ . Она несколько снижает затраты энергии на транспорт воды и главным образом, расходы на химводоподготовку (примерно на 4,6 %).

Осредненное влагосодержание дымовых газов, поступающих в дымовую трубу после котлов с узлами глубокой утилизации в зимний сезон, определяется из выражения

$$\bar{d} = [d \cdot (2 - Z_{+36^{\circ}\text{C}} - Z_{+5^{\circ}\text{C}}) + d_{+36^{\circ}\text{C}} \cdot Z_{+36^{\circ}\text{C}} + d_{+5^{\circ}\text{C}} \cdot Z_{+5^{\circ}\text{C}}] / 2$$

и составляет  $\bar{d} = 42,8 \text{ г/кг}$ . Температура точки росы дымовых газов с таким влагосодержанием равна  $t_{\text{тр}} \approx 36,8^{\circ}\text{C}$ . Осредненная температура дымовых газов, поступающих в дымовую трубу, составляет  $\theta_{\text{г}} \approx 68,6^{\circ}\text{C}$ . Существенная разница между осредненной температурой дымовых газов и температурой точки росы ( $\Delta t = 31,8^{\circ}\text{C}$ ) практически исключает конденсацию влаги на поверхности дымовой трубы.

При работе системы глубокого охлаждения повышение эффективности использования топлива эквивалентно снижению паропроизводительности котлов в летний период на  $\Delta D_3^{\text{лет}} = 10,75 \text{ т/ч}$  и в зимний на  $\Delta D_3^{\text{зим}} = 15,8 \text{ т/ч}$ , или соответственно уменьшению расхода топлива на котлы  $505 \text{ м}^3/\text{ч}$  летом и  $743 \text{ м}^3/\text{ч}$  зимой.

**Паротурбинная часть надстройка и тепловая схема котельной после реконструкции.** Предварительно зададимся мощностью паротурбинной энергетической надстройки  $N'_{\text{пт}} = 8,0 \text{ МВт}$ , для получения которой необходимо увеличить паропроизводительность котельной на величину  $\Delta D_4 = 10 \text{ т/ч}$ . Мощность ПТУ зависит от суммарной паропроизводительности котельной, величина которой связана с очередностью трех возможных этапов модернизации котельной: ПТУ вводится в эксплуатацию первой; ПТУ вводится в эксплуатацию после пуска узлов глубокой утилизации; ПТУ вводится в эксплуатацию после энергетической надстройки котлов ГТУ и пуска узлов глубокой утилизации.

В первом случае паропроизводительность котельной определяется суммой существующей паропроизводительности ( $D_{\text{п}} = 120 \div 140 \text{ т/ч}$ ) и величины  $\Delta D_4$ , т. е.  $D_1^{\Sigma} = 130 \div 150 \text{ т/ч}$ . Во втором случае  $D_2^{\Sigma} = D_{\text{п}} - \Delta D_3 + \Delta D_4 = 109 \div 134 \text{ т/ч}$  и в третьем случае  $D_3^{\Sigma} = D_{\text{п}} - 2 \cdot \Delta D_1 - 2 \cdot \Delta D_2 - \Delta D_3 + \Delta D_4 = 118 \div 133 \text{ т/ч}$ . Поскольку ПТУ практически все время будет эксплуатироваться для условий третьего случая, в качестве расчетной принимается паропроизводительность  $133 \text{ т/ч}$ . При указанной паропроизводительности мощность паровой турбины с внутренним КПД 80 % и давлении пара за турбиной 0,8 МПа, имеющей промежуточный отбор пара с расходом 80 т/ч при давлении 1,4 МПа, составит около 13,3 МВт, что существенно превышает  $N'_{\text{пт}} = 8 \text{ МВт}$  (принятую предварительно). Поэтому принимаем мощность паровой турбины  $\sim 14 \text{ МВт}$ , которой соответствует величина  $\Delta D_4 = 17,5 \text{ т/ч}$ , а расчетная паропроизводительность котельной увеличится до 140 т/ч.

На рис. 4.27 приведена принципиальная технологическая схема котельной после ее модернизации. Суммарная паропроизводительность котельной составляет 125–140 т/ч, из которых 88 т/ч постоянно генерируется в двух адаптированных котлах ГМ-50-1 при их номинальной нагрузке 44 т/ч. Остальной пар (37–52 т/ч) вырабатывается в отдельно работающем котле 2 типа ГМ-50-1. Благодаря эксплуатации двух узлов глубокой утилизации теплоты уходящих газов из адаптированных котлов расход топлива после модернизации котельной не изменяется, при этом дополнительно вырабатывается электрическая энергия с суммарной мощностью 19 МВт, из которых 5 МВт обеспечиваются газотурбинной энергетической надстройкой с двумя ГТУ мощностью по 2,5 МВт каждая, и 14 МВт в паровой энергетической надстройке с использованием паровой турбины с противодавлением 0,8 МПа и промежуточным отбором пара при давлении 1,4 МПа. Паром, отбираемым из паровой турбины и на выхлопе предприятие полностью обеспечивается тепловой энергией для технологических нужд, подогрева сетевой воды и воды в деаэраторах. С целью снижения потерь при транспортировке пара на технологические нужды целесообразно понизить его температуру до минимально возможной за счет впрыска воды (в охладительных установках). Перед подачей пара на подогрев воды в деаэраторах он дросселируется в редукционно-охладительной установке (РОУ) до давления 0,12 МПа.

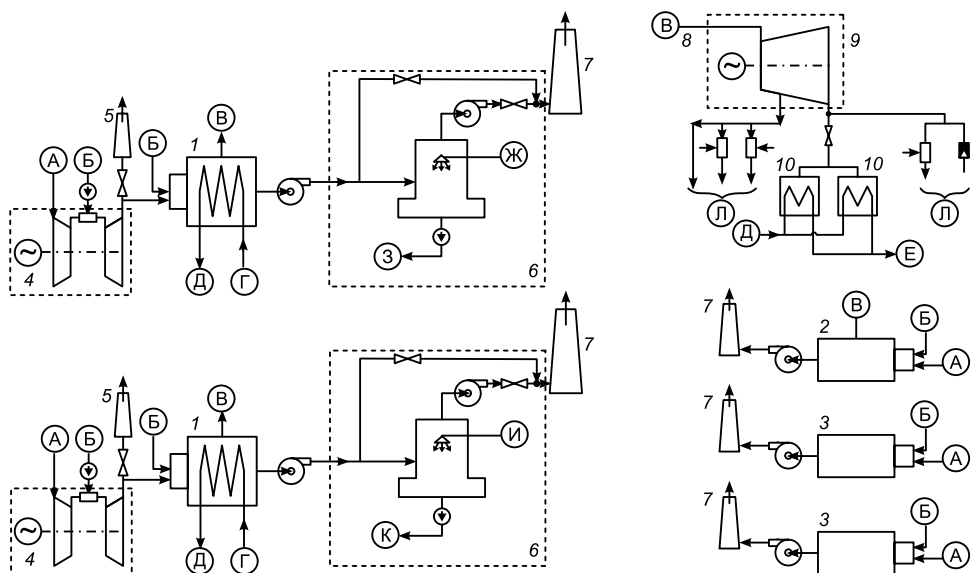


Рис. 4.27. Принципиальная схема котельной после реконструкции:

1 – адаптированные котлы ГМ-50-1; 2 – котел ГМ-50-1; 3 – резервные котлы ГМ-50-1; 4 – газотурбинная энергетическая надстройка; 5 – свеча; 6 – узел глубокой утилизации; 7 – дымовая труба; 8 – коллектор свежего пара; 9 – паровая энергетическая надстройка; 10 – сетевые подогреватели. А – воздух; Б – топливо; В – свежий пар; Г – сетевая обратная вода; Д – сетевая вода на подогреватели; Е – сетевая вода потребителю; Ж – вода из естественных водоемов; З – подогретая вода на химводоподготовку; И – вода после химводоподготовки; К – подогретая вода в деаэраторы; Л – технологический пар.

При подогреве химводоподготовленной воды в скруббере до максимальной возможной температуры (+61 °С) следует учитывать, что дымовые газы поступающие в скруббер, насыщаются водяными парами до относительной влажности  $\varphi = 100\%$ , а затем происходит их конденсация. Такой процесс требует более развитой поверхность насадки, что необходимо учесть при проектировании.

Для возможности работы адаптированных котлов при отключенной газовой турбине целесообразно сохранить дутьевые вентиляторы с воздухопроводами до горелок. Сбросные свечи 5 (рис. 4.27) предусмотрены условиями пуска газовой турбины с последующим розжигом котла и полным сбросом выхлопных газов в котел в качестве окислителя топлива.

Представляется целесообразным привести информацию об альтернативной конструкции конденсационного теплообменника – утилизатора, опытно-промышленная эксплуатация которого осуществляется в составе котла ДЕ-10-14 на Ульяновской ТЭЦ-3.

**Глубокое охлаждение дымовых газов котла ДЕ-10-14 на Ульяновской ТЭЦ-3 [13].** Для глубокого охлаждения дымовых газов ниже точки росы до последних лет использовались в основном только контактные теплообменники. Применение контактных теплообменников обеспечивает развитую поверхность и высокую интенсивность теплообмена, превышающую на порядок коэффициенты теплоотдачи при конвективном теплопереносе. Однако при этом нагреваемая контактным способом вода поглощает из продуктов сгорания углекислоту и кислород и может приобретать коррозионно-агрессивные свойства. Для предупреждения коррозии необходимо производить термическую деаэрацию воды в атмосферных термических или вакуумных деаэраторах.

При использовании конденсационных теплообменников поверхностного типа для глубокого охлаждения уходящих газов их поверхности составляют, как и в контактных теплообменниках, сотни квадратных метров на 1 м<sup>3</sup> объема аппарата. Коэффициенты теплоотдачи от дымовых газов к поверхностям нагрева при глубоком охлаждении, сопровождающимся конденсацией водяных паров из газов, соизмеримы с коэффициентами теплообмена для контактных аппаратов. Поверхностные конденсационные теплообменники вполне конкурентоспособны с контактными теплоутилизаторами и тем более с контактно-поверхностными аппаратами.

Общим условием для всех конденсационных теплообменников поверхностного типа является высокая коррозионная стойкость, поскольку выделяющийся из продуктов сгорания конденсат имеет кислую реакцию. Для изготовления конденсационных теплообменников применяют нержавеющую сталь, чугун, медь, биметаллические трубы (сталь–алюминий), полимерные материалы и даже керамику.

Биметаллические (сталь–алюминий) теплообменники (калориферы) выпускаются Костромским калориферным заводом и ПО «Тулсантехника» (Россия). Теплообменный элемент калорифера представляет собой биметаллическую трубку, которая состоит из двух трубок, насаженных одна на другую (рис. 4.28). Внутренняя трубка стальная размером 16×1,2 мм, наружная трубка алюминиевая с накатанным на ней оребрением. Ребристая поверхность имеет диаметр по вершине ребер 39 мм, по основаниям ребер 18 мм.

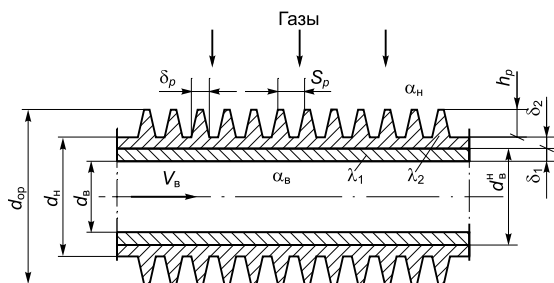


Рис. 4.28. Биметаллическая трубка калорифера [13].

Толщина ребер у основания 0,8 мм, у вершины – 0,3 мм. Профиль ребра трапециевидный. Ребра накатываются с шагом 2,8 мм. Теплообменные поверхности конденсационных теплообменников имеют высокий коэффициент оребрения и являются компактными.

Теплотехнические показатели поверхностных теплообменников, в которых должна происходить конденсация водяных паров из дымовых газов, во многом определяют температуру нагреваемого теплоносителя. Если в теплообменнике нагревается вода, то для конденсации водяных паров из дымовых газов необходимо, чтобы температура стенки теплообменника была ниже точки росы. Если  $t''_в < t_{ст} < t_{пр}$ , то конденсация паров будет происходить по всей поверхности теплообменника, а при  $t'_в < t_{ст} < t_{пр}$  – только в той части теплообменника, в которой  $t_{ст} < t_{пр}$  (здесь  $t_{ст}$  – температура наружной поверхности стенки трубы). Предполагается, что коэффициент теплоотдачи от стенки теплообменника к протекающей внутри него жидкости (воде) на порядок выше коэффициента теплоотдачи с газовой стороны, а температура наружной поверхности трубы мало отличается от температуры воды  $t_в$ .

При нормальной эксплуатации котла коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания природного газа составляет 1,2–1,3, температура точки росы таких газов равна 53–55 °С. Отсюда следует, что для работы теплоутилизатора в режиме конденсации всей его конвективной части, требуется, чтобы температура нагрева воды в конвективном пакете не превышала 50 °С.

Процесс охлаждения продуктов сгорания в теплоутилизаторе ниже точки росы сопровождается уменьшением влагосодержания со 115 до 50 г/кг и выпадением конденсата в количестве 0,6–0,7 кг/ч на 1 м<sup>3</sup> сжигаемого природного газа.

Температура продуктов сгорания после смешения поддерживается на уровне 65–70 °С, что выше точки росы, влагосодержание – 65–70 г/кг и относительная влажность 50–55 %. Это позволяет при всех режимах работы котла исключить выпадение конденсата в газовом тракте.

Дополнительное аэродинамическое сопротивление, создаваемое теплоутилизатором (порядка 21 Па), преодолевается за счет уменьшения объема продуктов сгорания вследствие снижения их температуры, увеличения объемной массы и конденсации части водяных паров. При работе котельной на мазуте газы полностью направляются по обводному газоходу, минуя теплоутилизатор. Образующийся конденсат собирается в поддоне и, минуя водоподготовительную установку, направляется в бак декарбонизованной воды, откуда насосами подается в деаэратор для подпитки теплосети при закрытой системе теплоснабжения. При использовании этого конденсата обеспечивается также экономия реагентов, электроэнергии и воды и, кроме того, сокращаются сбросы продуктов регенерации от натрий-катионитных фильтров в окружающую среду благодаря уменьшению количества регенераций.

Известно, что потери теплоты с уходящими газами значительны и составляют 16–18 %, а в установках без хвостовых поверхностей – 25 % и более при сведении теплового баланса по высшей теплоте сгорания.

Об эффективности глубокого охлаждения дымовых газов котлов свидетельствуют результаты эксплуатации в течение трех отопительных сезонов конденсационного теплообменника (КТ) поверхностного типа, смонтированного в газоходе за паровым котлом ДЕ-10-14 ГМ № 2 Ульяновской ТЭЦ-3. Тепло уходящих газов используется для подогрева сырой воды, поступающей на химводоочистку. Основным элементом теплоутилизатора является биметаллический калорифер КСК-4-11-02 ХЛЗ Костромского калориферного завода (площадь поверхности нагрева – 114,5 м<sup>2</sup>; площадь живого сечения – 0,685 м<sup>2</sup>).

Калорифер 1 установлен в существующем газоходе 2 диаметром 0,5 м между водяным экономайзером и дымососом парового котла ДЕ-10-14ГМ (рис. 4.29). Для регулирования расхода уходящих газов через КТ предусмотрен байпасный газоход 3 диаметром 0,5 м, на байпасном и существующем газоходах установлены регулирующие клапаны 4 поворотного типа. В верхнем коробе, соединяющем существующий газоход с КТ, смонтирован люк 5 диаметром 0,45 м для осмотра и очистки калорифера. Байпасный газоход расположен на высоте 2,05 м от уровня пола и врезается в основной газоход на расстоянии 3 м от центра калорифера (от центра существующего вертикального газохода). В нижней части вертикального участка существующего газохода предусмотрен цилиндрический конденсатосборник 6 высотой 0,4 м для сбора конденсата дымовых газов и последующего непрерывного отвода его через гидрозатвор 7 в бак чистых стоков. Гидрозатвор выполнен из цилиндрического трубопровода диаметром 32 мм. Нагреваемая вода подается в калорифер и отводится от него по трубопроводам диаметром 50 мм.

Теплоутилизационная установка имеет необходимые контрольно-измерительные приборы по газовому и водяному теплоносителям. Количество конденсата дымовых газов измеряется мерным способом с помощью секундомера и сосуда емкостью 3 л; количество оксидов азота (NO<sub>x</sub>) в продуктах сгорания перед КТ и после него (в пересчете на NO<sub>2</sub>) определяется переносным газоанализатором. Проводится отбор проб конденсата дымовых газов для его химического анализа и выяснения возможности его использования в тепловом цикле котельной установки.

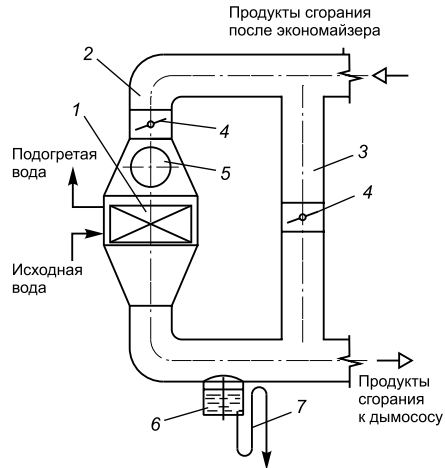


Рис. 4.29. Схема теплоутилизационной установки [13]:

1 – конденсационный теплоутилизатор; 2, 3 – существующий и байпасный газоходы; 4 – регулирующий клапан; 5 – люк; 6 – конденсатосборник; 7 – гидрозатвор.

Коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания перед КТ определяется расчетным путем по показаниям кислородомера 2К 76. При работе котла продукты сгорания природного газа после водяного экономайзера при температуре 135–150 °С и влагосодержании 0,11–0,12 кг/кг сухих газов поступают в основной газоход 2 и затем разделяются на две части. Основная часть (около 80 %) продуктов сгорания по основному газоходу поступает в калорифер 1, остальная часть (около 20 %) направляется в байпасный газоход 3. В калорифере осуществляется глубокое охлаждение продуктов сгорания до 35–40 °С, при этом происходит конденсация части (50–60 %) содержащихся в газах водяных паров. Влагосодержание продуктов сгорания снижается до 0,035–0,046 кг/кг сухих газов, а их точка росы становится равной 35–40 °С (при  $\theta_{yx} = 150$  °С и  $\alpha_{yx} = 1,25$   $t_{тр} = 55,24$  °С). Таким образом полезно используются как физическая теплота продуктов сгорания, так и скрытая теплота конденсации части содержащихся в них водяных паров. На выходе из калорифера поток продуктов сгорания изменяет направление движения на 90°, что способствует отделению от газов капельной влаги. Затем охлажденные продукты сгорания смешиваются с проходящими по байпасному газоходу неохлажденными газами и при температуре 65–70 °С отводятся через дымовую трубу в атмосферу. Влагосодержание продуктов сгорания на входе в дымовую трубу становится равным 0,044–0,093 кг/кг сухих газов, а их точка росы – 39–45 °С. Часть водяных паров, сконденсировавшихся из продуктов сгорания, под действием силы тяжести поступает в конденсаторосборник 6 и затем через гидрозатвор 7 отводится в бак чистых стоков котельной установки. Исходная сырая вода в количестве 20–40 т/ч при температуре 3–5 °С подается в калорифер, подогревается до температуры 20–22 °С и направляется на химводоочистку.

Результаты испытаний показали:

1. Конденсационный теплоутилизатор поверхностного типа позволяет охлаждать уходящие дымовые газы ниже точки росы (55,24 °С) на всех режимах работы котла, при этом выделяется конденсат водяных паров, который непрерывным потоком отводится в бак чистых стоков.

2. Уходящие продукты сгорания охлаждаются в КТ до температуры  $\theta_{yx} = 41,5 \div 48$  °С;  $40 \div 47$  °С;  $37 \div 45$  °С соответственно при паропроизводительностях котла 10, 8 и 6 т/ч. Наибольшее охлаждение продуктов сгорания (до 37 °С) наблюдалось при паропроизводительности 6 т/ч и в случае когда 50 % уходящих газов пропусклось через КТ. При этом расход воды через теплоутилизатор составлял 32 т/ч.

3. Для случая, когда 80 % уходящих продуктов сгорания пропусклось через КТ (рекомендуемый эксплуатационный режим работы теплоутилизатора) исходная сырая вода подогревалась в теплоутилизаторе на 15,4; 11,9 и 10,1 °С при паропроизводительности соответственно 10, 8 и 6 т/ч: при этом расход воды через КТ составлял 27, 32 и 32 т/ч, уходящие газы охлаждались до температуры 45,5; 44 и 43 °С.

4. Абсолютное количество (массовый расход) конденсата водяных паров, выделенного из продуктов сгорания, равно 365–462, 324–420 и 261–362 кг/ч соответственно при паропроизводительностях котла 10, 8 и 6 т/ч. Первое число соответствует случаю, когда 50 % уходящих газов пропусклось через теплоутилизатор, а второе – 100 %.



5. Количество  $\text{NO}_x$  в газах перед КТ равно 217,5; 200 и 197  $\text{мг/м}^3$ , а на выходе из теплоутилизатора (перед дымососом) – 155,1; 144,3; 143,9  $\text{мг/м}^3$  при указанных выше паропроизводительностях котла.

6. Охлаждение продуктов сгорания и частичная конденсация из них водяных паров в КТ обуславливают снижение объема газов, поступающих в дымосос, в среднем в 1,2 раза (при  $\theta_{yx} = 70^\circ\text{C}$ ), что снижает расход электроэнергии, потребляемой электродвигателем дымососа.

Внедрение КТ поверхностного типа на паровом котле ДЕ-10-14 ГМ № 2 Ульяновской ТЭЦ-3 позволило повысить КПД котла в среднем на 7–8 % и одновременно снизить содержание оксидов азота в уходящих газах на 27–29 %. На номинальном режиме работы (10 т/ч) количество конденсата составило 462 кг/ч.

Использование конденсата уходящих продуктов сгорания в системе теплоснабжения ТЭЦ обеспечивает экономию реагентов и электроэнергии на приготовление химически очищенной воды, при этом сокращаются сбросы продуктов регенерации от натрий-катионитных фильтров в окружающую среду.

Исследования качества конденсата из продуктов сгорания природного газа, проведенные М. Б. Равичем, Л. И. Друскиным в МИНГ им. И. М. Губкина, Г. М. Климовым в Горьковском инженерно-строительном институте, в лаборатории химического анализа Ульяновской ТЭЦ-3, показали достаточно высокие его качества. Конденсат продуктов сгорания природного газа лишен взвешенных веществ карбонатной жесткости и имеет сухой остаток менее 5 мг/л. Он практически является бессолевой водой и превосходит в этом смысле воду, умягченную в водоподготовительных установках промышленных котельных. Конденсат продуктов сгорания природного газа после дегазации вполне может быть использован для питания котлов низкого давления.

## 8. ГАЗОТУРБИННЫЕ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛИ УТИЛИЗАЦИОННОЙ СХЕМЫ

### 8.1. Общие положения

В связи с существующими ограничениями и техническими требованиями наиболее вероятным направлением реконструкции котельных с установкой ГТУ является применение утилизационной схемы, предусматривающей размещение за ГТУ котлов-утилизаторов: паровых (КУП) или водогрейных (КУВ). Подробные сведения о типах и конструкциях котлов-утилизаторов были приведены в предыдущей главе. При этом за паровыми котлами-утилизаторами, как правило, целесообразно устанавливать газоводяные теплообменники (ГВТО), используемые для подогрева сетевой или подпиточной воды, что обеспечивает снижение температуры уходящих газов до приемлемого уровня. ГТУ-ТЭЦ используют главным образом для покрытия отопительной нагрузки (отопительные ГТУ-ТЭЦ) и для обеспечения потребителей технологическим паром (промышленные ГТУ-ТЭЦ). Основные конструктивные элементы ГТУ-ТЭЦ представлены на рис. 4.30 для вариантов с КУ горизонтальной компоновки.

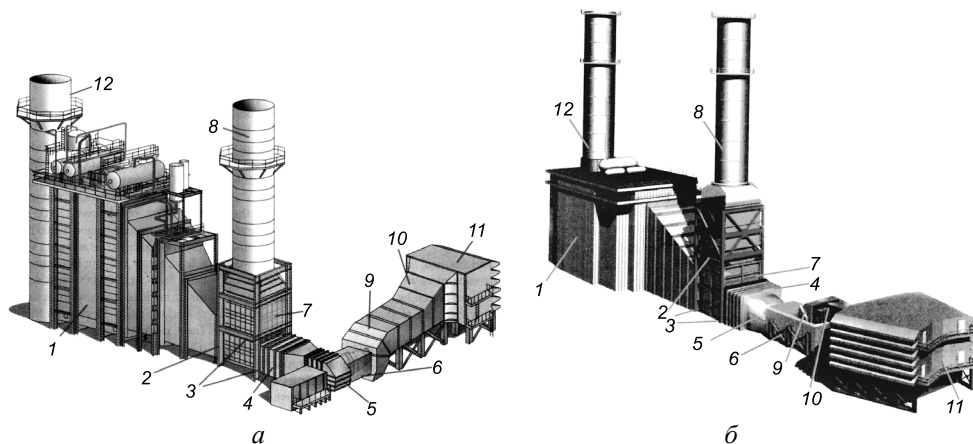


Рис. 4.30. Основные конструктивные элементы ГТУ-ТЭЦ с КУ горизонтальной компоновки с улиточным (а) и с осевым (б) выхлопом ГТУ:

1 – котел-утилизатор; 2–3 – компенсаторы расширения; 4 – газоход от ГТУ; 5 – выхлопной диффузор ГТУ; 6 – ГТУ; 7 – глушитель шума выхлопа; 8 – байпасная труба («свеча»); 9 – входной воздухопровод; 10 – глушитель шума всаса; 11 – ВОУ; 12 – дымовая труба КУ.

Теплофикационная мощность в ГТУ-ТЭЦ может быть определена по уравнениям

$$Q_{\text{тф}} = G_{\text{св}}(i_{\text{пс}} - i_{\text{ос}}) = G_{\text{Г}}(I_{\text{ку}} - I_{\text{ух}})\varphi \quad (4.41)$$

или

$$Q_{\text{тф}} = D_{\text{п}}(i_0 - i_{\text{пв}}) = G_{\text{Г}}(I_{\text{ку}} - I_{\text{ух}})\varphi, \quad (4.42)$$

где  $G_{\text{св}}$  – расход сетевой воды через ГВТО, кг/с;  $i_{\text{ос}}, i_{\text{пс}}$  – энтальпия сетевой воды на входе и выходе ГВТО, кДж/кг;  $D_{\text{п}}$  – паропроизводительность в КУ, кг/с;  $i_0, i_{\text{пв}}$  – энтальпия пара и обратного конденсата, кДж/кг;  $G_{\text{Г}}$  – расход выхлопных газов ГТУ, кг/с;  $I_{\text{ку}}, I_{\text{ух}}$  – энтальпия газов на входе и на выходе из КУ, кДж/кг;  $\varphi$  – коэффициент аккумуляирования теплоты в котле-утилизаторе.

Утилизация теплоты выхлопных газов ГТУ в ГВТО связана с повышением сопротивления выхлопного тракта и ростом давления газов за газовой турбиной, что приводит к небольшому снижению электрической мощности и увеличению температуры газов за ГТУ. Это влияние можно оценить зависимостями [14]:

$$k_N = N_3^{\text{КОГ}}/N_3^{\text{АВТ}} = 1,0 - (5,5 \div 1,7)\delta p_{\text{ВЫХ}}^{\text{КОГ}}; \quad (4.43)$$

$$k_\theta = \theta_{\text{ГТ}}^{\text{КОГ}}/\theta_{\text{ГТ}}^{\text{АВТ}} = 1,0 + 0,272\delta p_{\text{ВЫХ}}^{\text{КОГ}}, \quad (4.44)$$

где  $\delta p_{\text{ВЫХ}}^{\text{КОГ}} = \Delta p_{\text{ВЫХ}}^{\text{КОГ}}/p_a$ ,  $p_a$  – барометрическое давление,  $\Delta p_{\text{ВЫХ}}^{\text{КОГ}}$  – дополнительное сопротивление на выхлопе ГТУ, Па; для ГТУ малой мощности соответствует большее значение множителя при  $\delta p_{\text{ВЫХ}}^{\text{КОГ}}$ .

Величина  $Q_{\text{тф}}$  связана с общим количеством теплоты газов за ГТУ зависимостью

$$Q_{\text{ГТУ}} = G_{\text{Г}} I_{\text{Г}} = G_{\text{Г}} I_{\text{КУ}} = Q_{\text{ТФ}} + Q_{\text{УХ}} = Q_{\text{ТФ}} + G_{\text{Г}} I_{\text{УХ}}. \quad (4.45)$$

Анализ характеристик действующих и проектируемых ГТУ-ТЭЦ показывает, что полезно утилизировать удается только часть теплоты выхлопных газов турбины  $Q_{\text{ГТУ}}$ . В лучшем случае  $Q_{\text{ТФ}} = (0,7 \div 0,8) Q_{\text{ГТУ}}$ . Температуру газов за КУ при работе ГТУ на природном газе поддерживают на уровне 90–100 °С.

Профиль газотурбинной теплоэлектроцентрали определяется видом теплофикационной нагрузки и режимами работы потребителей теплоты. При этом необходимо учитывать также и специфику работы основного и вспомогательного оборудования.

Существующие нормы проектирования и эксплуатации ТЭЦ требуют бесперебойного снабжения потребителей теплом. Поэтому в тепловую схему ГТУ-ТЭЦ включают аварийные и пиковые производители теплоты. Таковыми могут быть пиковые водогрейные котлы, устройства дожигания топлива и т. п. При останове самого крупного источника отпуска тепла, остальные, в том числе и пиковые, должны обеспечить покрытие не менее 70 % потребляемой теплоты.

В газотурбинных установках количество вырабатываемой электроэнергии зависит прежде всего от начальных и конечных параметров рабочего тела и его расхода. На величину электрической мощности  $N_{\text{э}}$  существенно влияет изменение параметров наружного воздуха, но не влияет изменение тепловой нагрузки котла-утилизатора. Отопительная нагрузка ГТУ-ТЭЦ, которую может реально обеспечить ГВТО, зависит от теплоты, содержащейся в выхлопных газах ГТУ, и глубины охлаждения газов в ГВТО.

Показатели ГТУ-ТЭЦ практически не зависят от температуры сетевой воды и это позволяет повышать ее температуру после ГВТО и, следовательно, уменьшать расход теплоносителя, удешевляя тепловые сети. Чтобы исключить влияние качества сетевой воды на ГВТО, целесообразно использовать замкнутый контур ее подогрева. При этом температура промежуточного теплоносителя по условиям бескоррозионной работы должна быть на входе 60–70 °С, а на выходе 110–120 °С.

При эксплуатации газотурбинных ТЭЦ могут возникать ситуации, когда количества теплоты выхлопных газов ГТУ недостаточно для покрытия требуемых отопительных нагрузок или для генерации технологического пара нужных параметров. Кроме этого недостатком схемы ГТУ-ТЭЦ является зависимость возможного отпуска тепла внешнему потребителю  $Q_{\text{ТФ}}$  от режима работы ГТУ – от выработки электрической энергии и температуры наружного воздуха. В реальных условиях графики электрической и тепловой нагрузок потребителей являются независимыми друг от друга, поэтому с целью повышения надежности теплоснабжения приходится идти на усложнение тепловых схем ГТУ-ТЭЦ. Оборудование газотурбинных ТЭЦ должно предусматривать различные эксплуатационные режимы работы: утилизационный режим без дожигания топлива; режим с дожиганием топлива в среде выхлопных газов ГТУ или в холодном воздухе вентилятора автономного режима; автономный режим (ГТУ остановлена) и сжигание топлива в среде холодного воздуха.

При работе ГТУ-ТЭЦ на переменных электрических нагрузках (например, в течение суток) весьма эффективными являются схемы с использованием

тепловых баков-аккумуляторов. Последние заполняются горячей водой, которая и применяется при останове ГТУ.

**Энергетические показатели ГТУ-ТЭЦ.** В автономном режиме работы ГТУ без утилизации теплоты выхлопных газов коэффициенты  $k_N = k_0 = 1,0$ , а электрический КПД ГТУ определяется по формуле

$$\eta_3^{\text{авт}} = \frac{N_3^{\text{авт}}}{Q_{\text{кв}}},$$

где  $Q_{\text{кв}} = B_{\text{кв}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  – теплота топлива, подводимого в камеру сгорания ГТУ.

В теплофикационном режиме часть теплоты выхлопных газов передается потребителю и КПД ТЭЦ по выработке электроэнергии определяется величиной:

$$\eta_3^{\text{кор}} = \frac{N_3^{\text{кор}}}{Q_{\text{кв}} - Q_{\text{тф}}} = \frac{k_N N_3^{\text{авт}}}{Q_{\text{кв}}(1 - \beta_{\text{тф}})} = \frac{k_N}{(1 - \beta_{\text{тф}})} \eta_3^{\text{авт}}, \quad (4.46)$$

где  $\beta_{\text{тф}} = Q_{\text{тф}}/Q_{\text{кв}}$  – доля теплоты, затрачиваемая в ГТУ на внешнего потребителя (по аналогии с величиной, принятой для паротурбинных теплофикационных установок); для современных ГТУ-ТЭЦ эта величина с учетом графика тепловых нагрузок составляет 0,2–0,5. Следовательно, КПД газотурбинной ТЭЦ по производству электроэнергии по сравнению с КПД  $\eta_3^{\text{авт}}$  в автономном режиме возрастает в 1,1–1,4 раза для разных температур наружного воздуха.

Удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении определяют исходя из положения, что вся электроэнергия производится комбинированным методом

$$\varepsilon_{\text{т}}^{\text{кор}} = \frac{N_3^{\text{кор}}}{Q_{\text{тф}}} = \frac{k_N N_3^{\text{авт}}}{Q_{\text{кв}} \beta_{\text{тф}}} = \frac{k_N}{\beta_{\text{тф}}} \eta_3^{\text{авт}}. \quad (4.47)$$

Коэффициент полезного действия газотурбинной ТЭЦ по отпуску тепловой энергии определяется по формуле

$$\eta_{\text{т}}^{\text{кор}} = \eta_{\text{кв}} \eta_{\text{т}}, \quad (4.48)$$

где  $\eta_{\text{кв}} = 0,98 \div 0,99$  – КПД камеры сгорания ГТУ;  $\eta_{\text{т}} = Q_{\text{тф}}/Q_{\text{ГТУ}}$  – КПД сетевой установки (ГВТО).

Удельные расходы условного топлива (г у. т./кВт·ч) на оба вида энергии, вырабатываемые на ГТУ-ТЭЦ, рассчитываются из зависимостей  $b_3 = 123/\eta_3^{\text{кор}}$ ,  $b_{\text{т}} = 123/\eta_{\text{т}}^{\text{кор}}$ .

**Энергетические показатели ГТУ-ТЭЦ с дожиганием топлива** определяются исходя из ее тепловой схемы (рис. 4.31).

Коэффициент полезного действия ГТУ-ТЭЦ по производству электроэнергии:

$$\eta_3^{\text{д}} = \frac{N_3^{\text{д}}}{Q_{\text{кв}} + Q_{\text{д}} - Q_{\text{тф}}^{\text{д}}} = \frac{k_N^{\text{д}} N_3^{\text{авт}}}{Q_{\text{кв}} + Q_{\text{д}} - \beta_{\text{тф}}^{\text{д}} (Q_{\text{кв}} + Q_{\text{д}})}, \quad (4.49)$$

где  $k_N^d = \frac{N_3^d}{N_3^{\text{авт}}}$  – коэффициент снижения электрической мощности

ГТУ из-за дополнительного сопротивления камеры дожигания и

ГВТО;  $\beta_{\text{тф}}^d = \frac{Q_{\text{тф}}^d}{Q_{\text{кс}} + Q_d}$  – доля теплоты передаваемой внешнему

потребителю с учетом дожигания топлива;  $Q_d = B_d \cdot Q_{\text{н}}^p$  – тепловая мощность топлива дополнительно сжигаемого в камере дожигания;

$\beta_d = \frac{Q_d}{Q_{\text{кс}}}$  – соотношение теплоты

топлива, сжигаемого в дополнительной и основной камерах сгорания.

После преобразования получаем

$$\eta_3^d = \frac{k_N^d}{(1 + \beta_d)(1 - \beta_{\text{тф}}^d)} \eta_3^{\text{авт}}. \quad (4.50)$$

Для определения влияния дожигания топлива после ГТУ на КПД рассчитываем его изменение

$$\Delta \eta_3 = \eta_3^{\text{кор}} - \eta_3^d = \left[ \frac{k_N}{(1 - \beta_{\text{тф}})} - \frac{k_N^d}{(1 + \beta_d)(1 - \beta_{\text{тф}}^d)} \right] \eta_3^{\text{авт}}. \quad (4.51)$$

В качестве примера рассматриваются проектные данные по ГТУ НК-37. Принято несколько значений  $\beta_d$  и подсчитаны величины  $\Delta \eta_3$  (табл. 4.13). Увеличение доли дожигания топлива по отношению к основному его количеству приводит к снижению КПД по выработке электроэнергии.

Коэффициент полезного действия ГТУ-ТЭЦ по отпуску теплоты внешнему потребителю при дожигании топлива за ГТУ

$$\eta_{\text{т}}^d = \eta_{\text{кс}} \eta_{\text{кд}} \eta_{\text{т}}.$$

Для ГТУ-ТЭЦ без дожигания (с пассивным котлом-утилизатором)

$$\text{Кит} = (N_3^{\text{кор}} + Q_{\text{тф}}) / Q_{\text{кс}} = \eta_3^{\text{кор}} + \beta_{\text{тф}}. \quad (4.52)$$

Для ГТУ-ТЭЦ с дожиганием

$$\text{Кит}^d = (N_3^d + Q_{\text{тф}}^d) / (Q_{\text{кс}} + Q_d) = \eta_3^d + \beta_{\text{тф}}^d. \quad (4.53)$$

Дискуссии о методах разделения общего расхода топлива на ТЭЦ между выработанной электроэнергией и отпущенной теплотой длятся более полувека, поскольку отсутствуют физически обоснованные предпосылки для такого разделения. В литературе достаточно подробно рассмотрены различные

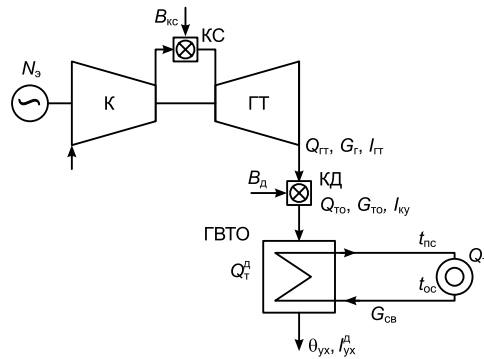


Рис. 4.31. Простейшая тепловая схема ГТУ-ТЭЦ с дожиганием топлива [14].

методы распределения расходов топлива по видам энергий применительно к ТЭЦ. До 1998 г. в Украине для этой цели использовался, главным образом, физический метод, а с 1998 г. – пропорциональный. Переход на пропорциональный метод был обусловлен необходимостью снижения цены на отпускаемую потребителю тепловую энергию путем уменьшения расчетного расхода топлива при ее производстве на ТЭЦ.

Таблица 4.13

**Расчетные параметры ГТУ-ТЭЦ с дожиганием**

Температура наружного воздуха, °С	Доля дожигания $\beta_d$	Основные параметры ГТУ-ТЭЦ							
		$\beta_{тф}$	$\beta_{тф}^d$	$\eta_{б}^{ког}$	$\eta_0^d$	$\Delta\eta_0$	$\eta_{т}^{ког}$	$\eta_t^d$	$\Delta\eta_t$
-26,0	0,1	0,407	0,457	62,95	62,55	-0,40	78,02	79,68	1,66
	0,2		0,499		62,04	-0,91		80,97	2,95
	0,3		0,535		61,79	-1,16		82,24	4,22
	0,4		0,566		61,41	-1,54		83,24	5,22
-3,6	0,1	0,478	0,522	69,25	68,73	-0,52	83,92	85,05	1,13
	0,2		0,558		68,17	-1,08		85,94	2,01
	0,3		0,589		67,74	-1,52		86,76	2,83
	0,4		0,616		67,19	-2,06		87,39	3,47
15,0	0,1	0,529	0,567	73,20	72,42	-0,77	87,34	88,07	0,73
	0,2		0,601		72,01	-1,18		88,84	1,50
	0,3		0,629		71,51	-1,69		89,43	2,09
	0,4		0,654		71,11	-2,09		90,00	2,66

Любой из методов распределения удельных расходов топлива по видам энергий не является универсальным и, тем более, абсолютным, а выбор одного из них диктуется необходимостью решения конкретной практической задачи. Такой задачей при энергетической надстройке теплогенерирующего оборудования для конкретного предприятия газотурбинными двигателями, является выбор энергетически и экономически наиболее эффективного варианта, обеспечивающего потребителей тепловой энергией требуемого качества и в необходимом количестве. Оценку эффективности в этом случае целесообразно осуществлять путем сравнения удельных расходов условного топлива на производство электрической энергии при условии, когда в альтернативных вариантах расчетная величина расхода условного топлива на выработку тепловой энергии постоянна и равна той, которая имеет место на данном предприятии при производстве только тепловой энергии. Это условие вполне правомерно и логически следует из основной цели преобразования котельной в когенерационную установку. В разновидности физического метода, предложенного в гл. 2, части 1 данного пособия, процедура определения затрат условного топлива  $b_0$  и  $b_t$  включает нахождение по заданным  $N_0$  и

$Q_{\text{тф}}$  коэффициента использования топлива Кит; задаваясь  $\eta_{\text{к}}$  равным 0,88–0,92 (для существующей котельной), из уравнения  $\frac{1}{\text{Кит}} = \frac{1}{\eta_{\text{э}}^{\text{КОГ}}} \cdot \chi + \frac{1}{\eta_{\text{к}}} \cdot (1 - \chi)$ , где  $\chi = N_{\text{э}} / (N_{\text{э}} + Q_{\text{тф}})$  – доля электрической энергии в суммарно отпускаемых потребителю электрической и тепловой энергии, определяется КПД установки по выработке электроэнергии  $\eta_{\text{э}}$  (с дожиганием или без), и далее находят искомые удельные расходы топлива. По сути это является разновидностью физического метода распределения затрат топлива с учетом отношения электрической энергии ко всей полезной (электрической и тепловой) энергии, вырабатываемых когенерационной установкой.

### 8.2. Расчет тепловой схемы отопительной ГТУ-ТЭЦ

Определение энергетических показателей ГТУ-ТЭЦ осуществляется на основании ее принципиальной тепловой схемы (рис. 4.32) и схемы тепловых потоков (рис. 4.33). Использована закрытая схема отпуска теплоты с ТЭЦ. Сетевая вода подогревается в котле-утилизаторе (газоводяном теплообменнике). В качестве пикового источника теплоты предусмотрено установленное перед ГВТО устройство для дожигания топлива в потоке выхлопных газов ГТУ (камера дожигания – КД). Предусмотрена установка дожимающего топливного компрессора (ДК) для работы топливной системы ГТУ.

Для расчета тепловой схемы ГТУ-ТЭЦ и определения показателей ее работы используются следующие исходные данные:

- тип, параметры рабочего тела и заводские характеристики энергетической ГТУ, включенной в схему;
- тип и параметры поступающего на ТЭЦ топлива (природный газ, жидкое газотурбинное топливо);
- сетевой график работы отопительной системы, к которой подключена ТЭЦ, отопительные нагрузки (табл. 4.14).

При расчете промежуточных параметров излом графика температуры обратной сетевой воды не учитывается.

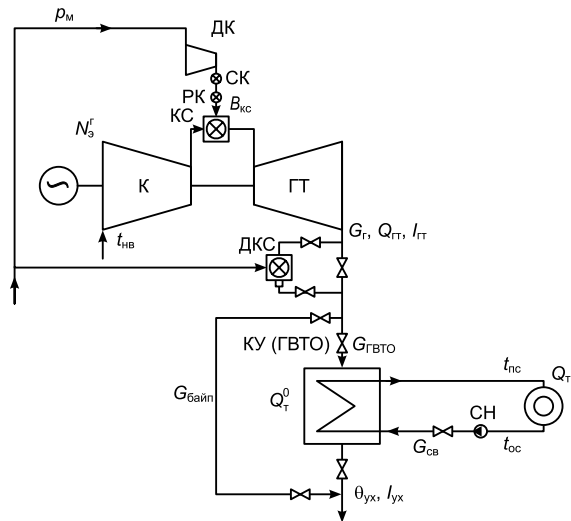


Рис. 4.32. Принципиальная тепловая схема отопительной ГТУ-ТЭЦ:

ДК – дожимающий компрессор; ДКС – камера дожигания топлива; СК – стопорные клапаны; РК – регулирующие топливные клапаны; СН – сетевой насос.

Прочие параметры:

- давление сетевой воды  $p_{св} = 1 \div 1,5$  МПа;
- КПД дожимающего компрессора  $\eta_{дк} = 80 \div 85$  %;
- атмосферное давление  $p_a$ , Па;
- КПД камеры дожигания  $\eta_{кд} = 98,5 \div 99$  %;
- коэффициент потери теплоты в ГВТО  $\eta_{ГВТО} = 98 \div 99$  %;
- КПД котельной по производству тепловой энергии  $\eta_T^{разд} = 80 \div 90$  %, если источником тепла является водогрейный котел.

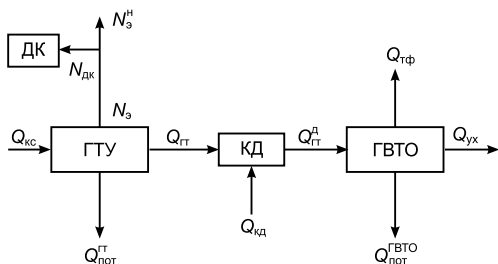


Рис. 4.33. Схема энергетических потоков ГТУ-ТЭЦ.

Для выполнения расчетов задаются следующими параметрами:

- давлением газа перед дожимающим компрессором  $p_m$ , МПа;
- потерей давления на выходе ГТУ  $\Delta p_{вых}$ , МПа;
- температурным напором на «холодном» конце ГВТО  $\Delta t_{ГВТО}$ , °С;
- зимним расходом сетевой воды  $G_{св}^{зим}$ , кг/с;
- летним расходом сетевой воды  $G_{св}^{лет} = (0,18 \div 0,25) G_{св}^{зим}$ , кг/с.

Таблица 4.14

**Сетевой график отопительной системы**

Температура, °С		
наружного воздуха	обратной сетевой воды	прямой сетевой воды
-26	70	150
+8	40	70
+30	40	70

Расчет энергетических показателей ГТУ-ТЭЦ проводится для нескольких значений температуры наружного воздуха, например:  $t_{нв} = -26, -16, -6, +8, +15$  °С (для  $t_{нв} = +8$  °С расчет производится как для летнего, так и для зимнего расхода сетевой воды).

Ниже представлена методика МЭИ [15] расчета тепловой схемы отопительной ГТУ-ТЭЦ:

1. Определяется соответствующая расчетному режиму величина отопительной нагрузки по уравнению 4.41:

$$Q_{тф} = G_{св} (i_{нс} - i_{ос}).$$

2. По уравнению 4.45 рассчитывается количество теплоты в выхлопных газах ГТУ в данном режиме ( $Q_{гт}$ ) и по уравнению 4.41 количество теплоты, которое можно получить в ГВТО при утилизации теплоты этих газов:

$$Q_{гт} = G_{г} I_{гт}, \quad Q_{тф}^0 = G_{г} (I_{гт} - I_{ух}).$$



При этом температуру уходящих газов за ГВТО определяем с учетом принятого температурного напора на его «холодном» конце  $\theta_{yx} = t_{oc} + \Delta t_{ГВТО}$ , обычно принимают  $\Delta t_{ГВТО} \approx 30 \div 40$  °С. Энтальпия уходящих газов  $I_{yx}$  определяется по справочнику [16].

3. Определяется режим отпуска теплоты на ГТУ-ТЭЦ в зависимости от мощности установленных на ТЭЦ ГТУ и тепловой нагрузки ТЭЦ, при этом возможны следующие режимы:

– в уходящих газах имеется избыток теплоты ( $Q_{тф}^0 > Q_{тф}$ ), и в этом случае часть выхлопных газов ГТУ необходимо байпасировать; такое регулирование тепловой нагрузки имеет низкую экономическую эффективность и применяется весьма редко.

– теплота выхлопных газов не обеспечивает отпуск всего необходимого количества теплоты ( $Q_{тф}^0 < Q_{тф}$ ); регулирование производится дожиганием необходимого количества топлива перед ГВТО.

В расчете предварительно принимается, что изменение температуры газов не влияет на коэффициент теплоотдачи в ГВТО, т. е. отношение тепловых потенциалов перед ГВТО пропорционально отношению утилизируемой теплоты:

$$\beta_{\theta} = \beta_Q,$$

где  $\beta_{\theta} = Q_{ГТ}^d / Q_{ГТ}$ ,  $\beta_Q = Q_{тф} / Q_{тф}^0$ .

Дальнейший расчет с учетом изменения коэффициента теплоотдачи носит итеративный характер с поперочным расчетом ГВТО на каждом шаге.

С достаточной точностью окончательное соотношение можно определить по формуле

$$\beta_{\theta} = -0,206 + 1,186 \cdot \beta_Q + 0,020 \cdot \beta_Q^2.$$

Следовательно, теплота газов перед ГВТО

$$Q_{ГТ}^d = \beta_{\theta} \cdot Q_{ГТ},$$

а количество дожигаемого топлива

$$B_d = \frac{Q_{ГТ}^d - Q_{ГТ}}{Q_H^p \cdot \eta_{кд}}.$$

После этого рассчитываются параметры газов перед ГВТО:

$$I_{кy} = \frac{Q_{ГТ}^d}{G_{ГТ} + B_d}, \quad \alpha_{кy} = \frac{G_{ГТ} - B_{кc}}{(B_{кc} + B_d) \cdot L_0}.$$

Температура уходящих газов рассчитывается по формуле

$$\theta_{yx} = t_{oc} + \Delta t_{ГВТО}.$$

4. Определяются параметры работы дожимающего компрессора.

Основная часть расхода электроэнергии на собственные нужды состоит из расхода электроэнергии на привод дожимного компрессора, мощность которого можно оценить по следующей формуле, МВт:

$$N_{дк} = \frac{B_{кc} \cdot H_{сж}}{\eta_{дк}} \cdot 10^{-3}, \quad (4.54)$$

где  $B_{\text{кc}}$  – расход топлива в камеру сгорания ГТУ, кг/с;  $H_{\text{сж}} = c_{\text{пр}} \times T_{\text{м}} [(p_{\text{г}}/p_{\text{м}})^{(k-1)/k} - 1]$ , кДж/кг – работа сжатия топлива в ДК;  $T_{\text{м}}$  – температура топлива перед компрессором;  $p_{\text{м}}, p_{\text{г}} = p_2^{\text{ГТУ}} \cdot (1,3 \div 1,5)$  – давление топлива перед и за ДК соответственно, МПа;  $p_2^{\text{ГТУ}}$  – давление воздуха за компрессором ГТУ на номинальном режиме ее работы, МПа;  $\eta_{\text{дк}}$  – КПД дожимного компрессора.

5. Определяются показатели тепловой экономичности ГТУ-ТЭЦ (рис. 4.32, табл. 4.15) используя «физический» и «пропорциональный» (метод ОРГРЭС) методы разделения топлива, сжигаемого на ТЭЦ для производства электрической и тепловой энергии [15].

Таблица 4.15

**Показатели тепловой экономичности ГТУ-ТЭЦ**

«Физический» метод	«Пропорциональный» метод
<i>Доля теплоты, отнесенная на внешнего пользователя</i>	
$\beta_{\text{тф}} = \frac{Q_{\text{тф}}}{B_{\text{кc}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}}$	
<i>Доля расхода топлива, отнесенная на выработку электроэнергии</i>	
$[B_{\text{с}}^{\text{э}}/B_{\text{с}}]^{\text{ф}} = 1 - \beta_{\text{тф}}/\eta_{\text{кc}}$	$[B_{\text{с}}^{\text{э}}/B_{\text{с}}]^{\text{п}} = \frac{k_{\text{N}} \cdot \eta_{\text{т}}^{\text{разд}}}{k_{\text{N}} \cdot \eta_{\text{т}}^{\text{разд}} + \beta_{\text{тф}}}$
<i>Доля расхода топлива, отнесенная на выработку тепловой энергии</i>	
$[B_{\text{с}}^{\text{т}}/B_{\text{с}}]^{\text{ф}} = \beta_{\text{тф}}/\eta_{\text{кc}}$	$[B_{\text{с}}^{\text{т}}/B_{\text{с}}]^{\text{п}} = \frac{\beta_{\text{тф}}}{k_{\text{N}} \cdot \eta_{\text{т}}^{\text{разд}} + \beta_{\text{тф}}}$
<i>КПД ГТУ-ТЭЦ по выработке электроэнергии</i>	
$\eta_{\text{э}}^{\text{ког}} = \frac{k_{\text{N}} \cdot \eta_{\text{э}}^{\text{авт}}}{1 - \beta_{\text{тф}}/\eta_{\text{кc}}}$	$\eta_{\text{э}}^{\text{ког}} = (\eta_{\text{э}}^{\text{авт}}/\eta_{\text{т}}^{\text{разд}}) \cdot (k_{\text{N}} \cdot \eta_{\text{т}}^{\text{разд}} + \beta_{\text{тф}})$
<i>КПД ГТУ-ТЭЦ по выработке тепловой энергии</i>	
$\eta_{\text{т}}^{\text{ког}} = \eta_{\text{кc}}$	$\eta_{\text{т}}^{\text{ког}} = k_{\text{N}} \cdot \eta_{\text{т}}^{\text{разд}} + \beta_{\text{тф}}$
<i>Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, г/(кВт·ч)</i>	
$b_{\text{э}}^{\text{ф}} = 123/\eta_{\text{э}}^{\text{ког}}$	$b_{\text{э}}^{\text{п}} = 123/\eta_{\text{э}}^{\text{ког}}$
<i>Удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии, кг/ГДж</i>	
$b_{\text{т}}^{\text{ф}} = \frac{34,121}{\eta_{\text{т}}^{\text{ког}}}$	$b_{\text{т}}^{\text{п}} = \frac{34,121}{\eta_{\text{т}}^{\text{ког}}}$

$B_{\text{с}} = B_{\text{кc}} + B_{\text{д}}$ ,  $\eta_{\text{кc}}$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты в камере сгорания ГТУ и камере дожигания ГТУ, можно принять равным 0,98–0,99.

Полный КПД (коэффициент использования теплоты топлива) ГТУ-ТЭЦ:

$$\text{Кит} = k_{\text{N}} \cdot \eta_{\text{э}}^{\text{авт}} + \beta_{\text{тф}}. \quad (4.55)$$

### 8.3. Расчет тепловой схемы промышленно-отопительной ГТУ-ТЭЦ [15]

Отпуск теплоты промышленным потребителям с ГТУ-ТЭЦ позволяет обеспечить достаточно полную утилизацию теплового потенциала выхлопных газов газотурбинной установки в течение года. Это объясняется большей равномерностью потребления технологического пара по сравнению с отопительной нагрузкой. Такие ГТУ-ТЭЦ устанавливаются на крупных промышленных объектах, в промзонах и они в значительной степени автономны.

Один из вариантов принципиальной тепловой схемы такой ГТУ-ТЭЦ представлен на рис. 4.34. Выхлопные газы после ГТУ поступают в котел-утилизатор, в котором генерируется технологический пар и подогревается сетевая вода. При автономной работе ГТУ ее выхлопные газы можно сбрасывать через байпасную дымовую трубу (свечу) в атмосферу. В котле-утилизаторе имеются две группы поверхностей нагрева: первая, где генерируется технологический пар и вторая по ходу газов – для подогрева сетевой воды. Предусмотрен байпасный газоход регулирования тепловой нагрузки отдельных частей КУ. В схеме генерации технологического пара имеется экономайзер, испарительный контур с принудительной циркуляцией рабочего тела и с барабаном, а также пароперегреватель. Основная часть перегретого пара поступает к потребителю с заданными параметрами. Вследствие изменения параметров выхлопных газов ГТУ под действием различных факторов, будут меняться и параметры перегретого пара за котлом-утилизатором. Поэтому, для регулирования параметров отпускаемого потребителю пара, предусмотрен впрыск питательной воды, отбираемой за питательным насосом установки. Деаэратор питательной воды обеспечивает деаэрацию и подогрев обратного конденсата производства, а также добавочной воды для компенсации внутренних и внешних потерь, и работает на паре КУ.

Во второй части котла-утилизатора установлен газовойдяной теплообменник (ГВТО) для последующего охлаждения выхлопных газов ГТУ за счет подогрева сетевой воды отопительной системы. Предусмотрен насос рециркуляции (НРц) части подогретой в ГВТО сетевой воды для стабилизации ее температуры на входе в КУ. В схему сетевой установки ТЭЦ включен пиковый подогреватель сетевой воды (пиковый бойлер), работающий на перегретом паре котла-утилизатора. Это улучшает регулировочные характеристики ГТУ-ТЭЦ.

**Пример расчета энергетических показателей ГТУ-ТЭЦ.** Исходные данные. В тепловой схеме использована газотурбинная установка фирмы Alstom GT8C. Для параметров окружающего воздуха:  $t_{\text{нв}} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_{\text{нв}} = 0,1013 \text{ МПа}$  известны заводские характеристики этой ГТУ:

- электрическая мощность в автономном режиме  $N_3^{\text{эвт}} = 57\,400 \text{ кВт}$ ;
- параметры выхлопных газов: расход  $G_{\text{Г}} = 189 \text{ кг/с}$ ,  
температура  $t_{\text{ГТ}} = 518 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  
давление  $p_{\text{ГТ}} = 0,1043 \text{ МПа}$ ,  
энтальпия  $I_{\text{ГТ}} = 561 \text{ кДж/кг}$ ,  
коэффициент избытка воздуха  $\alpha_{\text{ГТ}} = 2,70$ ;
- расход топлива  $B_{\text{кс}} = 3,399 \text{ кг/с}$  (природный газ при  $\rho_{\text{пр}} = 0,72 \text{ кг/м}^3$ ,  
 $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 49\,193 \text{ кДж/кг}$ );
- степень повышения давления воздуха в компрессоре ГТУ  $\pi_{\text{к}} = 16,7$ ;

– мощность электропривода дожимного топливного компрессора

$$N_{\text{ДК}} = \frac{B_{\text{КС}} \cdot H_{\text{сж}}}{\eta_{\text{ДК}}} \cdot 10^{-3} = \frac{3,399 \cdot 52,9}{0,78} \cdot 10^{-3} = 2,271 \text{ МВт.}$$

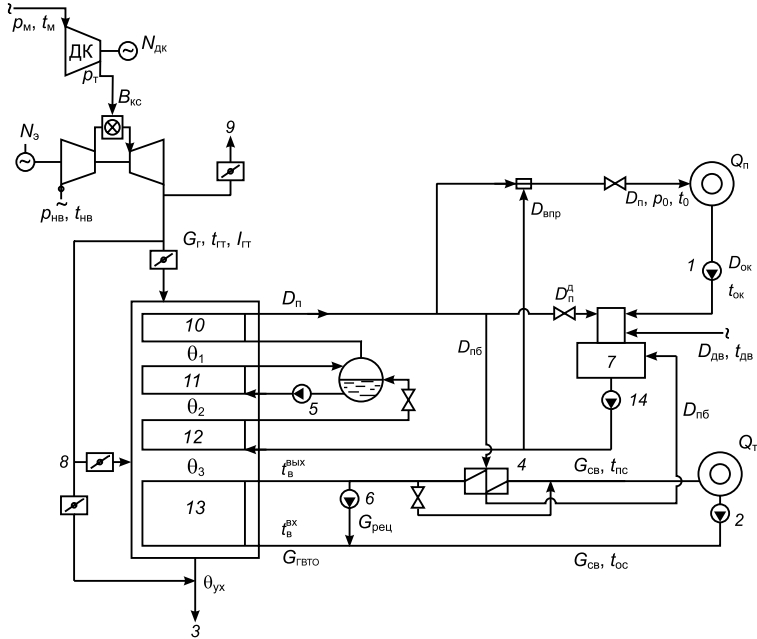


Рис. 4.34. Принципиальная тепловая схема промышленно-отопительной ГТУ-ТЭЦ [15]:

1 – конденсатный насос; 2 – сетевой насос; 3 – дымовая труба; 4 – пиковый бойлер; 5 – циркуляционный насос; 6 – насос рециркуляции; 7 – деаэратор питательной воды; 8 – байпасный газоход; 9 – байпасная дымовая труба (свеча); 10 – пароперегреватель; 11 – испаритель; 12 – экономайзер; 13 – ГВТО; 14 – питательный насос.

Заданы параметры технологического пара на выходе ГТУ-ТЭЦ:  $p_0 = 1,47$  МПа,  $t_0 = 350$  °С. Приняты давление в деаэраторе  $p_d = 0,12$  МПа, параметры обратного конденсата производства  $t_{\text{ок}} = 100$  °С,  $i_{\text{ок}} = 419$  кДж/кг, доля возврата конденсата  $\alpha_{\text{ок}} = 0,9$ , график температур сетевой воды для потребителя:  $t_{\text{пс}} = 130$  °С,  $t_{\text{ос}} = 55$  °С. Внутренние и внешние потери рабочего тела восполняются из ХВП водой с температурой  $t_{\text{дв}} = 40$  °С.

Природный газ поступает на ТЭЦ по магистрали с давлением  $p_M = 0,5$  МПа при температуре  $t_M = +4$  °С. Атмосферное давление принято  $p_a = 0,1013$  МПа. Подача природного газа в камеры сгорания ГТУ осуществляется с помощью дожимающего компрессора газового распределительного пункта. Компрессор приводится в действие электродвигателем и имеет КПД  $\eta_{\text{ДК}} = 0,78$ .

*Тепловой расчет котла-утилизатора.* Расчет начинается с составления уравнений тепловых балансов парогенерирующей части котла-утилизатора и

составления  $Q, t$ -диаграммы для КУ (рис. 4.35).

Для этой цели с определенным запасом принимается давление перегретого пара и оценивается гидравлическое сопротивление пароперегревателя  $\Delta p_{пп} = p_6 - p_0$ , МПа. Это позволяет определить температуру насыщения в барабане котла-утилизатора. Задаем температурным напором на «горячем» конце пароперегревателя  $\Delta t_{пп} = \theta_{ку} - t_0 = 20 \div 30$  °С, температурным напором на «холодном» конце испарителя  $\Delta t_{и} = \theta_2 - t_s = 8 \div 10$  °С, а также некоторым запасом по температуре воды за экономайзером  $\Delta t_{в} = t_s - t''_{эк} = 8 \div 12$  °С (защита от вскипания жидкости).

Использованы следующие уравнения теплового баланса:

$$G_r \cdot (I_{ку} - I_1) \cdot \varphi = D_{п} \cdot (i_0 - i''_6) = Q_{пп},$$

$$G_r \cdot (I_1 - I_2) \cdot \varphi = D_{п} \cdot (i''_6 - i''_{эк}) = Q_{и},$$

$$G_r \cdot (I_2 - I_3) \cdot \varphi = D_{п} \cdot (i''_{эк} - i_{пв}) = Q_{эк}.$$

В приведенных выражениях индексами 1, 2 и 3 обозначены сечения газового тракта на выходе из пароперегревателя, испарителя и экономайзера соответственно (см. рис. 4.34). Коэффициент сохранения теплоты в КУ можно принять  $\varphi = 0,994 \div 0,996$ . Продувкой воды в барабане пренебрегаем.

При решении этих уравнений задаемся расходом генерируемого перегретого пара  $D_{п}$  так, чтобы обеспечивались принятые выше температурные напоры. Контрольным является и значение температуры газов за экономайзером  $\theta''_{эк} = t_{пв} + \Delta t_{эк}$ . Температурный напор принимаем в пределах  $\Delta t_{эк} = 30 \div 40$  °С.

Из теплового баланса смесителя уточняется величина впрыска  $D_{впр}$ , обеспечивающего заданные параметры технологического пара. В конкретном примере расчета определено:

$$D_{п} = 24,5 \text{ кг/с}, p_0 = 1,52 \text{ МПа}, t_0 = 493 \text{ °С},$$

$$D_{впр} = 3,42 \text{ кг/с}, p_6 = 1,72 \text{ МПа}, t_s = 204,9 \text{ °С},$$

$$\Delta t_{пп} = 28 \text{ °С}, \Delta t_{и} = 9,1 \text{ °С}, t_{пв} = 108 \text{ °С}, t''_{эк} = 196,9 \text{ °С}.$$

*Тепловой расчет ГВТО.* Расчет выполняется с использованием уравнения теплового баланса:

$$G_r \cdot (I_3 - I_{yx}) \cdot \varphi = G_{ГВТО} \cdot (i_{св}^{в\text{ых}} - i_{св}^{в\text{х}}) = Q_{ГВТО}.$$

Температура сетевой воды принята  $t_{св}^{в\text{х}} = 60$  °С,  $t_{св}^{в\text{ых}} = 100$  °С, соответственно  $i_{св}^{в\text{х}} = 252,2$  кДж/кг,  $i_{св}^{в\text{ых}} = 420,3$  кДж/кг. Это позволяет определить количество рециркулирующей воды и общее количество воды, проходящей через ГВТО:

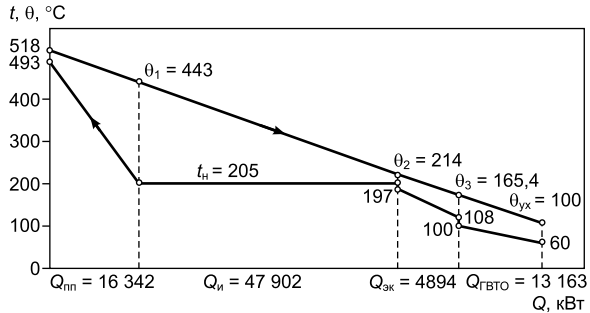


Рис. 4.35.  $Q, t$ -диаграмма котла-утилизатора ГТУ-ТЭЦ [15].

$$G_{ГВТО} = G_{св} + G_{реци} = G_{св} \cdot \left( 1 + \frac{i_{св}^{БХ} - i_{ос}}{i_{св}^{ВЫХ} - i_{св}^{БХ}} \right).$$

Принимаем температуру уходящих газов за котлом-утилизатором  $\theta_{yx} = 80 \div 100$  °С и из уравнения теплового баланса рассчитываем расход сетевой воды  $G_{св}$ . В результате расчета получено:

$$\begin{aligned} \theta_1 &= 443,3 \text{ °С}, & I_1 &= 481,6 \text{ кДж/кг}; \\ \theta_2 &= 213,6 \text{ °С}, & I_2 &= 226,8 \text{ кДж/кг}; \\ \theta_3 &= 165,4 \text{ °С}, & I_3 &= 174,8 \text{ кДж/кг}; \\ \theta_{yx} &= 100 \text{ °С}, & I_{yx} &= 105,1 \text{ кДж/кг}; \\ G_{св} &= 69,25 \text{ кг/с}, & i_{ос} &= 230,6 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

*Тепловой баланс пикового сетевого подогревателя.* Уравнение теплового баланса пикового сетевого подогревателя (бойлера):

$$G_{св} \cdot (i_{пс} - i_{св}^{ВЫХ}) = D_{пб} \cdot (i_{пс} - i_{кб}) \cdot \eta.$$

В расчетном примере принята температура конденсата пикового бойлера  $t_{кб} = 100$  °С,  $\eta = 0,998$  и определены расход пара на пиковый бойлер  $D_{пб} = 2,87$  кг/с и энтальпия прямой сетевой воды  $i_{пс} = 546$  кДж/кг.

*Тепловой расчет деаэратора питательной воды.* Материальный баланс деаэратора (продувкой барабана котла-утилизатора пренебрегаем):

$$D_{п} + D_{впр} = D_{п}^д + D_{ок} + D_{дв} + D_{пб},$$

$$D_{ок} = 0,9D_{п} \text{ и } D_{дв} = 0,1D_{п}.$$

Тепловой баланс деаэратора:

$$(D_{п} + D_{впр}) \cdot i_{в}^д = D_{п}^д \cdot i_0 + D_{ок} \cdot i_{ок} + D_{дв} \cdot i_{дв} + D_{пб} \cdot i_{кб}.$$

В расчетном режиме определено:  $D_{п}^д = 0,38$  кг/с,  $D_{п} = 24,68$  кг/с,  $D_{ок} = 22,21$  кг/с,  $D_{дв} = 2,47$  кг/с.

В итоге определяем количество теплоты отпускаемой на ГТУ-ТЭЦ внешним потребителям:

$$\text{– с технологическим паром: } Q_{п} = D_{п} \cdot i_0 - D_{ок} \cdot i_{ок} = 67\,090 \text{ кВт};$$

$$\text{– с сетевой водой: } Q_{тф} = G_{св} (i_{пс} - i_{ос}) = 21\,839 \text{ кВт}.$$

*Конструктивный расчет котла-утилизатора.* Принята схема котла-утилизатора с горизонтальной компоновкой. Использована стандартная секция поверхности нагрева с оребренными трубами (параметры оребрения  $d_{п} = 30$  мм;  $h_{реб} = 11$  мм;  $b_{реб} = 7$  мм;  $\delta_{реб} = 2$  мм).

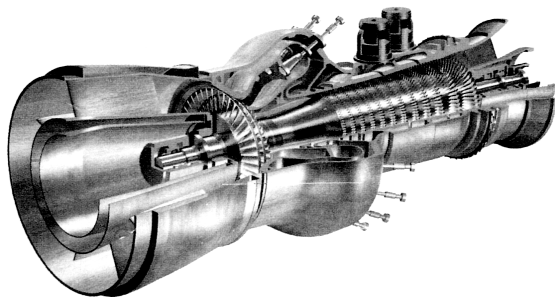
Составляем уравнения теплопередачи поверхностей нагрева КУ, для которых ранее определены количества теплоты по тепловому балансу:

$$Q_{пп} = k_{пп} \cdot F_{пп} \cdot \Delta t_{ср,пп}^{лог},$$

$$Q_{п} = k_{п} \cdot F_{п} \cdot \Delta t_{ср,п}^{лог},$$

$$Q_{эк} = k_{эк} \cdot F_{эк} \cdot \Delta t_{ср,эк}^{лог},$$

## ГТУ-ТЭЦ МОЩНОСТЬЮ 108 МВт НА НПЗ В Г. БАКУ

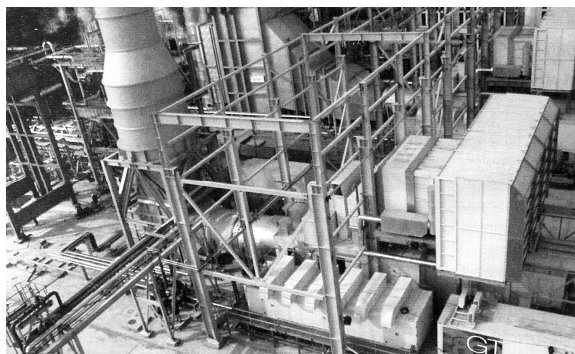


Структурный вид энергетической ГТУ GT8C2.

ГТУ-ТЭЦ «Баку» сооружена в 2001 г. на нефтеперерабатывающем заводе с целью замены устаревшей паротурбинной ТЭЦ и для уменьшения зависимости выработки электроэнергии от количества потребляемого технологического пара. Сокращение сроков строительства «под ключ» (до 18 месяцев) и уменьшение стоимости монтажных работ

были достигнуты благодаря модульной поставке технологического оборудования. Так, фирма Alstom Power отправляет оборудование ГТУ в 5 модулей: тепловой модуль, показанный на рисунке (газотурбинный двигатель с редуктором на общей раме, входное устройство для воздуха, выхлопной диффузор, соединительные трубопроводы систем, наружное ограждение); второй модуль – электрогенератор; третий модуль – части оборудования различных систем ГТУ: топливной, масляной, охлаждающей; четвертый модуль – электрический, содержит систему контроля и управления ГТУ систему регулирования напряжения генератора, оборудование для синхронизации; пятый модуль – вспомогательное оборудование (трансформаторы, преобразователь частоты тока, используемый при запуске ГТУ). ГТУ-ТЭЦ базируется на двух ГТУ GT8C2, оснащенных паровыми КУ производства фирмы Stork (Голландия). Оба КУ имеют систему дополнительного сжигания топлива для повышения диапазона паропроизводительности, поставленных фирмой Feuerungstechnik (Германия). Номинальная паропроизводительность КУ составляет 200 т/ч при параметрах пара 1,6 МПа/285 °С. В условиях площадки мощность каждой ГТУ составляет

54,15 МВт. В случае значительной потребности в электроэнергии и снижении потребления пара вторая ГТУ может эксплуатироваться с выхлопом на дымовую трубу и отключенным КУ. От демонтированного энергоблока был оставлен в эксплуатации паровой котел. Была также модернизирована система станционной химводоочистки. Для работы ГТУ на природном газе используется дожимной топливный компрессор фирмы VPT Kompressor.



Пакет с ГТУ GT8C2 на площадке ГТУ-ТЭЦ «Баку» (Республика Азербайджан).

$$Q_{\text{ГВТО}} = k_{\text{ГВТО}} \cdot F_{\text{ГВТО}} \cdot \Delta t_{\text{ср.ГВТО}}^{\text{лог}}$$

Согласно Нормативному методу теплового расчета котлов определяем коэффициенты теплопередачи ( $k$ ) и средне-логарифмические температурные напоры ( $\Delta t_{\text{ср}}^{\text{лог}}$ ) поверхностей нагрева:

$$\begin{aligned} k_{\text{пп}} &= 30 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}, & \Delta t_{\text{ср.пп}}^{\text{лог}} &= 98,2 \text{ }^\circ\text{C}; \\ k_{\text{и}} &= 40 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}, & \Delta t_{\text{ср.и}}^{\text{лог}} &= 83,9 \text{ }^\circ\text{C}; \\ k_{\text{эк}} &= 40 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}, & \Delta t_{\text{ср.эк}}^{\text{лог}} &= 33,3 \text{ }^\circ\text{C}; \\ k_{\text{ГВТО}} &= 40 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}, & \Delta t_{\text{ср.ГВТО}}^{\text{лог}} &= 51,7 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Принимаем число стандартных секций в одном ряду котла-утилизатора по ходу газов  $b = 4$  и рассчитываем поверхность нагрева стандартной секции  $F_{\text{сек}} = 647,5 \text{ м}^2$ .

В соответствии с принятой конструктивной схемой справедливо соотношение:  $F = b \times z \times F_{\text{сек}}$ , где  $z$  – число рядов секций по ходу газов соответствующей поверхности нагрева. В результате определено:

$$\begin{aligned} F_{\text{пп}} &= 5180 \text{ м}^2, & z_{\text{пп}} &= 2, & b_{\text{пп}} &= 4; \\ F_{\text{и}} &= 15\,540 \text{ м}^2, & z_{\text{и}} &= 6, & b_{\text{и}} &= 4; \\ F_{\text{эк}} &= 2590 \text{ м}^2, & z_{\text{эк}} &= 1, & b_{\text{эк}} &= 4; \\ F_{\text{ГВТО}} &= 7770 \text{ м}^2, & z_{\text{ГВТО}} &= 3, & b_{\text{ГВТО}} &= 4. \end{aligned}$$

Суммарная поверхность котла-утилизатора  $F_{\text{ку}} = 31\,080 \text{ м}^2$ , число рядов секций по ходу газов  $z_{\text{ку}} = 12$ .

*Аэродинамический расчет котла-утилизатора.* Расчет выполняем с целью определения аэродинамического сопротивления КУ и влияния этого сопротивления на мощность ГТУ в режиме ее работы в схеме ГТУ-ТЭЦ.

Площадь свободного сечения для прохода газов ГТУ через котел-утилизатор:

$$F_{\text{св}} = l_{\text{тр}} \cdot b \cdot \left( 1 - \frac{1 + 2 \cdot h_{\text{реб}} \cdot \delta_{\text{реб}}}{b_{\text{реб}} \cdot d_{\text{н}}} \right) \cdot \gamma_1,$$

где  $\gamma_1 = S_1/d_{\text{н}}$ . Принято продольный шаг  $S_1 = 72 \text{ мм}$ , поперечный шаг  $S_2 = 85 \text{ мм}$ . Определено  $F_{\text{св}} = 58,79 \text{ м}^2$ . Скорость газов:  $w_{\text{г}} = G_{\text{кт}} / (F_{\text{св}} \cdot \rho_{\text{г}})$ .

Аэродинамическое сопротивление первого ряда секций:

$$\Delta p_1 = \xi \cdot \frac{w_{\text{г}}^2 \cdot \rho_{\text{г}}}{2} = 158 \text{ Па}.$$

Аэродинамическое сопротивление котла-утилизатора ( $z_{\text{ку}} = 12$ ):

$$\Delta p_{\text{ку}} = \sum_{i=1}^{12} \Delta p_i \approx 2 \text{ кПа}.$$

Коэффициент снижения электрической мощности ГТУ:



$$k_N = 1 - 0,55 \cdot \frac{\Delta p_{\text{кы}}}{p_a} = 1 - 0,55 \cdot \frac{0,002}{0,100} = 0,989.$$

Электрическая мощность ГТУ при ее работе в схеме ГТУ-ТЭЦ:

$$N_3^{\text{ког}} = k_N \cdot N_3^{\text{авт}} = 0,989 \cdot 57\,400 = 56\,769 \text{ кВт.}$$

Снижение мощности ГТУ  $\Delta N_3 = 631 \text{ кВт.}$

Энергетические показатели промышленно-отопительной ГТУ-ТЭЦ рассчитываются по соотношениям представленными в табл. 4.15 (рекомендации НИЛ «Газотурбинные и парогазовые ТЭС» МЭИ) для «физического» и «пропорционального» методов разделения затрат топлива. В результате расчетов получено: КПД ГТУ-ТЭЦ по производству электроэнергии (брутто)  $\eta_3^{\text{брутто(ф)}} = 0,7336$ ,  $\eta_3^{\text{брутто(п)}} = 0,547$ ; расход электроэнергии на «собственные» нужды ГТУ-ТЭЦ:  $N_3^{\text{сн}} = 3,051 \text{ МВт}$ ; КПД ГТУ-ТЭЦ по производству электроэнергии нетто  $\eta_3^{\text{нетто(ф)}} = 0,694$ ;  $\eta_3^{\text{нетто(п)}} = 0,517$ ; удельный расход условного топлива нетто на производство электроэнергии  $b_3^{(\text{ф})} = 176,9 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ ;  $b_3^{(\text{п})} = 237,5 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ ; коэффициент использования теплоты топлива (полный КПД ГТУ-ТЭЦ)  $\text{Кит} = 0,8713$ .

## 9. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ГАЗОТУРБИННЫХ ТЭЦ

Анализ показателей энергетической эффективности газотурбинных ТЭЦ (ГТЭЦ), выполненный на основе физического метода, позволяет выявить основные факторы, влияющие на эти показатели, и рассчитать их численные значения [17]. Частный КПД ТЭЦ по производству электроэнергии находится по следующему выражению:

$$\eta_3^{\text{ТЭЦ}} = N_3 / (Q_{\text{кк}} - Q_{\text{тф}}) = (q_{\text{кк}} - q_{\text{тф}})^{-1}, \quad (4.56)$$

где  $N_3$  – номинальная электрическая мощность ГТУ-ТЭЦ, кВт;  $Q_{\text{кк}}$ ,  $q_{\text{кк}}$  – полный и удельный ( $q_{\text{кк}} = Q_{\text{кк}}/N_3$ ) расходы тепла топлива на ГТУ;  $Q_{\text{тф}}$ ,  $q_{\text{тф}}$  – полная и удельная ( $q_{\text{тф}} = Q_{\text{тф}}/N_3$ ) тепловая мощность, передаваемая потребителю.

Учитывая, что  $q_{\text{кк}} = 1/\eta_3^{\text{авт}}$  и обозначив  $q_{\text{тф}} = 1/\omega$ , выражение (4.56) принимает вид:

$$\eta_3^{\text{ТЭЦ}} = (1/\eta_3^{\text{авт}} - 1/\omega)^{-1}, \quad (4.57)$$

где  $\eta_3^{\text{авт}}$  – КПД ГТУ при работе в автономном режиме;  $\omega = N_3/Q_{\text{тф}}$  – удельная выработка электроэнергии на базе теплового потребления. Этот показатель определен из уравнения теплового баланса ГТУ простой схемы

$$\omega = 1/q_{\text{тф}} = (1/\eta_3^{\text{авт}} - 1/\eta_{\text{эм}} - q_{\text{yx}})^{-1}, \quad (4.58)$$

где  $\eta_{\text{эм}}$  – electromеханический КПД ГТУ;  $q_{\text{yx}} = Q_{\text{yx}}/N_3$  – удельная потеря тепла с уходящими газами.

$$q_{\text{yx}} = c_p g_{\text{г}} (\theta_{\text{yx}} - t_{\text{нв}}) / 3600 = c_p g_{\text{г}} \Delta t_{\text{yx}} / 3600, \quad (4.59)$$

где  $c_p$  – удельная теплоемкость газов;  $g_r = 3600G_r/N_3$  – удельный расход газов, кг/(кВт·ч);  $G_r$  – массовый расход газов, кг/с;  $\theta_{yx}, t_{нв}$  – температуры уходящих газов и наружного воздуха.

В технических характеристиках ГТУ фирмы-изготовители, наряду с другими параметрами приводят обычно и  $G_r$ , поэтому в расчетах с конкретными ГТУ легко определяются значения  $g_r$  и  $q_{yx}$ . Но для общего анализа удельный расход газов необходимо выразить через другие параметры ГТУ: КПД или начальную температуру газов. Из теории газовых турбин известно, что с ростом этой температуры  $g_r$  заметно снижается; существует формула для определения  $g_r$ , однако из-за сложности и неудобства ее практического применения в аналитическом исследовании целесообразнее воспользоваться приближенным соотношением

$$g_r \cong k_g - 100\eta_3^{авт}, \quad (4.60)$$

полученное на основе обработки многочисленных данных по существующим ГТУ разных производителей (рис. 4.36). В нем коэффициент  $k_g$  для разных типов ГТУ находится в пределах от 45 до 50 (в среднем  $k_g \cong 47 \div 48$ ). В большинстве случаев погрешность определения  $g_r$  по соотношению (4.60) не превышает 10 %. Подставив (4.60) в выражение (4.59), получим:

$$q_{yx} = c_p(k_g - 100\eta_3^{авт})\Delta t_{yx}/3600 \quad (4.61)$$

и тогда согласно выражению (4.58)

$$\omega = [1/\eta_3^{авт} - 1/\eta_{эм} - c_p(k_g - 100\eta_3^{авт})\Delta t_{yx}/3600]^{-1}. \quad (4.62)$$

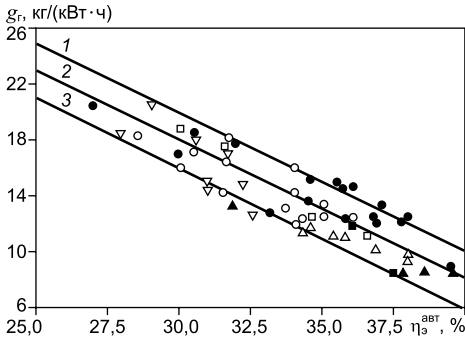


Рис. 4.36. Удельный расход газов в зависимости от КПД ГТУ разных производителей.

$k_g$ : 1 – 50; 2 – 48; 3 – 46; ● – двигатели СНТК и ГП НПКГ «Зоря-Машпроект»; ГТУ: σ – ЛМЗ, АО «Турбоатом», УТЗ, АО «Невский завод»; ○ – судовые; □ – НПО «Сатурн» и НПО «Союз»; ■ – авиационные ГТУ (АО «Энергоавиа» и «Авиадвигатель»); ρ – Alstom, Westinghouse, GE; π – Siemens.

Вследствие того, что  $\eta_{эм}$ ,  $c_p$  и  $k_g$  – практически постоянны, то согласно (4.62) удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении  $\omega$  в теплофикационных ГТУ простой схемы зависит только от  $\eta_3^{авт}$  и  $\Delta t_{yx}$ . На рис. 4.37 представлены значения  $\omega = f(\eta_3^{авт})$  при параметре  $\Delta t_{yx}$ , рассчитанные по формуле (4.62), при этом принято, что  $k_g = 48$ ;  $c_p = 1,06$  кДж/(кг·К),  $\eta_{эм} = 0,97$ . Как видно из рисунка, с ростом  $\eta_3^{авт}$  и  $\Delta t_{yx}$  параметр  $\omega$  увеличивается и достигает максимальных значений –  $\omega_{max} \approx 0,75 \div 0,90$  при  $\eta_3^{авт} = 0,37 \div 0,38$  и  $\Delta t_{yx} = 100 \div 150$  °С, что в среднем в 1,5 раза выше, чем в мощных паротурбинных теплофикационных установках, у которых  $\omega_{max} \approx 0,5 \div 0,6$ .

При подстановке в (4.57) значения  $\omega$  из соотношения (4.58), получаем следующее выражение:

$$\eta_3^{ТЭЦ} = (1/\eta_{эм} + q_{yx})^{-1} \quad (4.63)$$

или с учетом уравнения (4.61)

$$\eta_3^{ТЭЦ} = [(1/\eta_{эм} + c_p(k_g - 100\eta_3^{авт}))\Delta t_{yx}/3600]^{-1}. \quad (4.64)$$

Согласно (4.63) КПД ГТЭЦ по выработке электроэнергии зависит практически только от удельной потери тепла с уходящими газами  $q_{yx}$ , или по (4.64) – от  $\eta_3^{авт}$  и температурной разности  $\Delta t_{yx}$ . Результаты расчета  $\eta_3^{ТЭЦ}$  по (4.64) приведены в виде сетки кривых на рис. 4.38. Из рисунка видно, что при больших значениях  $\omega \approx 0,7 \div 0,9$ , а это характерно для высокотемпературных ГТУ, электрический КПД  $\eta_3^{ТЭЦ} \approx 0,7 \div 0,8$ . Такие же значения КПД имеют мощные теплофикационные паротурбинные установки. Следовательно, ГТЭЦ, создаваемые на базе высокоэкономичных ГТУ ( $\eta_3^{авт} \geq 0,35 \div 0,37$ ), по тепловой экономичности не будут уступать паротурбинным ТЭЦ.

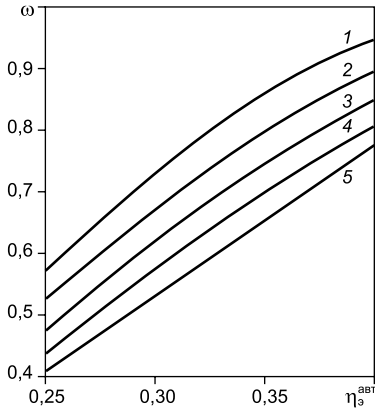


Рис. 4.37. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении на ГТЭЦ при  $k_g = 48$ ,  $\eta_{эм} = 0,97$ ;  $\Delta t_{yx}$ , °С: 1 – 175; 2 – 150; 3 – 125; 4 – 100; 5 – 75.

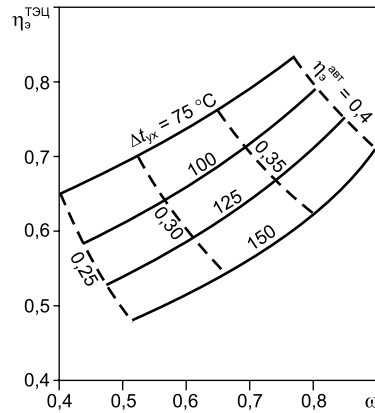


Рис. 4.38. Коэффициент полезного действия ГТЭЦ по выработке электроэнергии  $\eta_3^{ТЭЦ}$  в зависимости от  $\omega$  при нескольких параметрах  $\Delta t_{yx}$  и  $\eta_3^{авт}$  ( $k_g = 48$ ,  $\eta_{эм} = 0,97$ ).

Полный КПД (коэффициент использования тепла топлива) ГТЭЦ можно рассчитать по формуле

$$\text{Кит} = \eta_3^{авт} (1 + 1/\omega), \quad (4.65)$$

которая с учетом (4.62) принимает вид:

$$\text{Кит} = \eta_3^{авт} [1 + 1/\eta_3^{авт} - 1/\eta_{эм} - c_p(k_g - 100\eta_3^{авт})\Delta t_{yx}/3600]. \quad (4.66)$$

Согласно последнему выражению  $\text{Кит} \cong f(\eta_3^{авт}, \Delta t_{yx})$ .

Исследование функции (4.66) на экстремум ( $d\text{Кит}/d\eta_3^{авт} = 0$  при  $\Delta t_{yx} = \text{idem}$ ) дает значение  $\eta_{3,\min}^{авт}$ , при котором Кит имеет минимальное значение

$$\eta_{3,\min}^{авт} = \frac{k_g}{200} + \frac{18}{c_p \Delta t_{yx}} \left( \frac{1}{\eta_{эм}} - 1 \right). \quad (4.67)$$

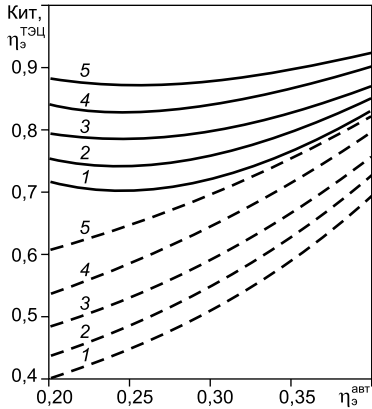


Рис. 4.39. Зависимости Кит (сплошная линия) и электрического КПД ГТЭЦ (пунктирная линия) от КПД применяемой ГТУ и  $\Delta t_{yx}$  ( $k_g = 48$ ,  $\eta_{эм} = 0,97$ ).  $\Delta t_{yx}$ , °C: 1 – 175; 2 – 150; 3 – 125; 4 – 100; 5 – 75.

$\eta_3^{ТЭЦ}$  при одном и том же значении  $\Delta t_{yx}$ . Удельный расход условного топлива по производству электроэнергии на ГТЭЦ определяется с помощью выражений (4.57) и (4.63)

$$b_3 = 123/\eta_3^{ТЭЦ} = 123 \cdot (1/\eta_3^{авт} - 1/\omega) = 123(1/\eta_{эм} + q_{yx}). \quad (4.68)$$

При принятых выше значениях  $k_g$ ,  $c_p$  и  $\eta_{эм}$  с использованием (4.64) можно написать расчетную формулу для определения  $b_3$ , г у. т./кВт·ч

$$b_3 = 123[1,031 + (0,48 - \eta_3^{авт})\Delta t_{yx} / 34]. \quad (4.69)$$

По этому соотношению на рис. 4.40 построена зависимость  $b_3 = f(\eta_3^{авт})$ . Она имеет линейный характер. С повышением  $\eta_3^{авт}$  удельный расход топлива  $b_3$  резко падает до минимальных значений  $b_3 \approx 160 \div 170$  г у. т./кВт·ч. Такой показатель имеет одна из самых экономичных паровых турбин – противодавленческая турбина Р-50-130/13. Даже в наихудших условиях (при низких значениях  $\eta_3^{авт}$  и больших  $\Delta t_{yx}$ ) удельный расход топлива ГТЭЦ  $b_3 \approx 300$  г у. т./кВт·ч находится на уровне мощных конденсационных энергоблоков.

Доли топлива, затрачиваемого на ГТЭЦ на выработку электрической  $\beta_3^{ТЭЦ}$  и тепловой  $\beta_3^{ТЭЦ}$  энергии определяются следующим образом. Считая, что  $b_3^{авт} = 123/\eta_3^{авт}$  и принимая во внимание, что часовой расход топлива на ГТЭЦ  $B_{ТЭЦ} = b_3^{авт} N_3$ , а на выработку электроэнергии –  $B_3^{ТЭЦ} = b_3 N_3$ , то

$$\beta_3 = \frac{B_3^{ТЭЦ}}{B_{ТЭЦ}} = \frac{b_3}{b_3^{авт}} = \frac{\eta_3^{авт}}{\eta_3^{ТЭЦ}}. \quad (4.70)$$

Подстановка (4.57) в (4.70) дает выражение

$$\beta_3 = 1 - \eta_3^{\text{авт}} / \omega, \quad (4.71)$$

$$\beta_T = 1 - \beta_3 = \eta_3^{\text{авт}} / \omega. \quad (4.72)$$

Полученные по (4.71) значения  $\beta_3$  в зависимости от  $\eta_3^{\text{авт}}$  представлены на рис. 4.41. Кривые имеют максимум при  $\eta_3^{\text{авт}} \approx 0,35 \div 0,40$ . Как видно из рисунка, при  $\eta_3^{\text{авт}} = 0,28 \div 0,38$  и  $\Delta t_{\text{yx}} = 100 \div 150$  °С на выработку электроэнергии на ГТЭЦ тратится от 45 до 57 % топлива, т. е. в среднем около 50 %.

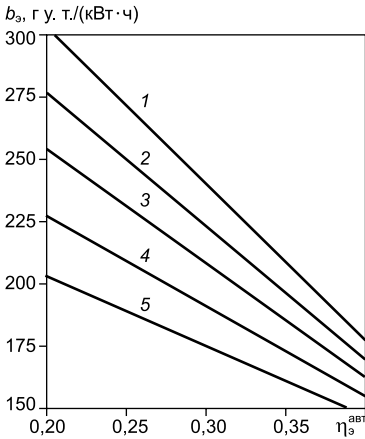


Рис. 4.40. Удельный расход топлива по выработке электроэнергии на ГТЭЦ в зависимости от КПД применяемой ГТУ ( $\Delta t_{\text{yx}}$ , °С: 1 – 175; 2 – 150; 3 – 125; 4 – 100; 5 – 75).

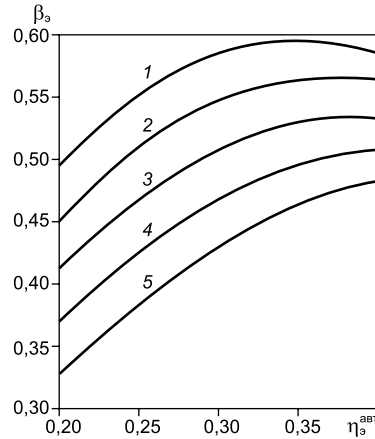


Рис. 4.41. Доля расхода топлива на выработку электроэнергии на ГТЭЦ в зависимости от КПД применяемой ГТУ ( $\Delta t_{\text{yx}}$ , °С: 1 – 175; 2 – 150; 3 – 125; 4 – 100; 5 – 75).

Далее рассчитывается удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии. Учитывая, что часовой расход топлива на производство тепловой энергии на ГТЭЦ

$$B_T^{\text{ТЭЦ}} = B_{\text{ТЭЦ}} - B_3^{\text{ТЭЦ}} = (b_3^{\text{авт}} - b_3) N_3, \quad (4.73)$$

и принимая во внимание (4.68), можно написать

$$B_T^{\text{ТЭЦ}} = 123 N_3 / \omega = 0,123 Q_{\text{тф}}. \quad (4.74)$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии

$$b_T = B_T^{\text{ТЭЦ}} \cdot 10^6 / (3600 Q_{\text{тф}}) = 0,123 \cdot 10^6 / 3600 = 34,1 \text{ кг у. т./ГДж}. \quad (4.75)$$

Таким образом, на ГТЭЦ с ГТУ простой схемы теоретический удельный расход условного топлива на производство единицы тепла постоянен и равен физическому эквиваленту тепловой энергии. В реальных условиях с учетом потерь в камере сгорания и утилизационном котле, КПД которых  $\eta_{\text{кс}} \approx \eta_{\text{ку}} \approx 0,98 \div 0,99$ , КПД ГТЭЦ по выработке тепла (в среднем)  $\eta_T^{\text{ТЭЦ}} \approx 0,97$ . Тогда соответствующий расход топлива

$$b_T = 34,1/\eta_T^{\text{ТЭЦ}} \cong 34,1/0,97 \cong 35 \text{ кг у. т./ГДж} (\sim 147 \text{ кг у. т./Гкал}). \quad (4.76)$$

Относительная экономия топлива в энергосистеме от функционирования в ней ГТЭЦ по сравнению с раздельным способом энергоснабжения, определена следующим образом

$$\begin{aligned} \overline{\Delta B_{\text{эк}}} &= \frac{B_{\text{разд}} - B_{\text{ТЭЦ}}}{B_{\text{разд}}} = 1 - \frac{B_{\text{ТЭЦ}}}{B_{\text{разд}}} = \\ &= 1 - \frac{1/\eta_{\text{Г}}^{\text{авт}}}{1/\eta_{\text{КЭС}} + 1/(\omega\eta_{\text{кот}})}, \end{aligned} \quad (4.77)$$

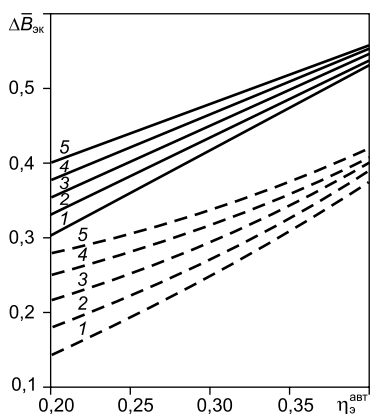


Рис. 4.42. Относительная экономия топлива в энергосистеме от функционирования ГТЭЦ в зависимости от КПД ГТУ (сплошные линии –  $\eta_{\text{КЭС}} = 0,25$ ; пунктирные –  $\eta_{\text{КЭС}} = 0,37$ ;  $\Delta t_{\text{ух}}$ , °C: 1 – 175; 2 – 150; 3 – 125; 4 – 100; 5 – 75).

где  $B_{\text{разд}} = B_{\text{КЭС}} + B_{\text{кот}}$  – суммарный расход топлива в раздельном варианте энергоснабжения (КЭС + котельная);  $\eta_{\text{КЭС}}$ ,  $\eta_{\text{кот}}$  – КПД замещаемой КЭС и котельной. Так как параметр  $\omega$  зависит в основном от  $\eta_{\text{Г}}^{\text{авт}}$  и  $\Delta t_{\text{ух}}$ , относительная экономия топлива согласно (4.77) является функцией четырех величин

$$\overline{\Delta B_{\text{эк}}} = f(\eta_{\text{Г}}^{\text{авт}}, \eta_{\text{КЭС}}, \eta_{\text{кот}}, \Delta t_{\text{ух}}). \quad (4.78)$$

На рис. 4.42 представлены кривые зависимости  $\overline{\Delta B_{\text{эк}}} = f(\eta_{\text{Г}}^{\text{авт}})$  при  $\eta_{\text{кот}} = 0,8$ . Видно, что с ростом  $\eta_{\text{Г}}^{\text{авт}}$   $\overline{\Delta B_{\text{эк}}}$  существенно возрастает, при этом влияние  $\Delta t_{\text{ух}}$  на  $\overline{\Delta B_{\text{эк}}}$  постепенно ослабевает. С понижением  $\eta_{\text{КЭС}}$  в указанном диапазоне относительная экономия топлива значительно повышается. Такое же качественное влияние имеет  $\eta_{\text{кот}}$  на  $\overline{\Delta B_{\text{эк}}}$ .

## 10. ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЙ НА ПОКАЗАТЕЛИ ГТУ-ТЭЦ

### 10.1. Влияние температуры наружного воздуха

Одной из особенностей установок, базирующихся на использовании газотурбинных и парогазовых технологий, является зависимость режима работы их основного элемента – ГТУ от изменения внешних условий. Изменение параметров наружного воздуха оказывает существенное влияние на характеристики ГТУ, а, следовательно, на показатели энергетического модуля газотурбинная установка – котел-утилизатор.

С целью изучения влияния  $t_{\text{нв}}$  на расход и параметры генерируемого в КУ пара были проведены исследования показателей энергетических модулей ГТУ-КУ с одноконтурными котлами-утилизаторами на базе газотурбинных установок трех типов: ГТГ-15, ГТУ 55СТ-20 и GT10B [18]. На рис. 4.43 по-

казаны зависимости относительного изменения температуры выхлопных газов  $\bar{t}_{\text{ГТ}} = t_{\text{ГТ}} / t_{\text{ГТ}}^0$  и относительного изменения теплового потенциала выхлопных газов  $\bar{Q}_{\text{ГТ}} = Q_{\text{ГТ}} / Q_{\text{ГТ}}^0$  для рассматриваемых ГТУ в зависимости от  $t_{\text{НВ}}$ . В качестве базовой для каждого агрегата принято значение  $Q_{\text{ГТ}}^0$ , соответствующее  $t_{\text{НВ}} = 4,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Из рис. 4.43, б видно, что для разных типов ГТУ помимо разной интенсивности имеет место различный характер изменения  $\bar{Q}_{\text{ГТ}}$ . Так, если для ГТУ GT10B наблюдается уменьшение  $\bar{Q}_{\text{ГТ}}$  при увеличении температуры наружного воздуха для всего рассматриваемого диапазона  $t_{\text{НВ}}$ , то для двух других установок при переходе от отрицательных  $t_{\text{НВ}}$  к положительным изменяется поведение зависимости  $\bar{Q}_{\text{ГТ}} = f(t_{\text{НВ}})$ : сначала рост, затем снижение. Такие изменения характеристик ГТУ неизбежно оказывают различное влияние на процесс генерации пара в котле-утилизаторе.

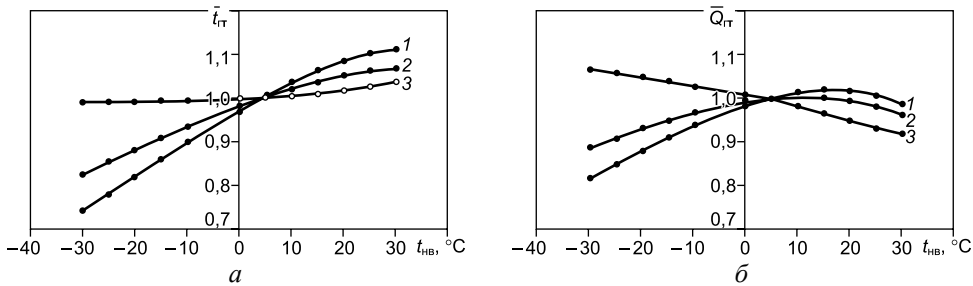


Рис. 4.43. Зависимости относительного изменения температуры (а) и теплового потенциала выхлопных газов ГТУ (б) от температуры наружного воздуха: 1 – ГТГ-15; 2 – ГТУ 55СТ-20; 3 – GT10B [18].

Конструкторский расчет КУ проводился для характеристик ГТУ, соответствующих  $t_{\text{НВ}} = 4,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Давление генерируемого пара принято  $p_0 = 3,5 \text{ МПа}$  и поддерживается постоянным при всех рассмотренных режимах. Поверхности теплообмена КУ во всех случаях подобраны таким образом, чтобы обеспечить в базовом режиме работы следующие значения температурных напоров: на «горячем конце» пароперегревателя  $\Delta t_{\text{ип}} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ , на «холодном конце» испарителя (в «пинч-поинте» котла-утилизатора) –  $\Delta t_1 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Для диапазона температур наружного воздуха от  $-30$  до  $+30 \text{ } ^\circ\text{C}$  была проведена серия поверочных расчетов сконструированных котлов-утилизаторов.

На рис. 4.44, а показаны зависимости относительного изменения температуры генерируемого пара от  $t_{\text{НВ}}$  для рассматриваемых модулей. Из рисунка следует, что характер изменения температуры генерируемого в КУ пара  $\bar{t}_0 = t_0 / t_0^0 = f(t_{\text{НВ}})$  во всех случаях соответствует тенденции изменения температуры выхлопных газов ГТУ, на базе которой сформирован энергетический модуль. Однако интенсивность изменения  $\bar{t}_0$  не всегда идентична соответствующей зависимости  $\bar{t}_{\text{ГТ}} = f(t_{\text{НВ}})$ , что, в первую очередь, объясняется изменением расхода генерируемого пара:  $\bar{D}_{\text{п}} = D_{\text{п}} / D_{\text{п}}^0 = f(t_{\text{НВ}})$ . На рис. 4.44, б показаны кривые относительного изменения расхода пара от  $t_{\text{НВ}}$  при базовом режиме работы модуля ( $t_{\text{НВ}} = 4,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ ). Видно, что при переходе к отрицательным температурам наружного воздуха для энергетических модулей на базе агрегатов ГТГ-15 и

ГТУ 55СТ-20 довольно интенсивно снижается расход генерируемого пара. В результате при выбранной поверхности теплообмена пароперегревателя это приводит к уменьшению температурного напора на «горячем конце» пароперегревателя по отношению к базовому режиму работы КУ. При этом абсолютное значение температуры генерируемого пара снижается в соответствии с  $t_{ГТ} = f(t_{нв})$ .

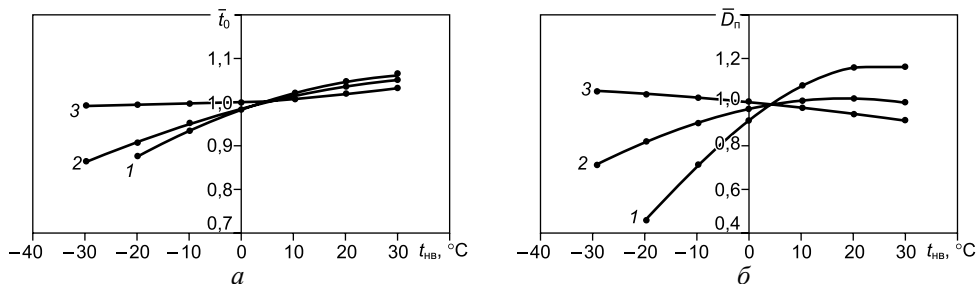


Рис. 4.44. Зависимости относительного изменения температуры генерируемого пара (а) и паропроизводительности КУ (б) от температуры наружного воздуха для блоков ГТУ-КУ: 1 – ГТГ-15; 2 – ГТУ 55СТ-20; 3 – GT10В [18].

Таким образом, изменение расхода пара наряду с температурой газов за ГТУ оказывает влияние на характер зависимости  $t_0 = f(t_{нв})$ . При этом само изменение  $\bar{D}_n = f(t_{нв})$  имеет различный характер для разных типов ГТУ. Из анализа результатов исследования видно, что характер изменения расхода генерируемого в КУ пара в значительной степени соответствует тенденции изменения теплового потенциала газов ГТУ, на базе которой сформирован энергетический модуль. Однако интенсивность изменения  $\bar{D}_n$  не всегда идентична интенсивности изменения  $\bar{Q}_{ГТ}$ , что объясняется изменением и других величин, определяющих паропроизводительность КУ.

При интенсивном снижении расхода пара происходит уменьшение недогрева воды в экономайзере, а также в газовом подогревателе конденсата (ГПК) и возможно вскипание теплоносителя. С целью поддержания недогревов  $\Delta t_{эж}$  и  $\Delta t_{ГПК}$  на приемлемом с технологической точки зрения уровне необходимо предусматривать в котле-утилизаторе специальные клапаны, повышающие давление питательной воды и конденсата на выходе из указанных поверхностей нагрева. При выборе соответствующего насосного оборудования необходимо учитывать возможный рост гидравлического сопротивления вследствие работы этих клапанов.

Анализ выражения (4.79) для определения расхода пара, генерируемого в КУ одного давления, показывает, что характер его изменения в зависимости от  $t_{нв}$  определяется не только характеристиками ГТУ, но и параметрами пара

$$D_n = \frac{G_r(I_{ГТ} - I_2)\varphi}{(i_0 - i_{2к}^{\prime\prime})}, \quad (4.79)$$

где  $G_r$  – расход газов за газовой турбиной (на входе в КУ), кг/с;  $I_{ГТ}$  – энтальпия газов за газовой турбиной (на входе в КУ), МДж/кг;  $I_2$  – энтальпия



газов на выходе из испарительной поверхности КУ, МДж/кг;  $i_0$  – энтальпия перегретого пара на выходе из КУ, МДж/кг;  $i_{\text{зк}}''$  – энтальпия питательной воды на выходе из экономайзера КУ, МДж/кг;  $\varphi$  – коэффициент сохранения теплоты.

На рис. 4.45 показано относительное изменение расхода генерируемого пара в зависимости от  $t_{\text{нв}}$  для различных значений давления  $p_0$ . Анализ полученных результатов показывает, что у энергетических модулей на базе установок типа ГТГ-15 и ГТУ 55СТ-20 растет интенсивность изменения расхода пара при увеличении его начального давления.

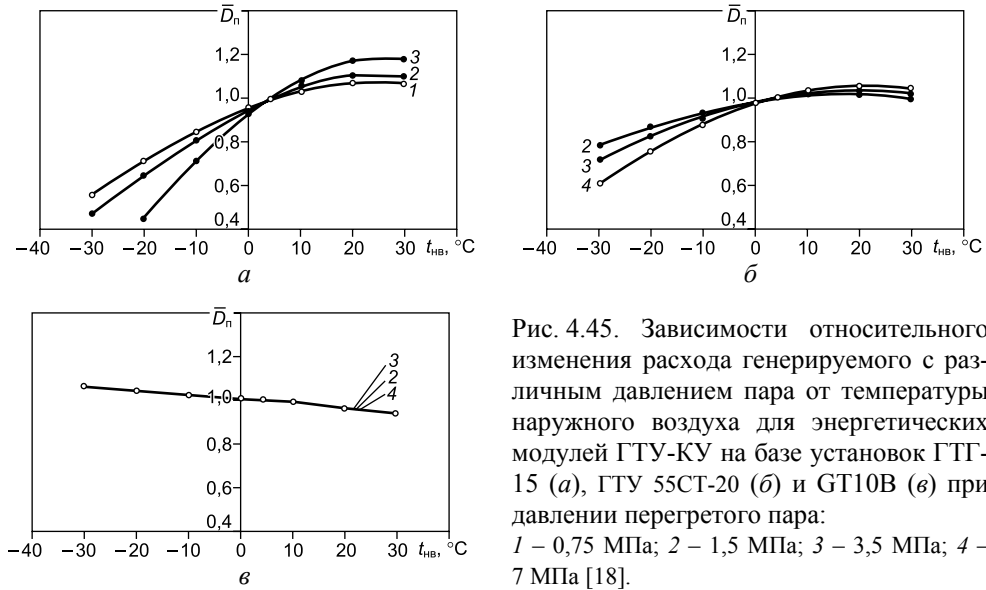


Рис. 4.45. Зависимости относительного изменения расхода генерируемого с различным давлением пара от температуры наружного воздуха для энергетических модулей ГТУ-КУ на базе установок ГТГ-15 (а), ГТУ 55СТ-20 (б) и ГТ10В (в) при давлении перегретого пара: 1 – 0,75 МПа; 2 – 1,5 МПа; 3 – 3,5 МПа; 4 – 7 МПа [18].

На изменение  $\bar{D}_n = f(t_{\text{нв}})$  значительное влияние оказывает произведение  $G_{\text{г}} \Delta I_{\text{пп-и}}^{\text{г}}$ , где  $\Delta I_{\text{пп-и}}^{\text{г}} = (I_{\text{гт}} - I_2)$  – снижение энтальпии газов в пароперегревательной и испарительной поверхностях нагрева КУ. Резкое падение температуры выхлопных газов ГТУ при снижении  $t_{\text{нв}}$  приводит к еще более интенсивному уменьшению  $\Delta I_{\text{пп-и}}^{\text{г}}$ , вследствие чего снижается расход генерируемого пара. Увеличение  $p_0$  влечет за собой рост энтальпии газов в «пинч-поинте» котла-утилизатора ( $I_2$ ), что при прочих равных условиях приводит к повышению интенсивности изменения  $\Delta I_{\text{пп-и}}^{\text{г}}$  и, следовательно, к более существенному уменьшению  $\bar{D}_n = f(t_{\text{нв}})$ .

Таким образом, изменение температуры и расхода генерируемого в котле-утилизаторе пара определяется в значительной степени интенсивностью изменения параметров выхлопных газов ГТУ. Неравномерность характеристики генерируемого в котле-утилизаторе пара зависит как от типа газотурбинной установки, так и от параметров генерируемого пара.

## 10.2. Работа промышленной ГТУ-ТЭЦ на частичных электрических нагрузках

Значительный интерес представляют экспериментальные данные, полученные на действующей ГТУ-ТЭЦ [19], и их сопоставление с соответствующими проектировочными расчетами. Испытания проводились на ГТУ-ТЭЦ в составе двух энергоблоков электрической мощностью 20 МВт и паропроизводительностью 45 т/ч каждый. Энергоблок состоит из ГТУ 55СТ-20 блочно-контейнерного исполнения и парового котла-утилизатора П-92. ГТУ промышленного типа имеет двухвальный авиационный газогенератор 55-й серии и свободную силовую турбину. ГТУ эксплуатировались в базовом режиме с ограничением мощности на уровне 16 МВт при температуре наружного воздуха  $t_{\text{нв}} = 15^\circ\text{C}$  и соответствующим снижением мощности при повышении температуры наружного воздуха (например, при  $t_{\text{нв}} = 20^\circ\text{C}$  мощность составляла 15 МВт).

По условиям ISO и при мощности близкой к номинальной коэффициент использования топлива в когенерационной установке составлял 80,3–81,9 % (при  $\eta_{\text{эвт}} = 25,8 \div 27,9\%$ ), в зависимости от сочетаемых в данной промышленной ГТУ газогенератора и силовой турбины. Выхлопные газы ГТУ направляются в КУ, вырабатывающий пар для технологических нужд предприятия. Паровой котел-утилизатор типа П-92, барабанный, газоплотный, с принудительной циркуляцией, вертикального (башенного) исполнения. Выхлопные газы от ГТУ поступают в нижнюю часть КУ и последовательно проходят пароперегреватель, испарительный контур и водяной экономайзер. После экономайзера дымовые газы через дымовую трубу отводятся в атмосферу. Испарительный контур КУ состоит из двух параллельно включенных по воде пакетов поверхностей нагрева. Химподготовленная вода с деаэрата питательными электронасосами подается в экономайзер, а затем через регулировочный узел питания котла поступает в барабан. Насыщенный пар из барабана котла, пройдя через конвективную ступень пароперегревателя, поступает в паровую магистраль предприятия.

Расчетные показатели технической эффективности: мощность номинальная на клеммах электрического генератора не меньше 20 МВт по условиям ISO; сопротивление воздухозаборной системы 714 Па; сопротивление выхлопных устройств и КУ 2,75 кПа, КПД электрогенератора не меньше 97,7 %. Температура выхлопных газов ГТУ –  $465^\circ\text{C}$  при расходе – 99,5 кг/с; полнота сгорания топлива в камере сгорания – 97,0 %; паропроизводительность КУ – 45,0 т/ч; температура перегретого пара –  $285^\circ\text{C}$ ; давление перегретого пара – 1,55 МПа; удельный расход природного газа – 0,25 кг/кВт·ч; КПД ГТУ – 30 %; температура дымовых газов за КУ –  $135^\circ\text{C}$ .

Регулирование нагрузки ГТУ-ТЭЦ осуществлялось изменением давления природного газа перед горелками камеры сгорания ГТУ. Верхняя граница нагрузки (максимальная мощность около 16 МВт) ограничивалась достижением максимально допустимой температуры газов за турбиной газогенератора – 680–690 °C. Нижняя граница нагрузки ( $\leq 10$  МВт) ГТУ-ТЭЦ определялась условием бесперебойной и качественной поставки электроэнергии и пара на основное производство. В камере сгорания ГТУ сжигался природный газ со средней теплотворной способностью  $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 33,7$  МДж/м<sup>3</sup>. Основные эксплуатационные характеристики ГТУ-ТЭЦ приведены в табл. 4.16.

Таблица 4.16  
**Экспериментальные параметры рабочего процесса ГТУ-ТЭЦ**

Показатель	Величина по опытным данным		
Нагрузка электрическая $N_э$ , МВт	10,0	15,7	17,7
Температура наружного воздуха $t_{нв}$ , °С	16,0	13,5	6,5
Барометрическое давление $p_a$ , кПа	99,7	99,7	99,4
Расход продуктов сгорания $G_г$ , кг/с	70,5	87,1	94,7
Избыток воздуха в выхлопных газах, $\alpha_{гт}$	4,33	3,92	4,02
Расход топлива $B_{кв}$ , кг/с	0,95	1,30	1,38
Температура газов перед КУ, °С	484	469	479
Температура газов перед СТ, °С	647	671	590
Температура уходящих газов после КУ $\theta_{yx}$ , °С	138,0	137,0	136,7
Температура питательной воды $t_{пв}$ , °С	81,2	82,7	82,7
Расход питательной воды через экономайзер $D_{пв}$ , т/ч	34,9	50,5	52,5
Расход перегретого пара $D_{п}$ , т/ч	30,8	41,8	43,7
Расход рециркуляционной воды через деаэратор, $D_{рец}$ , т/ч	2,94	4,20	4,50
Температура перегретого пара $t_0$ , °С	319,0	323,0	319,5
Температура воды за экономайзером $t''_{эк}$ , °С	177,3	175,0	172,0
Электрический КПД $\eta_э^{ГТУ}$ , %	22,20	25,24	26,90

Изменение атмосферных условий ( $t_{нв}$ ,  $p_a$ ) существенно влияет на значение основных параметров как газотурбинной установки, так и КУ. Изменения температуры на входе в компрессор  $t_{1к}$ , как функции  $t_{нв}$ , и  $p_{1к}$ , как функции  $p_a$ , приводят к изменению температуры газов перед турбиной ( $t_3$ ), а следовательно и температуры газов перед КУ ( $\theta_{ку} = t_{гт}$ ).

Выбранное значение расчетного избытка воздуха  $\alpha_{гт}$  при номинальной нагрузке (а, следовательно, и  $t_3$ ) обеспечивает необходимые маневровые свойства ГТУ и ее работоспособность в диапазоне нагрузок от «малого газа» до 100 % номинального значения в эксплуатационном диапазоне изменения внешних атмосферных условий. Минимальное значение  $\alpha_{гт}$  при номинальной нагрузке может привести к ограничению нагрузки по  $t_{гт}$ . Выбранный для максимальной нагрузки по условиям организации процесса горения в камере сгорания коэффициент избытка воздуха при снижении нагрузки имеет тенденцию к росту вплоть до режима холостого хода.

Повышенное значение избытка воздуха при частичных нагрузках обеспечивает восприятие и хорошее регулирование ГТУ за счет изменения расхода топлива в установке, поскольку в случае набора нагрузки при некотором частичном режиме работы в камере сгорания имеется определенный резерв свободного кислорода, что обеспечивает качественное сгорание дополнительной

порции топлива. При этом повышение тепловой нагрузки камеры сгорания приводит к повышению температуры газов перед турбиной, к увеличению скорости вращения компрессорного вала, что сопровождается повышением производительности компрессора и установлением нового коэффициента избытка воздуха при новой тепловой нагрузке, повышению мощности генератора и паропроизводительности КУ.

С изменением температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  и барометрического давления  $p_a$  установка самонастраивается в плане соотношения топливо–воздух, то есть работает с переменным коэффициентом избытка воздуха. Полезная мощность в зависимости от  $t_{нв}$  и  $p_a$  ограничивается номинальной температурой перед силовой турбиной, номинальным числом оборотов турбокомпрессорного вала и предельной нагрузкой (ограничение по мощности) на валу генератора.

В соответствии с заводским расчетом, при нагрузках, близких к номинальной, увеличение температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  на  $10^\circ\text{C}$  приводит к увеличению температуры газов перед КУ на  $25^\circ\text{C}$  и к уменьшению расхода выхлопных газов на  $2,5\text{ кг/с}$ , что в свою очередь определяет повышение паропроизводительности КУ (по опытным данным – приблизительно на  $3,4\text{ т/ч}$ ), а также к повышению температуры перегретого пара приблизительно на  $10^\circ\text{C}$ . С повышением температуры наружного воздуха полезная мощность ГТУ снижается, в то же время теплопроизводительность КУ растет (при постоянном расходе топлива  $B_{кв}$ ).

Температура газов перед водяным экономайзером в случае изменения температуры наружного воздуха практически не изменяется и определяется нагрузкой установки. При оптимальных (максимальных) расходах питательной воды на рециркуляцию в деаэраторе температура уходящих газов является функцией электрической нагрузки, параметров внешних условий ( $t_{нв}$  и  $p_a$ ) и температуры питательной воды на входе в экономайзер.

В табл. 4.17 представлены полученные во время испытаний параметры влияния температуры наружного воздуха и барометрического давления на основные параметры когенерационной установки в рабочем диапазоне нагрузок (при значении  $B_{кв} = \text{const}$ ).

Таблица 4.17

**Изменение параметров процесса ГТУ-ТЭЦ  
в зависимости от атмосферных условий**

Изменение параметров	$\Delta N$ , МВт	$\Delta D$ , т/ч	$\Delta t$ , $^\circ\text{C}$	$\Delta n_{тк}$ , об/мин	$\Delta n_{ст}$ , об/мин	$\Delta G$ , кг/с	$\Delta \theta$ , $^\circ\text{C}$	$\Delta Q$ , Гкал/ч	$\Delta Q$ , Гкал/ч
$\Delta t_{нв} = 10^\circ\text{C}$	-0,30	3,36	10,5	80	190	-2,52	25	4,36	4,28
$\Delta p_a = 1,33\text{ кПа}$	+0,24	-1,15	-1,4	-50	-40	1,44	-10	-0,8	-0,75

В соответствии с техническими условиями на поставку КУ максимально-допустимая температура выхлопных газов за силовой турбиной при любом режиме работы ГТУ не должна превышать  $510^\circ\text{C}$ . При номинальном режиме работы газотурбинного привода температура газов за силовой турбиной составляет  $480\text{--}490^\circ\text{C}$ . Увеличение (уменьшение) температуры газов перед КУ

в диапазоне 510–480 °С приводит к соответствующему увеличению (уменьшению) тепловосприятости пароперегревательного и испарительных пакетов КУ, к увеличению (уменьшению) паропроизводительности и, как следствие, к увеличению (уменьшению) расхода воды через экономайзер; в этом случае температура уходящих газов остается практически неизменной.

Расчетные значения температур газов перед турбиной ( $t_3$ ), определенные из баланса тепла в камере сгорания при разных температурах наружного воздуха, показывают, что с повышением температуры наружного воздуха и неизменной мощности пропорционально ей повышается температура газов перед ТВД. Температура уходящих газов (после КУ) мало изменяется при изменении нагрузки установки. Приведенная к расчетным (проектным) условиям  $\theta_{yx}$  при номинальной нагрузке составит 122,4 °С. При снижении нагрузки  $\theta_{yx}$  повышается и при значении нагрузки  $N$ , около 50 % от номинального значения составляет 124,6 °С.

Потери тепла с уходящими газами в диапазоне нагрузок 90–50 %, определенные по прямому и обратному балансу, составляют, соответственно 19,68–24,86 % и 19,98–25,64 %, т. е. различие этих данных не превышает 3 % относительных. Приведенные потери тепла с уходящими газами  $q_2$  при номинальной нагрузке составляют 17,0 %. Потери тепла от химического недожога топлива  $q_3$  в диапазоне нагрузок 50–90 % составляют, соответственно, 3,7–1,7 %. Они определяются тепловой нагрузкой камеры сгорания (с увеличением нагрузки потери  $q_3$  уменьшаются) и внешними условиями ( $t_{нв}$ ,  $p_a$ ), т. е. избытком воздуха в камере сгорания ГТУ. При нагрузке 16–18 МВт потери  $q_3$  составляют приблизительно 2 %. Снижение экономичности установок из-за химической неполноты сгорания топлива в диапазоне нагрузок от 0 до 20 МВт составляет, соответственно, 17,0–20 %.

Показатели вредных выбросов приведены к нормальным условиям ( $t_{нв} = 0$  °С и  $p_a = 0,1013$  МПа) и объемной концентрации кислорода 15 % ( $\alpha_{гг} = 3,5$ ). С ростом электрической нагрузки средняя концентрация  $NO_x$  снижается от 40 до 31 мг/нм<sup>3</sup>; она слабо зависит от электрической мощности и во всем диапазоне нагрузок находится ниже значения 50 мг/нм<sup>3</sup>, что удовлетворяет требованиям ГОСТ 29328-92.

Собственные электрические нужды ГТУ включают расходы электроэнергии на привод питательных, циркуляционных и дренажных насосов КУ, масляных насосов ГТУ, механизмов рабочей вентиляции контейнеров, вентилятора охлаждения валопривода и силовой турбины и другие нужды, в том числе затраты на освещение и кондиционирование воздуха.

К расходам тепла на собственные нужды ГТУ относятся: затрата тепла на подогрев питательной воды вне котла-утилизатора и на деаэрацию питательной воды; потери тепла во время периодических и непрерывных продувок барабана котла-утилизатора; другие расходы, в том числе потери тепла на обогрев датчиков контрольно-измерительных приборов, с паровыми спутниками обогрева трубопроводов и т. п. Расходы электроэнергии и тепла на собственные нужды установки составляют 402 кВт·ч и 8,36 ГДж при номинальной и близкой к ней нагрузке и уменьшаются до 390 кВт·ч и 4,6 ГДж при нагрузке 5 МВт. При этом удельный расход электроэнергии и тепла на собственные нужды, отнесенные к теплу сожженного топлива в отмеченном

диапазоне нагрузок составляют 0,3–1,6 % и 3,0–5,8 %, соответственно, т. е. возрастают с уменьшением нагрузки.

С учетом указанных расходов коэффициент использования топлива установки при нагрузке 14–15 МВт составляет приблизительно 75 %. С уменьшением

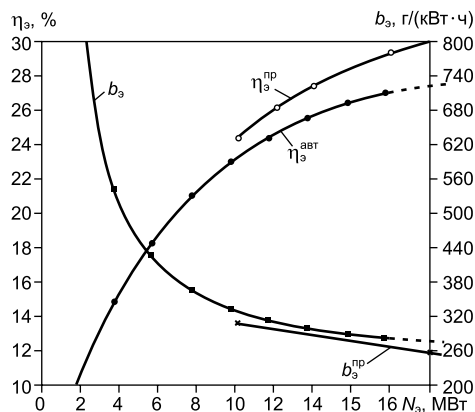


Рис. 4.46. Зависимость опытных и проектных значений КПД ГТУ и удельного расхода природного газа на выработанную электроэнергию от электрической мощности энергоблока [19].

нагрузкой установки коэффициент использования тепла топлива и электрический КПД ГТУ ( $\eta_{э}^{авт}$ ) снижаются и их значения составляют, соответственно, 72,1–75,8 % и 22,1–24,5 % при нагрузке 10 МВт; 62,1–71,2 % и 16,1–17,2 % при нагрузке 5 МВт.

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в диапазоне нагрузок 20–5 МВт представлен на рис. 4.46 и составляет, с учетом использования тепла выхлопных газов в КУ, 164,5–227,6 г у. т./кВт·ч, а при работе ГТУ в автономном режиме (т. е. без утилизации) – 455,12–718 г у. т./кВт·ч. Удельный расход условного топлива на выработку ГТУ-ТЭЦ теплоты в диапазоне нагрузок 20–5 МВт составляет 42,4–55,6 кг у. т./ГДж.

Удельный отпуск тепла КУ на произведенный ГТУ 1 кВт·ч электроэнергии составляет 0,0069 ГДж/кВт·ч при нагрузке 20,0 МВт и 0,01 ГДж/кВт·ч – при нагрузке 5 МВт, т. е. выработка электроэнергии на тепловом потреблении составляет 144,93 и 100 кВт·ч/ГДж.

Приведенная к стандартным параметрам атмосферного воздуха и оптимальным (нормативным) значениям режимных параметров ( $t'_{эк}$ ,  $D_{рец}$ ) и при нагрузке, близкой к номинальной, температура уходящих из КУ дымовых газов составляет 134 °С и практически не изменяется при снижении электрической нагрузки ГТУ.

Установленные в соответствии с проектом в тепловой схеме подогреватели ХВО типа 600 ТГН-2,5-М1 С/20Г-2-4-У-Гр3 не обеспечивали проектного нагрева подпиточной воды до 80 °С и охлаждение питательной воды на входе в экономайзер до 60 °С, что снижало КИТ установки приблизительно на 1,8 %.

Таким образом, эксперименты подтвердили, что теплотехнические показатели ГТУ-ТЭЦ (ее рабочие характеристики) в значительной мере определяются климатическими и нагрузочными характеристиками используемых ГТУ, которые, как известно, могут существенно отличаться.

## 11. ВЫБОР ЧИСЛА СТУПЕНЕЙ ДАВЛЕНИЯ В КУП ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОЙ ГТУ-ТЭЦ

Для некоторых предприятий, в частности нефтехимического комплекса, характерны постоянно производственных тепловых нагрузок, повышенные требования к температуре потребляемого технологического пара и использование пара как минимум двух давлений 0,9 МПа/250 °С и 2,5 МПа/300 °С.

Использование теплоты выхлопных газов ГТУ для генерации промышленного пара специфических параметров по сравнению с промышленным отбором теплофикационной турбины в 3–3,5 раза повышает удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении. В этом случае, как показывают расчеты, будет наблюдаться некоторое несоответствие требуемого сезонного снижения отпуска пара промышленных параметров уменьшению его генерации в котлах-утилизаторах ГТУ-ТЭЦ – соответственно на 20–25 % и 8–10 % при изменении температуры наружного воздуха от –30 до +15 °С. Согласовывать их при одновременном регулировании температуры отпускаемого на производство пара позволяет сочетание небольшого дожигания топлива перед котлом-утилизатором с рециркуляцией газов (рис. 4.47, а). Расчетная степень рециркуляции газов (примерно 25 %) позволяет иметь регулировочный диапазон по паропроизводительности ГТУ-ТЭЦ более 20 % при практически неизменной температуре генерируемого пара.

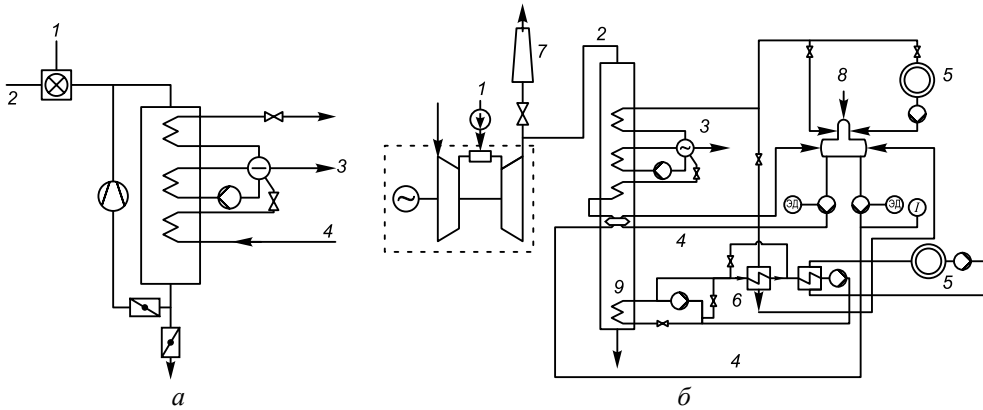


Рис. 4.47. Схема котла-утилизатора с дожиганием и рециркуляцией газов (а) и принципиальная схема промышленной ГТУ-ТЭЦ для выработки технологического пара (б) [20]: 1 – природный газ; 2 – газы от газовой турбины; 3 – продувка; 4 – питательная вода; 5 – потребители теплоты; 6 – паровой подогреватель; 7 – свеча; 8 – подпитка; 9 – ГПК.

Во многих технологических процессах предприятий нефтехимического комплекса (нефтеперерабатывающие заводы, химические комбинаты искусственного волокна и др.) помимо насыщенного или слабонагретого пара давлением 1–1,5 МПа используется, как правило, и пар давлением около 0,5 МПа, перегретый до 350–400 °С, что также не соответствует типовым параметрам пара в регулируемых производственных отборах турбин типа ПТ.

На рис. 4.47, б представлена возможная тепловая схема промышленно-отопительной ГТУ-ТЭЦ на базе ГТУ GT8С мощностью 52,8 МВт [20]. На выхлопе ГТУ устанавливается газоплотный КУ паропроизводительностью 100 т/ч с параметрами пара 1,5 МПа/290 °С. Характеристики ГТУ-ТЭЦ при разных температурах наружного воздуха приведены в табл. 4.18.

Таблица 4.18

**Характеристики промышленной ГТУ-ТЭЦ  
по выработке технологического пара**

Показатель	Температура наружного воздуха, °С		
	-20	0	+20
Температура питательной воды, °С	104		
Температура газов на входе в КУ, °С	510	519	526
Расход газов на входе, кг/с	196	186	173
Паропроизводительность, т/ч	105	103	98
Температура пара на выходе, °С	292	294	297
Давление пара за котлом, МПа	1,47		
Температура уходящих газов, °С	101	99	97
Аэродинамическое сопротивление котла, Па	1480	1340	1180
Расход воды через газовый подогреватель конденсата (ГПК), т/ч	200		
Температура воды на выходе из ГПК, °С	121	118	115
Температура воды на входе в ГПК, °С	70		
Тепловосприятие ГПК, МВт	11,8	11,2	10,5

Для промышленно-отопительной ГТУ-ТЭЦ размеры парогенерирующей части КУ выбираются исходя из максимальной паровой нагрузки. Периодические суточные и недельные избытки технологического пара целесообразно использовать для подогрева сетевой воды с помощью включенного в схему парового подогревателя. Для обеспечения максимальной экономичности ГТУ-ТЭЦ вне зависимости от текущей тепловой нагрузки потребителей и наиболее полного использования теплотребления для выработки электроэнергии наиболее перспективными могут оказаться тепловые аккумуляторы.

Выполнить требования нефтехимических предприятий, касающиеся температуры пара, позволяет принципиальная тепловая схема, приведенная на рис. 4.48. В этом случае предусматривается подача от ТЭЦ пара одного температурного потенциала давлением 1,5 МПа, а на предприятии устанавливается ПГУ, в паровой противодавленческой турбине которой будет происходить расширение части пара до давления 0,5–0,6 МПа после его перегрева выхлопными газами ГТУ в пароперегревателе. Степень перегрева пара выбирается при этом такой, чтобы температура отработавшего в турбине пара соответствовала требованиям конкретного теплового потребителя. Такой способ может использоваться также для повышения эффективности работы тур-



бин «мягкого» пара, устанавливаемых в схемах утилизации вторичных энергетических ресурсов промышленных предприятий, в результате перегрева этого пара до заданной (оптимальной) температуры.

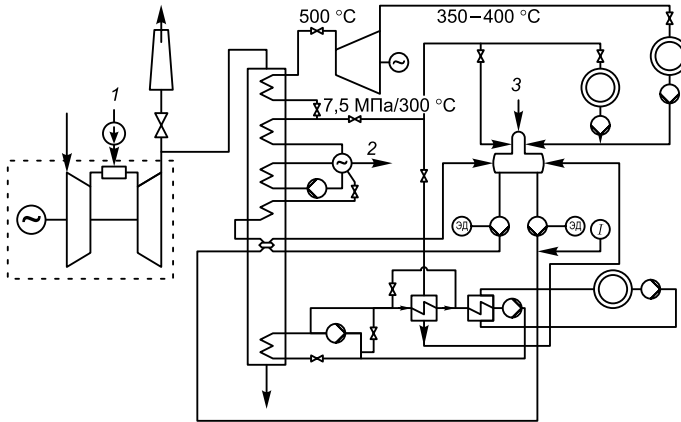


Рис. 4.48. Принципиальная тепловая схема блока ГТ-ТЭЦ с отпуском пара двух давлений:  
1 – природный газ; 2 – продувка; 3 – подпитка.

Анализ целесообразности выполнения котла-утилизатора одно или двух контурным (т. е. с выработкой перегретого пара одного или двух давлений) для промышленной ГТУ-ТЭЦ выполняется на конкретном примере предприятия, планирующего заменить устаревшие паровые котлы газотурбинной установкой с котлом-утилизатором. До модернизации котельная предприятия с котлами БКЗ-75ГМ обеспечивала производство технологического пара трех давлений 2,5–2,7; 1,3 и 0,35 МПа. Постоянная составляющая расхода пара при давлении 2,5–2,7 МПа около 86 т/ч, с давлением 1,3 МПа – около 4 т/ч и с давлением 0,35 МПа – около 8 т/ч. В качестве основного топлива использовался природный газ с  $Q_n^p = 33,28$  МДж/нм<sup>3</sup>. Резервное топливо – мазут. Питательная вода после деаэраторов подавалась в котлы при температуре 100–102 °С.

Согласно проекту реконструкции устанавливаются одна или две ГТУ и паровой котел-утилизатор пассивного типа или с дополнительным сжиганием топлива. В последнем случае  $\theta_{ку} = t_{гт} + \Delta\theta_{кд}$ , где  $\Delta\theta_{кд}$  – подогрев выхлопных газов ГТУ в камере дожигания перед КУ. Котел-утилизатор может генерировать пар одного или двух давлений. Принципиальные схемы таких котлов-утилизаторов, их тепловые диаграммы и методика тепловых расчетов были подробно описаны в предыдущей главе.

Рассматриваются два варианта КУ, генерирующих перегретый пар с  $t_{пн} = 350$  °С и давлением 3,9 или 2,5 МПа. Температура газов на входе в КУ варьируется в пределах 400–700 °С. Такой диапазон температур охватывает пассивный режим работы КУ и режим работы с дополнительным сжиганием топлива.

При расчетах принята температура питательной воды  $t_{пв} = 100$  °С. Потерями теплоты в окружающую среду и зависимостью теплоемкости газов от темпе-

ратуры пренебрегали. Для удобства расчеты выполнялись для единичной тепловой мощности, вносимой в КУ с выхлопными газами ( $Q_{\text{кв}} = 1$  МВт). Результаты расчета КУ представлены на рис. 4.49 в виде зависимостей КПД КУ ( $a$ ) и температуры уходящих газов ( $b$ ) от температуры дымовых газов на входе в котел.

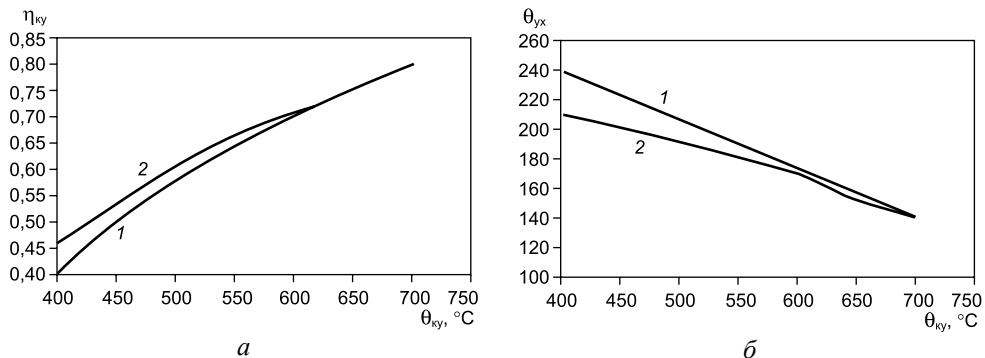


Рис. 4.49. Зависимости КПД котла-утилизатора ( $a$ ) и температуры уходящих газов ( $b$ ) от температуры газов на входе в КУ (1 – пар с давлением 3,9 МПа; 2 – пар с давлением 2,5 МПа).

Видно, что даже при  $\theta_{\text{кв}} = 700$  °С температура уходящих из КУ дымовых газов имеет высокое значение ( $\theta_{\text{ух}} = 142$  °С), которое практически не зависит от давления генерируемого пара. При снижении  $\theta_{\text{кв}}$  наблюдается рост значений  $\theta_{\text{ух}}$ , причем более существенный в случае генерирования пара с большим давлением. Это приводит к снижению коэффициента полезного действия КУ до недопустимого уровня ( $\eta_{\text{кв}} \approx 0,40 \div 0,48$ ).

Так как величина  $\eta_{\text{кв}}$  при снижении значения  $\theta_{\text{кв}}$  оказывается выше для КУ, в котором генерируется пар с более низким давлением, то целесообразно КУ для когенерационного блока проектировать с выбором наиболее низкого давления пара, допустимого по условиям технологических процессов предприятия. Поскольку производимый в КУ и в действующих котлах пар поступает в общий паропровод, то в этом случае потребуется и снижение давления пара, производимого в котлах. Выполнение этого мероприятия не представляет затруднений, так как для его осуществления не потребуется дополнительных затрат на реконструкцию действующего оборудования. Таким образом, в качестве расчетных в дальнейшем принимаются параметры пара: давление 2,5 МПа, температура перегрева 350 °С. Определим ожидаемую электрическую мощность когенерационного блока при условии обеспечения постоянным тепловым потреблением предприятия (около 75 МВт). Расчеты выполнены для ГТУ с температурой выхлопных газов  $t_{\text{ГТ}} = 450 \div 550$  °С и КПД  $\eta_3 = 0,30 \div 0,35$ . Результаты расчетов в виде зависимостей  $N_{\text{ГТУ}} = f(\theta_{\text{кв}})$  и  $b_3 = f(\theta_{\text{кв}})$  для этих значений температур представлены на рис. 4.50.

Согласно данным, приведенным на рис. 4.50,  $a$  с увеличением подогрева выхлопных газов ГТУ за счет сжигания дополнительного топлива в КУ при постоянном значении его теплопроизводительности (75 МВт) имеет место снижение ожидаемой мощности ГТУ во всех случаях. Уменьшение  $N_3$  сопровождается

снижением удельных затрат топлива на выработку электроэнергии (рис. 4.50, б). Дополнительное сжигание топлива в КУ усложняет его конструкцию и приводит с одной стороны к увеличению затрат на его изготовление, но с другой стороны уменьшает эксплуатационные расходы за счет снижения величины  $b_3$ .

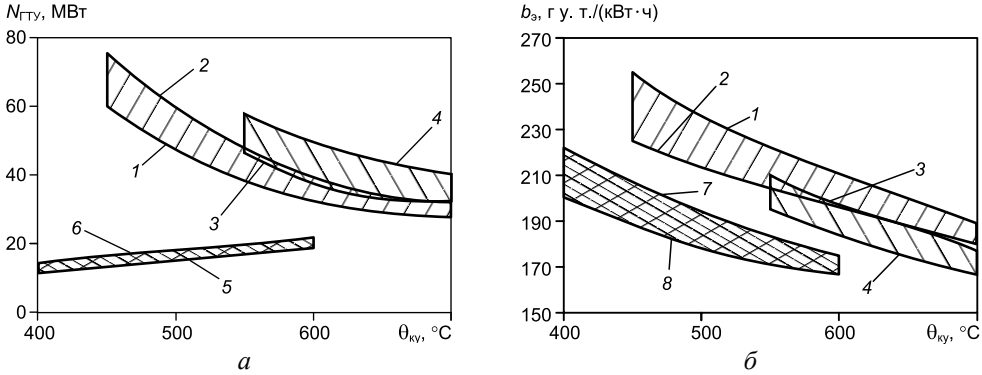


Рис. 4.50. Ожидаемые мощности ГТУ (а) и удельные расходы условного топлива (б) в зависимости от  $\theta_{кв}$ :

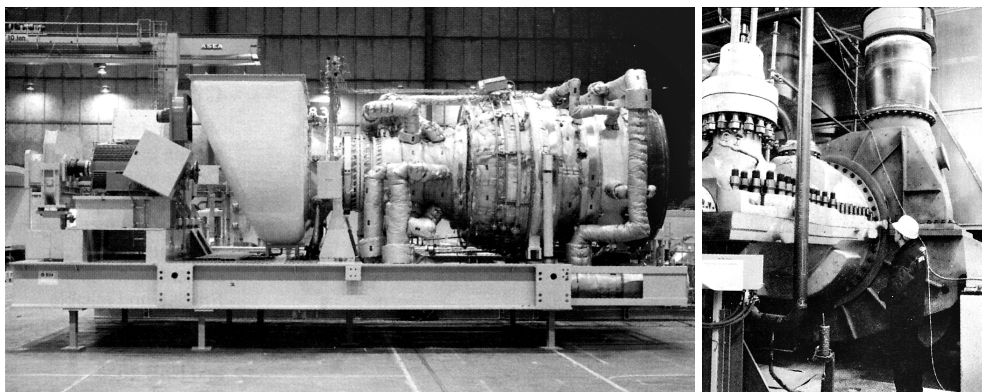
1 –  $t_{ГТ} = 450\text{ }^\circ\text{C}$  и  $\eta_{Б^{авт}} = 0,30$ ; 2 –  $t_{ГТ} = 450\text{ }^\circ\text{C}$  и  $\eta_{Б^{авт}} = 0,35$ ; 3 –  $t_{ГТ} = 550\text{ }^\circ\text{C}$  и  $\eta_{Б^{авт}} = 0,30$ ; 4 –  $t_{ГТ} = 550\text{ }^\circ\text{C}$  и  $\eta_{Б^{авт}} = 0,35$ ; 5 и 6 – кривые  $N_{ГТУ} = f(\theta_{кв})$  для КУ двух давлений при  $\eta_{Б^{авт}} = 0,30$  и  $\eta_{Б^{авт}} = 0,35$  соответственно; 7 и 8 – кривые  $b_3 = f(\theta_{кв})$  для КУ двух давлений при  $\eta_{Б^{авт}} = 0,30$  и  $\eta_{Б^{авт}} = 0,35$  соответственно.

Теоретически, если в КУ не сжигается дополнительное топливо можно снизить величину  $b_3$  до значений близких к тем, которые имеют место при  $\theta_{кв} = 700\text{ }^\circ\text{C}$ , расположив за парогенерирующими поверхностями нагрева по ходу газов водогрейные. Практически это делать нецелесообразно, так как в летнее время потребность в горячей воде удовлетворяется за счет других источников, а в зимнее – ограничена только нуждами предприятия. Более перспективным является применение в когенерационном блоке котла-утилизатора, в котором генерируется пар двух давлений. Принимается, что в КУ подаются дымовые газы с температурой  $\theta_{кв} = t_{ГТ}$ , то есть котел не имеет дополнительного сжигания топлива.

Важными характеристиками КУ двух давлений являются отношение паропроизводительности контуров низкого и высокого давлений  $d$  и температура газов за котлом, определяющая вместе с  $t_{ГТ}$  его КПД. Отношение  $d$  зависит от параметров генерируемого пара ( $p_{пп}^{нл}$ ,  $p_{пп}^{вл}$ ,  $t_{пп}^{нл}$ ,  $t_{пп}^{вл}$ ), температуры питательной воды, параметров применяемой ГТУ ( $t_{ГТ}$  и  $\eta_3$ ), а также от выбранных локальных температурных напоров между газом и пароводяным теплоносителем  $\Delta t_i$  (на выходе по газу из испарительных секций для пара низкого и высокого давления). Последняя величина является компромиссной, так как с ее уменьшением возрастает суммарная паропроизводительность КУ и снижается  $\theta_{ух}$ , т. е. улучшается его КПД, но при этом увеличивается металлоемкость КУ. Обычно величина  $\Delta t_i = 10\div 50\text{ }^\circ\text{C}$ . В данных расчетах его значение принято равным  $30\text{ }^\circ\text{C}$ .

## **ПГУ-ТЭЦ МОЩНОСТЬЮ 142 МВт В Г. РИГЕ**

В 2005 г. по контракту с Латвэнерго стоимостью 121 млн USD компания Siemens построила и ввела в эксплуатацию на площадке Рижской ТЭЦ-1 парогазовый блок дубли-схемы, включавший две ГТУ SGT-800 (по прежней маркировке АBB – это ГТУ GTX100), каждая с паровым котлом-утилизатором, и паровую турбину VAX MP24DH мощностью 56 МВт на параметры пара 10 МПа/510 °С. Паровая турбина имеет три регулируемых теплофикационных отбора пара. Кроме того, отбирается пар давлением 0,24 МПа для деаэрата. ГТУ SGT-800 имеет осевой выхлоп для непосредственного подсоединения к котлам-утилизаторам. Последние спроектированы и изготовлены отделением Alstom Power в Чехии и имеют систему дополнительного сжигания топлива для обеспечения необходимых энергетических показателей ПГУ. Электрогенератор подсоединен с холодного (компрессорного) конца ГТУ через понижающий редуктор. Также через редуктор выполнено соединение паровой турбины со своим электрогенератором. Каждая ГТУ обеспечена воздухоочистительным устройством от фирмы Samfil (Швеция). Во впускном воздуховоде размещена антиобледенительная система (теплообменник), использующая горячую воду из системы теплоснабжения. Электрическая мощность ПГУ 142 МВт, тепловая – 150 МВт; с такими показателями предполагается круглогодичная эксплуатация ПГУ в базовом режиме. Выбросы NO<sub>x</sub> с дымовыми газами гарантируются на уровне 15 ppm, выбросы СО – 5 ppm (при 15 % O<sub>2</sub>). Коэффициент использования топлива (Кит) в ПГУ составляет 87 % против 74 %, имевшего место на старой ТЭЦ. В отопительный период, когда тепловая нагрузка превышает расчетную, в работу включаются два пиковых паровых котла мощностью 116 МВт каждый, в топках которых сжигается жидкое или газовое топливо. Предусмотрена также установка бака-аккумулятора воды для ГВС емкостью 1200 м<sup>3</sup>. Всего в 12 странах Европы эксплуатируется 32 единицы SGT-800, из которых 12 работают в когенерационном цикле и 17 – в парогазовом. Старая (советской постройки) Рижская ТЭЦ-1 обеспечивала теплом восточную часть города и имела электрическую мощность 130 МВт и тепловую – 384 МВт.



Общий вид ГТУ SGT-800 с редуктором и пусковым двигателем в цеху завода-изготовителя Финспонд (Швеция) и теплофикационная турбина VAX MP24DH мощностью 56 МВт (справа).

Результаты расчетов КУ двух давлений представлены на рис. 4.51 в виде зависимостей  $\text{Кит}$ ,  $d$ ,  $\chi$ , и  $\eta_{\text{ку}}$  от  $t_{\text{ГТ}}$  при изменении величины  $t_{\text{ГТ}}$  в диапазоне 400–600 °С. Этот диапазон температур охватывает практически все ГТУ, представленные на рынке. Как видно из рис. 4.51, с увеличением значения  $t_{\text{ГТ}}$  величина  $\eta_{\text{ку}}$  возрастает, что свидетельствует о преимуществах ГТУ с более высокой температурой выхлопных газов при прочих равных условиях.

Результаты расчетов когенерационного блока в этом же интервале температур  $t_{\text{ГТ}}$  представлены в виде зависимостей  $\text{Кит}$  и  $\chi$  от параметров  $t_{\text{ГТ}}$  и  $\eta_{\text{э}}^{\text{авт}}$ , а зависимости  $N_{\text{ГТУ}}$  и  $b_3$  от тех же параметров – на рис. 4.50. Из рис. 4.50, б видно, что в КУ двух давлений в области низких температур  $\theta_{\text{ку}}$  достигаются значения  $b_3$ , сопоставимые с данными для КУ одного давления при высоких  $\theta_{\text{ку}}$ . Ожидаемые при этом мощности ГТУ смещаются в область более низких значений. Область, ограниченная на рис. 4.50, а кривыми 5 и 6, позволяет выбрать группу ГТУ, пригодных для применения в когенерационном блоке с КУ двух давлений, отвечающим требованиям предприятия. Некоторый «уход» точек за область может быть скорректирован за счет подбора значений  $\Delta t_i$ . При применении таких ГТУ в когенерационном блоке можно получить достаточно высокую электрическую мощность.

Из рис. 4.51 следует, что с увеличением  $t_{\text{ГТ}}$  снижается значение  $d$ , то есть при постоянной паропроизводительности КУ по низкому давлению увеличивается его паропроизводительность по пару высокого давления. Это создает запас по постоянной составляющей паропроизводительности котла (75–85 т/ч), который дает возможность произвести ГТУ-надстройку на одном или двух паровых котлах.

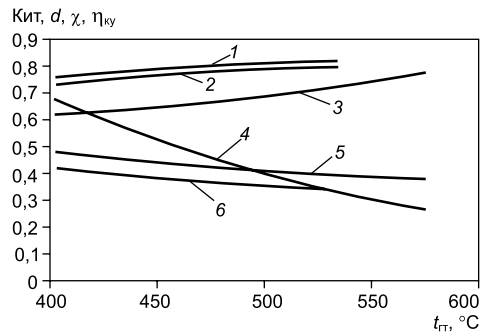


Рис. 4.51. Изменение расчетных показателей ГТ-ТЭЦ в зависимости от температуры выхлопных газов и КПД ГТУ:

1 и 2 – Кит для  $\eta_{\text{э}}^{\text{авт}} = 0,35$  и  $0,30$  соответственно; 3 –  $\eta_{\text{ку}}$ ; 4 –  $d$ ; 5 и 6 –  $\chi$  для  $\eta_{\text{э}}^{\text{авт}} = 0,35$  и  $0,30$  соответственно.

## 12. ОСОБЕННОСТИ ТЕХНИЧЕСКОЙ РЕАЛИЗАЦИИ ГТУ-ТЭЦ

### 12.1. Энергоблоки «ГТУ+КУ» на площадках котельных

Башкирэнерго является одной из первых энергосистем в России, начавших внедрение новых технологий на базе газотурбинных установок [21]. Первая подобная установка – ГТЭ-10/95 электрической мощностью 10 МВт, созданная ГНПП «Мотор» (г. Уфа) на базе авиадвигателя Р-95Ш, с 1997 г. находится в опытно-промышленной эксплуатации на ТЭЦ в г. Ишимбае. Вторая установка – ГТЭС «Урал-2500Р» электрической мощностью 4 МВт и тепловой – 8,2 Гкал/ч, созданная ОАО «Авиадвигатель», сооружена в районном центре Большеустьикинский в 2001 г. Основным ее назначением является

теплоснабжение районного центра, а также повышение надежности электро-снабжения, как райцентра, так и близлежащих населенных пунктов. ГТЭЦ включает ГТУ «Урал-2500Р» и утилизационный контур. Газотурбинная электростанция выполнена в блочно-модульном исполнении. Газотурбинный двигатель, генератор и все вспомогательные системы расположены внутри турбоблока.

В качестве привода использована двухвальная промышленная ГТУ, газогенератор которой изготовлен на базе конвертированного авиационного двигателя Д30, а силовой турбиной служит ТНД базового двигателя, соединенная с генератором через редуктор РД-45 и фрикционную муфту. Генератор марки ГТГ-4 производства ОАО «Привод» (г. Лысьва) рассчитан на напряжение 10,5 кВ. Существует возможность монтажа и демонтажа в турбоблоке двигателя, редуктора и генератора.

Утилизационный контур включает в себя теплообменник-утилизатор для подогрева сетевой воды для теплоснабжения поселка, трубопроводы и теплообменные модули. В связи с тем, что теплосети поселка сильно изношены, требуется большая подпитка и поэтому часто происходит подача в теплосеть сырой воды. В связи с этим утилизационный контур ГТУ-ТЭЦ отделен от теплосети. Теплообмен между утилизационным контуром и теплосетью потребителя происходит в пяти пластинчатых теплообменных модулях, расположенных в котельной. Котлоагрегаты в котельной находятся в резерве на случай останова ГТУ-ТЭЦ, работает лишь насосная станция котельной.

Данная ГТЭЦ имеет ряд особенностей в конструкции и размещении. Расположена она на северо-востоке республики, где нет других генерирующих мощностей. Это позволило снизить потери в электрических сетях на 8–9 %, что в значительной степени компенсировало относительно невысокий электрический КПД ГТУ (24 %). На этапе наладки была проведена необходимая работа по корректировке как алгоритмов релейной защиты и автоматики сети, так и алгоритмов работы самой ГТЭЦ.

Основным показателем прогрессивности энергетической технологии является удельный расход топлива на единицу выработанной продукции. Для рассматриваемой ТЭЦ показатели удельных расходов топлива на выработку электроэнергии определялись по «физическому» методу (т. е. с отнесением всей экономии топлива при комбинированном производстве на электрическую энергию).

В Башкирэнерго по данным за 2000 г. выработка электроэнергии по конденсационному циклу ведется с удельными расходами условного топлива: 330 г/кВт·ч на Кармановской ГРЭС и 468 г/кВт·ч в среднем по 10 ТЭС. При комбинированной выработке электроэнергии и тепла на ТЭЦ по фактически сложившемуся уровню теплопотребления удельные расходы условного топлива на выработку электроэнергии по «физическому» методу составляют (в среднем по ТЭЦ) 271 г/кВт·ч, а в целом по тепловым электростанциям Башкирэнерго с учетом конденсационной и теплофикационной выработки 299 г/кВт·ч. Для ГТУ ТЭЦ аналогичный показатель намного ниже – около 150 г/кВт·ч, в связи с тем, что вся электроэнергия производится на тепловом потреблении.

Решающее влияние на экологические характеристики энергопроизводства оказывает вид используемого топлива. Основным и резервным топливом для

газотурбинных установок является природный газ, который намного облегчает проблему снижения выбросов оксидов азота в ГТУ. Сравнение удельных суммарных выбросов загрязняющих веществ на единицу сожженного топлива по Башкирэнерго и в установках по схеме ГТУ-ТЭЦ приведено в табл. 4.19.

Таблица 4.19

**Суммарные удельные выбросы на электростанциях Башкирэнерго**

Электростанция	Доля сжигания газа, %	Удельные выбросы на тонну условного топлива, кг/т
Всего по ОАО Башкирэнерго	79,3	13,0
Кармановская ГРЭС	94,9	6,5
Газомазутные ТЭЦ (г. Уфа, Стерлитамак, Салават)	60–78	13,0–21,6
Угольная ТЭЦ (г. Кумертау)	72,5	31,4
ГТЭ-10/95 (г. Ишимбай)	100	6,4
ГТЭС «Урал-2005Р» (пос. Большеустьикинское)	100	3,1

Сравнение показывает, что удельные выбросы загрязняющих веществ в атмосферу от «Урал-2500Р» в 4 раза ниже, чем по ОАО «Башкирэнерго» в среднем; в 2 раза ниже, чем на Кармановской ГРЭС с 95 %-ной долей сжигания газа; в 10 раз ниже, чем на угольной ТЭЦ. Разница в удельных выбросах ГТЭ-10/95 и «Урал-2500Р» связана с различием в удельных выходах оксидов азота и особенно оксида углерода в двигателях, разработанных в ГНПП «Мотор» и ОАО «Авиадвигатель».

Снижение водопотребления и сокращение объемов сброса сточных вод при внедрении ГТУ-ТЭЦ связано с тем, что в газовой турбине в качестве рабочего тела при выработке электроэнергии используется не пар, а продукты сгорания топлива. Таким образом, водопотребление на выработку электроэнергии в ГТУ-ТЭЦ отсутствует, тогда как на традиционных паротурбинных ТЭЦ Башкирэнерго удельный показатель водопотребления составляет от 1,7 до 7,1 м<sup>3</sup>/МВт·ч, в среднем по энергосистеме – 3,7 м<sup>3</sup>/МВт·ч. В ГТУ-ТЭЦ также намного ниже удельное водопотребление на единицу тепловой энергии, так как тепло отпускается не с паром, а с горячей водой в замкнутую систему теплоснабжения и отсутствует использование воды на охлаждение в конденсаторах турбин. Дополнительное потребление и подготовка воды при этом требуются только на подпитку теплосети. Кроме того, в ГТЭС «Урал-2500Р» принята схема передачи тепла сетевой воде через промежуточный замкнутый контур горячей воды, подогреваемой выхлопными газами ГТУ. При этом потребление и подготовка воды производятся не постоянно, а периодически – только для заполнения замкнутого контура перед пуском ГТУ и для заполнения отдельных участков после ремонта. По результатам испытаний удельное водопотребление на единицу тепловой энергии в ГТЭС «Урал-2500Р» составило 0,01 м<sup>3</sup>/Гкал; в ГТЭ-10/95 – 0,63 м<sup>3</sup>/Гкал, тогда как

на традиционных ТЭЦ этот показатель колеблется от 0,82 до 3,0 м<sup>3</sup>/Гкал, составляя в среднем по энергосистеме 1,63 м<sup>3</sup>/Гкал. Сравнение удельных показателей водопотребления на оборудовании различных типов по данным за 1999 г. приведено в табл. 4.20.

Таблица 4.20

**Удельное водопотребление на электростанциях Башкирэнерго**

Электростанции	На единицу электроэнергии, м <sup>3</sup> /(МВт·ч)	На единицу тепла, м <sup>3</sup> /Гкал	На условное топливо, м <sup>3</sup> /т
Кармановская ГРЭС	3,8	–	12,10
Паротурбинные ТЭЦ*	3,7	1,63	11,30
ГТЭ-10/95	0	0,63	3,90
ГТУ ТЭЦ «Шигили»	0	0,01	0,04

\* – представлены данные по девяти ТЭЦ ОАО Башкирэнерго с оборотной схемой охлаждения.

Кроме значительного сокращения объемов сбрасываемых вод, ГТУ-ТЭЦ имеют преимущества по составу сбрасываемых загрязнителей: отсутствуют сбросы ванадия и никеля, содержащиеся в обмывочных водах при сжигании мазута; нет выноса меди и железа из циркуляционных контуров охлаждающей воды; за счет упрощенной водоподготовки намного ниже сбросы хлоридов, сульфатов и взвешенных. На водоподготовительных установках ГТУ-ТЭЦ отсутствуют предочистка (осветление) и обессоливание воды, применяется только умягчение воды с использованием Na-катионитовых фильтров. По предварительным оценкам суммарная масса сбрасываемых загрязнителей (сульфаты, хлориды, взвешенные) в удельном исчислении на единицу сожженного условного топлива составляет: 0,26 кг/т для ГТУ-ТЭЦ; 4,3 кг/т на традиционной ТЭЦ без обессоливания воды и 5,6 кг/т на ТЭЦ с обессоливающей установкой.

Основное воздействие ГТУ на загрязнение воздушного бассейна связано с выбросами оксидов азота. В среднем по ОАО Башкирэнерго на традиционном энергооборудовании уровень эмиссии оксидов азота составляет 300–400 мг/м<sup>3</sup> (концентрации NO<sub>x</sub> в дымовых газах, приведенные к избытку воздуха α = 1,4). При сжигании жидкого топлива (керосина) концентрации NO<sub>x</sub> составляли в зависимости от нагрузки 120–175 мг/м<sup>3</sup>. Здесь и далее концентрации NO<sub>x</sub> в выхлопных газах ГТУ даны приведенными к стандартному избытку воздуха α = 3,5. После перехода на сжигание газа эмиссия оксидов азота была снижена до 120 мг/м<sup>3</sup>.

Опыт доводочных работ на газотурбинных установках свидетельствует о возможности снижения выбросов оксидов азота на 30–40 %, что позволяет прогнозировать достижение в перспективе показателя на уровне 70–80 мг/м<sup>3</sup>. Более высокими экологическими показателями обладает ГТУ «Урал-2500Р», в которой концентрации оксидов азота не превышали 50 мг/м<sup>3</sup>, а оксида углерода – 100 мг/м<sup>3</sup>. Сравнительные характеристики эмиссии оксидов азота на оборудовании различных типов представлены в табл. 4.21.

Показатели ГТЭС «Урал-2500Р» сопоставимы с экологическими характеристиками лучших западных установок и полностью удовлетворяют требованиям



ГОСТ 29328-92 для новых создаваемых ГТУ на газообразном топливе. Зависимости концентраций оксидов азота в выхлопных газах (приведенных к  $\alpha = 3,5$ ) от электрической нагрузки газотурбинной установки показаны на рис. 4.52.

Таблица 4.21

**Эмиссии оксидов азота в различных типах энергооборудования**

Оборудование	Концентрация $\text{NO}_x$ , $\text{мг/м}^3$
Энергетические котлы ТЭС ОАО «Башкирэнерго» (приведенные к $\alpha = 1,4$ )	300–400
Существующие авиационные ГТД и энергетические ГТУ мощностью 25–150 МВт	100–270
ГТЭ-10/95	120
ГТЭС «Урал-2500Р»	50
Нормативы по ГОСТ 29328-92 на газе:	
– существующие ГТУ	150
– новые ГТУ	50

Следует также иметь в виду, что выбросы ГТУ обладают большей рассеивающей способностью в атмосфере вследствие относительно большого объема отработанных газов в результате повышенных избытков воздуха. Согласно методике ОНД-86 максимальное значение приземной концентрации обратно пропорционально корню кубическому от объема. Кроме того, по более сложной зависимости объем дымовых газов влияет на коэффициент, учитывающий условия выхода газов из устья трубы. Оценочный расчет для ГТЭ-10/95 показал, что за счет увеличенного объема выбросы ГТУ дают приземную концентрацию на 60 % ниже, чем альтернативный энергетический котел с таким же массовым выбросом загрязнителя. С учетом улучшенной рассеивающей способности выбросов в атмосфере для ГТЭ-10/95 была установлена относительно небольшая по высоте дымовая труба – 16 м. Для ГТЭС «Урал-2500Р» при проектной высоте трубы 25 м расчетные максимально-разовые концентрации в пос. Большеустыинское не превысили 0,1 ПДК по оксиду азота и 0,004 ПДК по диоксиду азота.

Измерения, проведенные на действующей ГТЭ-10/95, показали,

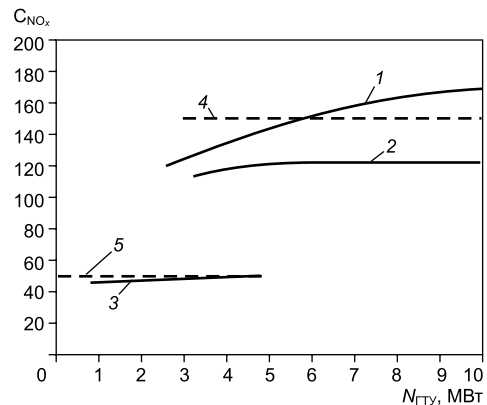


Рис. 4.52. Зависимость концентраций оксидов азота в выхлопных газах от электрической нагрузки ГТУ

1, 2 – ГТЭ-10/95 при работе на керосине и природном газе; 3 – ГТЭС «Урал-2500Р» при работе на природном газе; 4, 5 – норматив по ГОСТ 29328-92 соответственно для существующих и для новых ГТУ.

что уровень шума от ГТУ не намного отличается от шума, создаваемого обычным котельным оборудованием. В помещении котельной с ГТУ не изменился уровень шума в высокочастотном спектре, а в низкочастотном увеличение шума было незначительным (на 4 дБА). На территории промплощадки котельной с ГТУ уровень шума составлял 48–69 дБА и не превышал ПДУ, равный 75 дБА по СН 2.2, 4/2, 1.8.562-96. На границе жилой зоны, на расстоянии 600 м от ГТЭ-10/95 уровень звукового давления был ниже предельно допустимого уровня на 20–25 % на низких и средних частотах и на 40–45 % – на высоких.

В проекте ГТЭС «Урал-2500Р» шумовому воздействию было уделено особое внимание в связи с ее расположением в 300 м от границы жилой зоны (территории районной больницы). Результаты проведенных после пуска ГТУ измерений подтвердили эффективность предусмотренных проектом мероприятий по шумоглушению: измеренные эквивалентные уровни шума на промплощадке составляли 52 дБА при норме 75 дБА, а в жилой зоне на расстоянии 300 м от ГТУ – не превышали 40 дБА при норме 45 дБА.

*Система управления ГТУ-ТЭЦ.* Ее можно разделить на систему автоматического управления (САУ) газотурбинным двигателем, комплекс управления электростанцией (КУЭС) и автоматизированную систему управления (АСУТП) верхнего уровня, осуществляющую управление и контроль параметров всей ГТУ-ТЭЦ.

Все параметры двигателя, редуктора и генератора, их диагностика и состояние отображаются на станции оператора. Там же представлены параметры утилизационного контура и системы газоснабжения. Параметры ГТУ-ТЭЦ можно представить как в табличном, так и графическом виде, а протокол сообщений о работе станции выводится на бумажный носитель, что облегчает анализ аварийных ситуаций. Управлять работой станции можно как с клавиатуры, так и с помощью «мыши». В случае отказа системы управления ГТЭС или ошибки оператора предусмотрен резервный пульт индикации и управления, с помощью которого можно заблокировать исполнение ошибочных команд КУЭС ГТЭС и аварийно остановить ГТУ. Система управления ГТЭС предусматривает автоматическую работу станции, когда от оператора практически требуется только задание нагрузки станции, и ручное управление. При этом оператор может управлять отдельными системами ГТЭС, такими как подогрев опор генератора, подзарядка аккумуляторов, управление заслонками противообледенительной системы, включение и отключение статизма двигателя, а также некоторыми другими операциями, необходимыми как в процессе работы станции, так и при опробовании отдельных ее систем.

ГТУ-ТЭЦ работает на природном газе с давлением 1,2 МПа. Газ проходит очистку в фильтрах грубой очистки (фильтры ФГ-19) и тонкой очистки (БФ 1). Эффективность очистки – 40 мкм. Для предотвращения попадания в топливную систему двигателя продуктов коррозии подводящего трубопровода, газопровод после фильтров тонкой очистки и арматура, установленная на нем, выполнены из нержавеющей стали.

Подготовка станции к запуску занимает около часа. При этом основное время затрачивается на прогрев опор генератора, так как КУЭС выдает запрет на запуск ГТУ при температуре масла и вкладышей опор ниже 30 °С. Запуск

ГТУ производится сжатым воздухом с давлением 0,4 МПа, отбираемым от газотурбинного стартера ТА-6А, который представляет собой небольшой отдельно расположенный газотурбинный двигатель, используемый на самолетах в качестве вспомогательной силовой установки. Запускается ТА-6А от двух аккумуляторов от автомобиля КАМАЗ и работает на авиационном керосине (Т-1, ТС-1). Время его работы 7–8 мин, а запуск всей станции от момента пуска ТА-6А, до готовности принять нагрузку – не более 10 мин. Сюда входит прогрев ГТУ в течение 2 минут, после которого можно брать номинальную нагрузку.

Численность персонала, непосредственно занятого обслуживанием ГТУ-ТЭЦ составляет 13 человек. В вахте занято 2 человека: один – начальник смены, с правами машиниста ГТУ, второй – дежурный электромонтер. Организовано четыре вахты. В штате имеется слесарь по ремонту КИПиА, слесарь по ремонту тепломеханического оборудования и аппаратчица ВПУ, она же – уборщица производственных помещений. Все крупные ремонтные работы и сложные операции по техническому обслуживанию оборудования выполняются по договорам с предприятием-изготовителем ГТЭС и специализированными ремонтными предприятиями.

**Газотурбинная блок-ТЭЦ с ГТУ мощностью 6 МВт.** Для снижения дефицита энергии правительство г. Москвы, начиная с 2003 г., решило надстраивать районные тепловые станции (РТС) газотурбинными установками, преобразуя их в районные тепловые электрические станции (РТЭС). К концу 2008 г. ГТУ эксплуатируют: РТЭС Люблино – две установки ГТЭ-6 производства ЗАО «Уральский турбинный завод» («УТЗ»); РТЭС Пенягино, Курьяново, Переделкино и РТЭС № 3 г. Зеленограда – по две установки типа ГТУ-6РМ производства ОАО НПО «Сатурн».

Перечисленные агрегаты работают по схеме когенерации в составе газотурбинных надстроек (ГТН) существующих РТС. Выхлопные газы ГТУ направляются в водогрейные КУ, нагревая воду для нужд теплофикации соответствующего района города. На РТС Курьяново и Пенягино установлено по два газотурбинных агрегата ГТУ-6РМ с водогрейными котлами-утилизаторами [22]. Единичная электрическая мощность газотурбинного агрегата составляет 6 МВт. В состав энергетического блока ГТУ-6РМ входят газотурбинный двигатель ГТД-6РМ мощностью 6,5 МВт и КПД 25 %, турбогенератор, редуктор, входная улитка, газоотвод, маслосистемы двигателя и турбогенератора. Оборудование смонтировано на единой раме. Выхлопные газы после двигателя поступают в водогрейные котлы и далее через шумоглушители и дымовую трубу выбрасываются в атмосферу.

Особенность проекта, в отличие от ранее реализованных с применением ГТД-6РМ, – наличие теплозвукоизолирующего укрытия и бронезащитного кожуха двигателя. Укрытие двигателя оборудовано системами автоматического газового пожаротушения, пожарообнаружения и контроля загазованности, а также системами вентиляции, освещения. Блок вентиляторов устанавливается на крыше здания станции. Суммарный уровень шума от энергетических агрегатов не превышает 45 дБА на расстоянии 100 м от здания станции. Технические данные ГТУ указаны в гл. 2.

Цикловой воздух перед входом в двигатель очищается комплексным воздухоочистительным устройством. КВОУ (изготовление НПО «Сатурн»)

включает две ступени очистки воздуха – инерционные щелевые пылеотделители и воздушные мешочные фильтры накопительного типа. Воздухоочистительное устройство снабжено противообледенительной системой и байпасным клапаном.

Электроэнергия вырабатывается двумя синхронными двухполюсными генераторами переменного тока ТК-6-2РУХЛЗ производства ОАО «Привод» (г. Лысьва) частотой 50 Гц, мощностью 6 МВт, напряжением 10,5 кВ с бесщеточной системой возбуждения. Отвод воздуха из системы охлаждения турбогенератора производится через специальный короб за пределы машинного зала. Электрическая схема газотурбинной электростанции предусматривает параллельную работу турбогенераторов с сетью Мосэнерго. САУ газотурбинных агрегатов разработана и изготовлена компанией «АВВ Автоматизация» (г. Москва) на элементной базе концерна Alstom.

Для поддержания необходимого для работы ГТУ давления топливного газа (1,6–1,9 МПа) на линии газопровода установлена дожимная компрессорная станция ДКС (фирма «НОЭМИ», г. Москва). Ее основное оборудование – винтовые компрессоры блочного исполнения, установленные в контейнерах вне производственных помещений.

Выхлопные газы от газотурбинных двигателей проходят через осевые газоотводы в водогрейные котлы-утилизаторы КУВ-13,0/150, которые являются новой разработкой ИК «ЗиО-МАР». Технические характеристики КУВ при расчетной температуре наружного воздуха  $-30^{\circ}\text{C}$  и номинальной нагрузке ГТУ приведены в табл. 4.22.

Таблица 4.22

**Технические характеристики КУВ-13,0/150**

Показатель	Величина
Мощность котла, МВт	13,0
Температура воды на выходе из КУВ, $^{\circ}\text{C}$	150
Температура воды на входе в КУВ, $^{\circ}\text{C}$	70
Расход воды через КУВ, т/ч	139,7
Рабочее давление на входе в КУВ, МПа	1,4
Гидравлическое сопротивление КУВ, МПа	0,17
Аэродинамическое сопротивление при штатной работе через поверхность котла-утилизатора, Па	<2000

Котлы-утилизаторы (производство «ЗиО-Подольск») – вертикальной компоновки, газоплотного исполнения. Имеют внутреннюю теплозвукоизоляцию, шумоглушитель с тремя ступенями шумоглушения. Дымовые трубы КУ оборудованы дождевыми заслонками с электроприводом. Высота трубы составляет 50 м. Котлы опираются на собственный каркас, оборудованы площадками и лестницами для обслуживания контрольно-измерительных приборов и поверхностей нагрева.

На основном и байпасном газоходе КУ установлены шиберы с электроприводом, управляемым АСУ ТП станции. Работа через байпасный газоход

допускается во время пуска и при работе ГТУ на холостом ходу. Работа котлов-утилизаторов предусматривается совместно с оборудованием РТС. Автоматизированная система управления и контроля КУ является подсистемой АСУ ТП станции. Пуск ГТУ и КУ осуществляется по согласованному алгоритму. САУ котла осуществляет контроль технологических параметров, автоматическое регулирование, дистанционное управление исполнительными механизмами, а также технологические защиты и блокировки.

Корпуса машинных залов газотурбинных теплоэлектростанций смонтированы с применением современных технологий – использовались металлоконструкции и сэндвич-панели, выполненные из негорючих теплозвукоизоляционных материалов. Это значительно сократило сроки строительства, улучшены также тепло- и звукоизоляционные свойства здания по сравнению с кирпичными стенами. Административное здание с центральным щитом управления соединяется закрытым переходом с основным корпусом РТС.

При эксплуатации РТЭС были выявлены некоторые проблемы, возникающие при стандартном подходе к проектированию вспомогательных систем ГТУ, недостаточно учитывающем внешние и внутренние факторы их работы. При этом по некоторым оценкам 70–85 % увеличения эксплуатационных издержек приходится на потери от загрязнения двигателя во время работы, которое приводит к снижению КПД осевого компрессора на 0,5–3 %, полезной мощности ГТУ на 3–10 % и КПД ГТУ на 2–5 %. Правильный выбор, функционирование и диагностика состояния элементов КВОУ в индивидуальных условиях размещения энергетического объекта должны обеспечивать высокую надежность и экономичность работы ГТУ, исключая внеплановые остановки и тем более аварийные ситуации на оборудовании. В то же время проектированию систем КВОУ уделяется мало внимания в технической литературе. Новые рекомендации основаны на результатах испытаний КВОУ [23], используемых для газотурбинных двигателей на трех РТЭС: Люблино, Курьяново, Переделкино.

В составе воздухоочистительных устройств (рис. 4.53) ГТУ на первой ступени используют фильтрующие элементы (ФЭ) инерционного типа: на установках ГТЭ-6 РТЭС Люблино применяются циклонные блоки, на других ГТУ – инерционно-щелевые элементы. Пылесборники этих фильтров подсоединены к вентиляторам отсоса пыли.

Замеры атмосферной запыленности показали, что на ГТЭС-12 Курьяново она приблизительно в 4 раза выше, чем на РТЭС Люблино, хотя оба предприятия находятся на территории Юго-Восточного административного округа г. Москвы на расстоянии приблизительно 5 км друг от друга. В условиях экстренного ввода энергетических мощностей на предприятиях специалисты проектных организаций подбирали оборудование для ГТУ-надстроек, руководствуясь лишь общими требованиями не проводя тщательных посезонных обследований места расположений новых энергообъектов.

Вследствие недостатков конструкции и эксплуатации в воздушный тракт ГТУ могут попадать ее собственные продукты сгорания, а также набивка глушителей шума, ржавчина со стенок воздухопроводов, масло из подшипников. Наличие последнего приводит к интенсификации отложений в компрессоре в 2–3 раза.

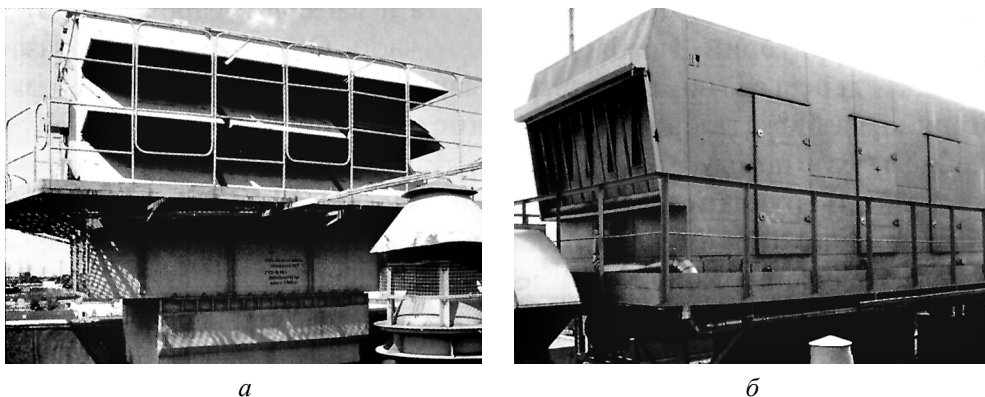


Рис. 4.53. Внешний вид КВОУ, поставленных в составе вспомогательного оборудования для ГТУ на РТЭС Люблино (а) и на ГТЭС Курьяново (б) [23].

Анализ проб сжатого в двигателе воздуха, взятых на установках ГТЭ-6 РТЭС Люблино, подтвердил, что основной причиной интенсивного загрязнения проточной части компрессора является образование масляной пленки на поверхности лопаточного аппарата при работе ГТУ в режиме холодной прокрутки или вентиляции. Отсутствие соответствующего наддува сжатым воздухом уплотнений подшипниковых стоек и несколько завышенное давление масла в системе смазки ГТД на этих режимах приводят к попаданию масляных паров и масла на вход компрессора.

Недостатки выбора места размещения КВОУ и некоторого вспомогательного оборудования особо показательны. На РТЭС Люблино используемые в оборотной системе охлаждения вентиляторные градирни типа «Росинка» расположены на крыше машинного зала ГТУ вблизи КВОУ (удаленность приблизительно 20 м). По этой причине в зимнее время при соответствующем направлении ветра унос капельно-воздушной смеси (парение) от градирен приводил к обледенению входных участков мультициклонных элементов и, соответственно, к снижению площади их проходного сечения. В результате уменьшался расход циклового воздуха и повышалось суммарное сопротивление воздухозаборного тракта ГТУ.

Для сохранения работоспособности ГТУ в конечном итоге открывали байпасные клапаны КВОУ и ограничивали нагрузку ГТУ, снижая ее до 4,5–5,5 МВт. Станция несла убытки из-за недовыработки электрической энергии, особенно если принять во внимание допустимое увеличение нагрузки ГТЭ-6 до 7,2 МВт при пониженных температурах наружного воздуха. Также ухудшались экономические показатели установки и снижалась надежность работы оборудования.

Недостатки проектных решений на ГТН с оборудованием НПО «Сатурн» можно было устранить, так как ГТЭС-12 Переделкино реализовывалась через полтора года после ГТЭС-12 Курьяново. В этот период были осуществлены еще два аналогичных проекта: ГТЭС-12 на РТС Пенягино и РТС № 3 в г. Зеленограде. Однако, недостатки, выявленные при эксплуатации первых из этих проектов, не учитывались при реализации последующих. Вентиляторы отсоса пыли из пылесборников инерционно-жалюзийных сепараторов распо-

ложены под днищем корпуса блока ФЭ КВОУ. Запыленный воздух после вентиляторов, выбрасываемый в атмосферу, попадает снова на вход всасывающей камеры системы воздухоподготовки. Выхлопы вестовых труб эксгаустеров системы суфлирования масла выведены на крышу машинного зала и расположены возле боковой стенки всасывающей камеры КВОУ. По проекту верхняя точка этих труб находилась на уровне крыши камеры. При безветренной погоде выхлопные масляные пары засасывались в КВОУ за счет тяги, создаваемой компрессором ГТУ. Выхлоп эксгаустеров масляной системы является источником тепла, и в зимнее время подтаявший под действием масляных паров снег может попадать во всасывающую камеру, вызывая износ ФЭ и элементов проточной части вентиляторов отсоса пыли.

При работе противообледенительной системы (ПОС) КВОУ, представляющей собой трубчатый воздуховоздушный подогреватель смешивающего типа, выпуск и подмешивание горячего воздуха, отбираемого от компрессора, к засасываемому атмосферному воздуху производится с помощью десяти коллекторов – труб с отверстиями. Коллекторы располагаются под погодными колпаками вертикально вдоль торцевой стенки камеры КВОУ, напротив воздухозаборов воздухоочистительных элементов.

Уровень шума при работе системы подогрева атмосферного воздуха при проектировании не регламентировался. В действительности истечение струй горячего воздуха через отверстия труб коллекторов происходит со значительным шумовым эффектом. А так как вблизи ГТУ-ТЭЦ расположены жилые районы, то для снижения шума, возникающего при работе ПОС, на РТЭС Переделкино были установлены шумоизолирующие колпаки с обеих сторон, где расположены воздухозаборные секции всасывающей камеры КВОУ. С другой стороны, это способствовало засасыванию в КВОУ пыли от вентиляторов ее отсоса и масляных паров.

## 12.2. Энергоблоки «ГТУ+КУ» на площадках действующих ТЭЦ

*ГТУ LM2500+КУВ 35/150 на площадке Белгородской ТЭЦ [24].* Белгородская теплоэлектроцентраль (установленная электрическая мощность составляет 25,6 МВт, тепловая – 385 Гкал/ч) является основным источником, покрывающим тепловые нагрузки центрального и северного районов города. Эксплуатирующиеся на ней паровые турбины 1949–1955 гг. выпуска выработали назначенный ресурс. Ввод в эксплуатацию газотурбинных установок согласно инвестиционной программы ОАО «ТГК-4» (2003 г.) обеспечит независимость областного центра от внешних поставок электроэнергии. Стоимость проекта составляет  $\approx 100$  млн USD. Расширение БТЭЦ осуществляется путем установки двух газотурбинных энергоблоков по 33 МВт. Выбор ГТУ LM2500 был обусловлен их высоким КПД, небольшим сроком изготовления, монтажа и пусконаладочных работ, маневренностью, коротким временем пуска и взятия номинальной нагрузки, низким уровнем выбросов  $\text{NO}_x$ . Кроме того, имелась возможность использования опыта эксплуатации ГТУ данного класса мощности – LM2500+ на ТЭЦ «Луч», построенной за 9 месяцев и введенной в конце 2005 года, возможно использование единого оборудования для обучения, эксплуатации, применение имеющегося комплекта запчастей. В августе–

сентябре завершены работы по монтажу и наладке электротехнического оборудования и САУ ГТУ, в октябре 2007 г. произведены пробные пуски ГТУ, а в начале ноября персонал фирмы GE приступил к настройке камеры сгорания. 28 ноября 2007 г. газотурбинная часть Белгородской ТЭЦ мощностью 66 МВт запущена в опытно-промышленную эксплуатацию. Сухая малоэмиссионная камера сгорания (DLE) с системой предварительного смешения топливовоздушной смеси дает эмиссию оксидов азота в пределах 25 ppm (при содержании 15 % O<sub>2</sub>) в сухих продуктах сгорания.

Использование блочно-модульных ГТУ на открытой площадке дает возможность эксплуатации при отрицательных температурах и снижает каплевложения. Мощность оборудования выбиралась исходя из загрузки ГТУ по горячему водоснабжению в летнее время с учетом перспективы роста в ближайшие 3–5 лет, т. е. предполагается практически базовый режим работы ГТУ по теплу и электроэнергии. Водогрейная часть ТЭЦ работает только в отопительный период.

Новая станция работает в когенерационном цикле, что дает возможность достичь максимальных значений коэффициента использования топлива до 85 %. К подбору оборудования и качеству строительных работ предъявлялись самые жесткие требования, поскольку станция находится в черте города, поэтому она должна удовлетворять соответствующим российским нормам по уровню шума и загрязнения окружающей среды. Концентрация вредных выбросов установок по оксидам азота не превышает 25 ppm. Удельные расходы топлива составляют не более 240 г/кВт·ч на отпуск электроэнергии и 120 кг/Гкал на отпуск тепла (до реконструкции – 405 г/кВт·ч и 141 кг/Гкал соответственно).

*Газотурбинная установка LM2500* является авиапроизводной двухвальной газотурбинной установкой с высокоскоростной силовой турбиной. Газогенератор состоит из осевого 17-ступенчатого компрессора со степенью повышения давлений 22 и 2-ступенчатой осевой турбины. В отличие от изображенной на рис. 2.36 конструктивной схемы ГТУ, свободная силовая турбина выполнена 2-ступенчатой; через редуктор она приводит в действие электрогенератор.

*Водогрейный котел-утилизатор КУВ-35/150* (его технические параметры представлены в табл. 3.18) поставлен на станцию ОАО «ИК «ЗиО-МАР». Котел-утилизатор допускает работу при изменении расхода и температуры продуктов сгорания за ГТУ, обусловленном изменением температуры наружного воздуха от –35 до +38 °С и изменением нагрузки ГТУ в диапазоне 50–100 % от номинальной. Максимально допустимая температура продуктов сгорания за ГТУ – 550 °С; на номинальном режиме  $\theta_{кы} = 505$  °С,  $\theta_{yx} = 95$  °С, расход воды через КУВ составляет 454,7 т/ч.

Котел-утилизатор имеет вертикальную компоновку, собственный каркас, газоплотную внутреннюю обшивку, внешнюю теплозвукоизоляцию, декоративную обшивку. На каркасе котла с внешней стороны прикреплены теплозвукоизолирующие панели. Над котлом-утилизатором устанавливается дымовая труба. Ствол трубы имеет собственный каркас, совмещенный с каркасом котла. Внутренний диаметр трубы для прохода газов – 2,5 м, отметка среза трубы – 60 м. На входе в дымовую трубу котла-утилизатора установлена дождевая заслонка с электроприводом и дренажем для защиты шумоглуши-



теля и поверхности нагрева от атмосферных осадков и поддержания котла-утилизатора в горячем резерве при остановках.

Котел газоплотный, выполненный с учетом возможного избыточного давления газов на срезе выходного фланца ГТУ 4,6 кПа (включая хлопок – 3 кПа). Поверхность нагрева котла выполнена из труб со сплошным наружным спирально-ленточным оребрением. Поверхность нагрева дренируема. Конструкция КУ обеспечивает монтаж котла как поставочными, так и монтажными блоками с укрупнением их на площадке строительства по условиям монтажа. Поставка поверхности нагрева производится блоком заводского изготовления с максимальной укомплектованностью деталями.

Для обеспечения работы ГТУ установлены две газодожимные винтовые компрессорные установки (табл. 4.23) производства Enerproject SA (Швейцария), с помощью которых поступающий на электростанцию газ дожимается до необходимой для работы ГТУ величины. Исполнение ДК контейнерного типа, что позволяет выполнить монтаж в течение двух-трех дней. Компрессорная установка сконструирована и построена для режима интенсивного применения и имеет следующие показатели:

- наработка на отказ 14 тыс. ч;
- межремонтный ресурс 40 тыс. ч;
- назначенный ресурс (срок службы) 150 тыс. ч;
- коэффициент готовности 98 %;
- надежность 99 %.

Таблица 4.23

**Характеристики дожимного топливного компрессора EGSHI-S-200/1250 WA**

Показатель	Величина
Давление всасывания, МПа	0,4
Давление нагнетания, МПа	3,7
Степень сжатия	9,25
Расчетная производительность в стандартных условиях, нм <sup>3</sup> /ч	10 000
Диапазон регулирования производительности, %	0–100
Остаточное содержание масла в условиях нагнетания, ppm	1
Габариты (Д×Ш×В), м	12×2,5×3,5
Масса, т	35

Программно-технический комплекс (ПТК) АСУТП Белгородской ТЭЦ, изготовленный фирмой НПФ «Ракурс», объединяет в единый комплекс отдельные локальные системы автоматического управления, технологические и электрические объекты станции. ПТК реализован на базе системы PCS7 (Siemens). В качестве контроллеров выбраны резервированные контроллеры серии S7-400N и удаленные контроллерные станции ввода–вывода ET200M. АСУТП представляет собой распределенную систему управления, включающую нижний и верхний уровень. Нижний уровень состоит из четырех подсистем – систем контроля и управления (СКУ):

- СКУ энергоблока № 1, управляющая газотурбинной установкой (ГТУ-1), котлом-утилизатором (КУВ-1) и газодожимным компрессором (ДК-1);
- СКУ энергоблока № 2, управляющая газотурбинной установкой (ГТУ-2), котлом-утилизатором (КУВ-2) и газодожимным компрессором (ДК-2);
- СКУ теплосети, управляющая насосными станциями и теплосетью (действующее оборудование);
- СКУ общестанционного и электротехнического оборудования, управляющая пунктом подготовки газа и распределительными устройствами.

Подсистемы включают в свой состав один резервированный контроллер. Ввод–вывод сигналов осуществляется по дублированной управляющей оптико-волоконной сети Profibus-DP (с использованием преобразователей Siemens OLM) через удаленные контроллерные станции ввода–вывода ET200M. Контроллерные станции ввода–вывода размещаются вблизи мест подключения к технологическому оборудованию. Контроллеры подсистем связаны между собой и с верхним уровнем ПТК по дублированной системной шине.

В состав верхнего уровня ПТК Белгородской ТЭЦ входят:

- дублированный сервер ввода–вывода;
- станция архивирования данных;
- станция связи;
- автоматизированные рабочие места;
- система единого времени.

*Электротехническое оборудование.* Для выдачи мощности от ГТУ в сеть 110 кВ от блочных трансформаторов по 40 МВА проложен 5-жильный кабель 110 кВ протяженностью более 500 метров до КРУЭ-110 кВ по эстакаде в обход существующих объектов ТЭЦ. КРУЭ производства фирмы «АРЕВА» состоит из 8 ячеек и представляет собой две системы шин. В результате врезки в линию 110 кВ Белгород–Фрунзенская появились две линии 110 кВ: Белгород–Белгородская ТЭЦ и Фрунзенская–Белгородская ТЭЦ с отпайкой на ПС – 110 кВ «Стрелецкая», которые обеспечивают транзит электроэнергии через шины КРУЭ БТЭЦ.

В главном корпусе в РУСН-6 кВ и 10 кВ установлены ячейки производства «МЭЩ» и два трансформатора ТСЗС 1000/10. В РУСН-0,4 кВ установлены шкафы типа КРУЗАП завода «Прогресс», рядом расположены два щита постоянного тока с зарядными устройствами, смонтированы две аккумуляторные батареи. Коммутационные аппараты и трансформаторы собственных нужд немагнитонаполненные, за счет чего снижается их пожароопасность и повышается надежность работы.

Основной трудностью было размещение и строительство объектов на территории действующей станции с работающими подземными и надземными коммуникациями, построенной еще в 1938 г. Размещение на строительной площадке техники, элементов оборудования проходило в достаточно стесненных условиях. Отслужившее свой век паротурбинное оборудование БТЭЦ выводится из эксплуатации.

*ГТУ UGT16000+КУВ-30 на площадке Кзыл-Ординской ТЭЦ.* Газотурбинная ТЭЦ мощностью 50 МВт, в г. Кзыл-Орда спроектирована и построена на площадке действующей ТЭЦ предприятием АК «Южтрансэнерго» (г. Запоро-

жье) [25]. Первый и второй блоки были переданы в опытную эксплуатацию в течение 2005 года, а 1 декабря 2005 года был запущен третий блок, после чего станция вышла на проектную мощность. ООО «Энерготехпром» (г. Днепрпетровск) по заданию АК «Южтрансэнерго» и ОАО «Актобемунай-финанс» разработало проектно-сметную документацию на строительство ГТУ-ТЭЦ. Номинальная тепловая мощность станции составляет 90 Гкал/ч. Площадка для строительства ГТУ-ТЭЦ размещена на территории существующей Кзыл-Ординской ТЭЦ-6, что позволило существенно сократить капитальные затраты. Общий вид на котлы-утилизаторы ГТУ-ТЭЦ показан на рис. 4.54.

Основное оборудование ГТУ-ТЭЦ – три газотурбинные установки UGT16000 единичной мощностью (в условиях ISO) 15,4 МВт. Каждая установка комплектуется: газотурбинным двигателем ДЖ59ЛЗ (ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»); электрическим генератором ТС-20-2УЗ мощностью 20 МВт (ОАО «Привод»). Утилизация тепла выхлопных газов ГТУ осуществляется в водогрейных котлах-утилизаторах КУВ-30. Мощность каждого котла-утилизатора в утилизационном режиме составляет 20 Гкал/ч. Для достижения заданной производительности 30 Гкал/ч котел-утилизатор оборудован камерой дожигания. В машинном зале установлены ГТУ со вспомогательным оборудованием. Котлы-утилизаторы открытой установки смонтированы над кровлей здания машинного зала. Общая тепловая мощность ГТУ-ТЭЦ полностью обеспечивает базовую часть графика тепловых нагрузок г. Кзыл-Орда. Удельные показатели станции на отпуск продукции составили: электроэнергии – 275,5 г у. т./кВт·ч; тепла – 165,0 кг у. т./Гкал.



Рис. 4.54. Общий вид котлов-утилизаторов КУВ-30 башенной конструкции производства АК «Южтрансэнерго».

Основные отличительные особенности реализованного проекта:

- топливо – централизованно очищенный и подготовленный попутный нефтяной газ Южно-Тургайского месторождения, на ГТУ-ТЭЦ осуществляется доочистка газа;
- основное оборудование ГТУ-ТЭЦ работает параллельно с существующей теплоэлектроцентралью, вспомогательное оборудование ТЭЦ обеспечивает подпитку существующих тепловых сетей, выдачу электрической и тепловой мощности электростанции;
- применение водогрейных котлов-утилизаторов КУВ-30 с дожигающими горелочными микрофакельными устройствами, способных работать в утилизационном режиме и с дожиганием топлива;

- двухконтурная схема теплофикационной установки с применением малогабаритных пластинчатых водоводяных теплообменников производства фирмы SVEP International, позволившая обеспечить внутренний контур и котлы-утилизаторы качественной питательной водой, с защитой от гидроударов;
- применение установки комплексной обработки подпиточной воды греющего контура комплексонами;
- применение в здании ГТУ-ТЭЦ несущего каркаса, одновременно являющегося опорной конструкцией котла-утилизатора и дымовой трубы;
- применение частотного регулирования производительности насосов греющего контура;
- релейная защита блоков выполнена с применением шкафов микропроцессорных защит производства завода «ЭКРА» (г. Чебоксары).

Во время пуска третьего блока два первых работали на внешнюю сеть и имели следующие показатели: электрическая мощность – 16,7 МВт на валу генератора; производительность котла-утилизатора – 20,5 Гкал/ч (в утилизационном режиме).

**ГТУ НК-37+КУ на Безьянской и Казанской ТЭЦ.** В августе 1999 г. началась эксплуатация теплоэлектростанции на Безьянской ТЭЦ г. Самары, созданной совместно с ОАО «Самараэнерго» (рис. 4.55). Это первая в России

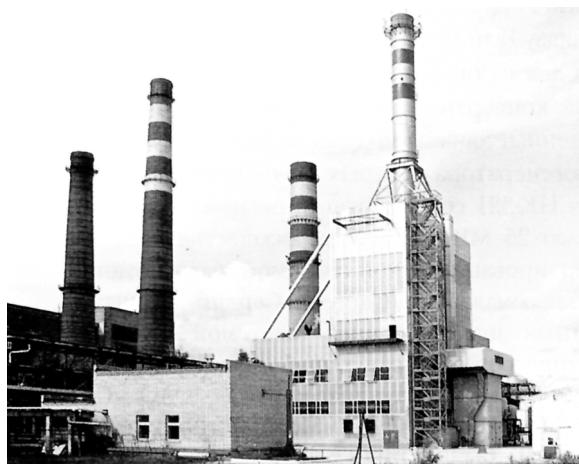


Рис. 4.55. Общий вид энергоблока ГТУ НК-37+КУ на Безьянской ТЭЦ [26].

промышленная теплоэлектростанция с газотурбинным двигателем авиационного типа НК-37 и водогрейным котлом-утилизатором ТКЗ «Красный котельщик»; электрическая мощность 25 МВт и тепловая – 33 Гкал/ч, КПД – 37 %, Кит – 85–88 % [26].

В основу проектирования блока теплоэлектростанции заложен модульный принцип. Он позволяет комбинировать расположение модулей теплоэлектростанции в зависимости от требований заказчика для конкретных условий установки и эксплуатации. Стоимость

одного киловатта установленной мощности блока теплоэлектростанции с двигателем НК-37 оценивается в пределах 350–400 USD в зависимости от комплектации.

Теплоэлектростанция успешно эксплуатируется, удельный расход условного топлива при выработке электроэнергии составляет 178 г/кВт·ч – против 360 г/кВт·ч на основной паротурбинной Безьянской ТЭЦ.

Проект установки двух энергоблоков на основе газотурбинного двигателя НК-37 мощностью 25 МВт и комбинированного котла-утилизатора на площадке Казанской ТЭЦ-1 разработан организацией РУП «БелНИПИ-Энерго-

пром» (г. Минск). Упрощенная структурная схема энергоблока представлена на рис. 4.56 [27].

Согласно проекту два газодожимных компрессора производства ОАО «Казанькомпрессормаш», находясь в отдельно стоящем укрытии. Газотурбинные двигатели с генераторами поставляются в контейнерах с высокой степенью заводской готовности и устанавливаются на площадке перед котельным отделением первой очереди Казанской ТЭЦ-1, где размещаются два котла-утилизатора. Пар давлением 3,0 МПа и горячая вода подключаются к существующим схемам отпуска пара и горячего водоснабжения. Проект первого этапа предусматривает возможность использования в тепловой схеме существующей паровой турбины, что позволит более экономично использовать генерирующее оборудование в различных режимах с увеличением электрической мощности на 10–15 МВт.

На ГТУ-ТЭЦ используется система водоподготовки Казанской ТЭЦ-1. Минимальных затрат требует и реализация схемы выдачи электрической мощности блоков ГТУ. Так, например, расчеты показали допустимость подключения новых генераторов мощностью не более 25 МВт к существующему генераторному распределительному устройству (ГРУ) напряжением 6 кВ, имеющему связь с закрытым распределительным устройством (ЗРУ) 110 кВ. Подключение генераторов осуществляется кабельными ЛЭП. Основой электростанции является экономичный газотурбинный привод НК-37, выполненный по двухкаскадной схеме со свободной турбиной, предназначенной для прямого привода генератора.

В газотурбинной электростанции применен котел-утилизатор ТКЗ «Красный котельщик» со следующими основными характеристиками:

- расчетный ресурс элементов КУ – 200 тыс. ч;
- расчетный срок службы котла-утилизатора – 40 лет;
- средняя наработка на отказ – 6600 ч;
- срок службы между капитальными ремонтами – 6 лет;
- давление пара за котлом – 3,0 МПа;
- температура пара за котлом –  $390 \pm 10$  °С.

Расчетные характеристики газового подогревателя сетевой воды (ГПСВ) котла-утилизатора:

- производительность – 9–12 Гкал/ч;
- давление воды перед ГПСВ – 1,5 МПа;
- давление воды за ГПСВ – не менее 0,95 МПа;
- температура воды перед ГПСВ – 70 °С;
- температура воды за ГПСВ – 90 °С.

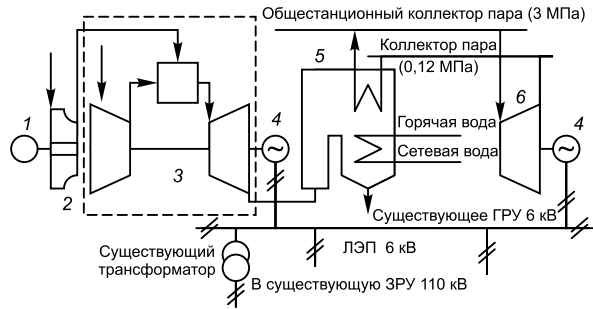


Рис. 4.56. Упрощенная структурная схема энергоблока на базе НК-37 [27]:

1 – электродвигатель; 2 – дожимной компрессор; 3 – газотурбинный двигатель; 4 – генератор; 5 – котел-утилизатор; 6 – паровая турбина на 3 МПа.

В проекте применен генератор Т25 производства ОАО «Привод». Использование в строящейся электростанции надежных и апробированных в эксплуатации комплектующих гарантирует достижение технических характеристик, представленных в табл. 4.24.

Таблица 4.24

**Технические характеристики ГТУ-ТЭЦ на номинальном режиме**

Показатель	Величина
Номинальная электрическая мощность на клеммах генератора, не менее, МВт	25,5
Тепловая мощность КУ при $\theta_{yx} = 110$ °С, Гкал/ч	28
Электрический КПД, %	35,4
Кит, %	84,0
Расход выхлопных газов ГТУ, кг/с	97,3
Гарантийный ресурс, не менее, ч	8 000
Ресурс ГТУ до первого капитального ремонта, ч	25 000
Ресурс ГТУ между капитальными ремонтами, ч	25 000
Средняя наработка на отказ в базовом режиме использования, не менее, ч	3 500
Коэффициент готовности в базовом режиме использования, не менее	0,98

### 13. О ВОЗМОЖНОСТИ ЭКОНОМИИ ПРИРОДНОГО ГАЗА НА ОТОПИТЕЛЬНОЙ ГТУ-ТЭЦ С ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ

**Постановка вопроса и основные параметры.** В разделе 2 второй главы первой части данного Справочного пособия были подробно рассмотрены энергетические характеристики установок комбинированного производства тепловой и электрической энергии. Показано, что эффективность производства обезличенной энергии (тепловой и электрической в сумме), характеризуемая коэффициентом полезного использования теплоты топлива (Кит), в когенерационных установках выше, чем эффективность раздельного производства тех же количеств теплоты и электроэнергии, т. е. требует меньших затрат топлива. Однако, это не означает, что простое превращение моногенерирующей установки, вырабатывающей один вид энергии – тепловую или электрическую, в когенерационную однозначно приводит к экономии природного газа, как топлива. Так, например, ввод когенерационных электрогенерирующих мощностей с использованием природного газа и вывод из эксплуатации эквивалентных мощностей тепловых электростанций, работающих на угле, приводит к экономии топливного эквивалента, но одновременно и к перерасходу природного газа.

Внедрение когенерационных технологий на конкретном предприятии позволяет получить экономию природного газа в том случае, если таковой использовался для раздельного производства тепловой и электрической энергии. Если природный газ используется только для собственной электрогенерирующей установки предприятия, превращение ее в когенерационную не

потребуется увеличения расхода топлива, но и не обеспечит его экономию. В этом случае прибыль от когенерационной технологии обеспечивается за счет реализации «бесплатного» (полученного без затрат топлива) дополнительного продукта – теплоты.

Аналогичная ситуация будет иметь место и при построении когенерационной установки на сбросной теплоте базового теплогенерирующего объекта (например, печи) по парогазовому циклу. В этом случае «бесплатно» будет вырабатываться электрическая энергия. Если же когенерационную установку строить на базе теплогенерирующего объекта по сбросной схеме (например, на базе котельной районного теплоснабжения), то для обеспечения номинальной тепловой мощности базового объекта потребуется увеличение расхода природного газа по сравнению с базовым вариантом. Это объясняется тем, что в рассматриваемой схеме между котлом и тепловым двигателем происходит неравноценный обмен энергией: котел получает от двигателя со сбросными газами теплоты меньше, чем теплота переданная двигателю топливом, на величину выработанной двигателем электроэнергии. Указанный дефицит теплоты должен быть компенсирован сжиганием дополнительного топлива, эквивалентного выработанной электроэнергии  $\Delta B = 0,123N_э/\eta_к$  (кг/ч). Поскольку в моноэнергетическом цикле для выработки  $N_э$  электроэнергии требуется топлива  $B_{кв} = 0,123N_э/\eta_э$  (кг/ч), то стоимость электроэнергии, выработанной в когенерационном цикле будет в  $B_{кв}/\Delta B = \eta_к/\eta_э$  раз меньше, чем электроэнергии, выработанной в автономной установке. Таким образом, когенерационная установка, выполненная по сбросной схеме на базе отопительного котла, вырабатывает за счет сжигания дополнительного топлива дешевый дополнительный продукт – электроэнергию, что и обуславливает ее высокую энергетическую эффективность. Однако использование только когенерационных технологий не позволяет, как видим, обеспечить снижение расходов природного газа в системе коммунального теплоснабжения. Последнее можно достичь, если дополнительный продукт когенерационной установки – электроэнергию преобразовать в базовый – теплоту с помощью обратного термодинамического цикла, реализуемого в тепловом насосе.

Схема комбинированной установки на базе ГТУ-ТЭЦ и теплового насоса, показана на рис. 4.57. ГТУ-ТЭЦ 1, включающая ГТУ 2 и котел-утилизатор 4, отдает произведенную теплоту  $Q_{тф}$  непосредственно в теплосеть, а выработанную электроэнергию  $N_э$  (полностью или частично) – тепловому насосу, также подключенному по контуру конденсатора к тепловой сети (с производи-

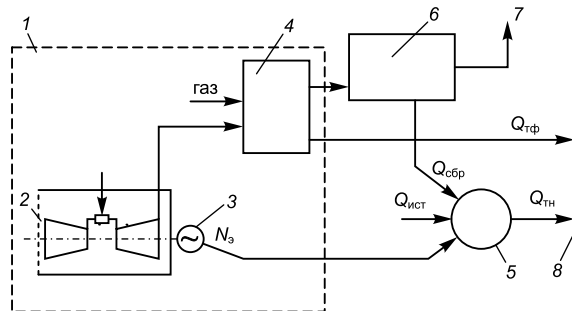


Рис. 4.57. Тепловая схема ГТУ-ТЭЦ с тепловым насосом:

1 – ГТУ-ТЭЦ; 2 – ГТУ; 3 – генератор; 4 – КУ; 5 – тепловой насос (ТН); 6 – утилизатор сбросной теплоты КУ; 7 – в дымовую трубу; 8 – теплосеть.

тельностью  $Q_{\text{ТН}}$ ). Тепловой насос может использовать ГТУ непосредственно как механический привод, что удешевляет установку и делает ее более эффективной. Источником низкопотенциальной теплоты для ТН традиционно является окружающая среда (воздух, грунт, теплота рек и водоемов), а также сбросная теплота технологических процессов. Особенностью данной тепловой схемы является то, что до 20–25 % требуемой для ТН теплоты может быть обеспечено за счет глубокой утилизации при помощи теплообменника  $b$  теплоты уходящих из КУ дымовых газов, включая теплоту конденсации практически всей влаги, содержащейся в продуктах сгорания природного газа. Это не представляет технических трудностей, т. к. охладителем для теплообменника  $b$  служит теплоноситель испарительного контура ТН с температурой ниже 10 °С. Появляется также возможность использовать рассматриваемую комбинированную установку для генерирования холода, решая одновременно задачу обеспечения ТН низкопотенциальной теплотой.

Высокая энергетическая эффективность данной схемы определяется практически полным использованием теплоты топлива, сжигаемого в двигателе, низкой стоимостью электрической (механической) энергии, вырабатываемой ГТУ-ТЭЦ для ТН и возможностью одновременного генерирования теплоты и холода при общей затрате энергии в ТН, т. е. без затрат топлива на автономное генерирование холода. Производство холода в данном случае является утилизацией сбросной энергии теплонасосной установки.

Выполним сравнение топливной эффективности ГТУ-ТЭЦ с ТН и современной котельной, имеющей  $\eta_k \geq 0,92$ . Отметим, что в котле-утилизаторе может осуществляться дожигание топлива с относительным расходом  $\beta = B_{\text{д}}/B_{\text{кк}}$  и выработкой  $Q_{\text{д}} = B_{\text{д}} Q_{\text{н}}^{\text{п}}$ . В энергетическом балансе установки потери теплоты на излучение и внешнее охлаждение корпуса учитываются при помощи коэффициента  $k_{\text{пот}} = Q_{\text{пот}}/Q_{\text{кк}} \approx 0,04-0,05$ . Долю электрической мощности ТЭЦ, используемую в тепловом насосе, обозначаем коэффициентом  $\mu = N_{\text{ТН}}/N_{\text{э}}$ .

**Влияние различных факторов на экономию топлива.** Суммарная тепловая мощность комбинированной установки на базе ГТУ

$$Q_{\text{Т}} = Q_{\text{ТФ}} + Q_{\text{ТН}} = (Q_{\text{ГТ}} + Q_{\text{д}})\eta_{\text{КУ}} + Q_{\text{ТН}}, \quad (4.80)$$

где  $\eta_{\text{КУ}}$  – КПД котла-утилизатора;  $Q_{\text{ГТ}}$  – тепловая мощность выхлопных газов ГТУ;  $Q_{\text{ТН}} = \varphi N_{\text{ТН}} = \varphi \mu N_{\text{э}}$  – тепловая мощность, отдаваемая в сеть тепловым насосом ( $\varphi$  – коэффициент преобразования теплового насоса).

С учетом соотношений

$$N_{\text{э}} = Q_{\text{кк}}\eta_{\text{э}}, \quad Q_{\text{ГТ}} = Q_{\text{кк}}(1 - \eta_{\text{э}} - k_{\text{пот}}), \quad Q_{\text{д}} = \beta Q_{\text{кк}}, \quad Q_{\text{кк}} = B_{\text{кк}} Q_{\text{н}}^{\text{п}}$$

уравнение 4.80 преобразуется к виду

$$Q_{\text{Т}} = B_{\text{кк}} Q_{\text{н}}^{\text{п}} \{ [\beta + (1 - \eta_{\text{э}} - k_{\text{пот}})]\eta_{\text{КУ}} + \varphi \mu \eta_{\text{э}} \}. \quad (4.81)$$

Для генерирования эквивалентной тепловой мощности в отдельном котле, имеющем КПД –  $\eta_{\text{к}}$ , требуется расход топлива

$$B_{\text{к}} = Q_{\text{Т}} / (Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{к}}).$$

Экономия топлива, расходуемого на ГТУ-ТЭЦ с тепловым насосом, по сравнению с эквивалентным по тепловой мощности автономным котлом равна



$$\Delta B = B_k - (B_{kc} + B_d) \text{ и } \overline{\Delta B} = \frac{\Delta B}{B_k} = 1 - \frac{B_{kc}(1 + \beta)}{B_k}.$$

После преобразований

$$\overline{\Delta B} = 1 - \frac{(1 + \beta)\eta_k}{[1 + \beta - \eta_3 - k_{\text{пот}}]\eta_{\text{ку}} + \varphi\mu\eta_3}. \quad (4.82)$$

Из уравнения 4.82 следует, что экономия топлива на ГТУ-ТЭЦ с ТН тем больше, чем выше КПД котла-утилизатора, КПД ГТУ и большая доля электрической мощности ГТУ используется в ТН, чем ниже КПД автономного эквивалентного котла, меньше потери теплоты двигателя  $k_{\text{пот}}$ . Видно также, что чем выше  $\varphi$ , тем больше экономия топлива, т. е. эффективность комбинированной установки в системе горячего водоснабжения ( $\varphi = 3 \div 4$ ) выше, чем в отопительной системе ( $\varphi = 1,7 \div 2,2$ ). С увеличением  $\beta$  снижается экономия топлива даже с учетом роста  $\eta_{\text{ку}}$ , связанного с дожиганием топлива в КУ.

На рис. 4.58 показана зависимость относительной экономии топлива от КПД применяемого теплового двигателя (ГТУ) при параметре  $\varphi$ . Как видим, приращение экономии топлива с увеличением КПД применяемого в установке двигателя практически не зависит от коэффициента преобразования ТН и составляет в среднем 2 % приращения  $\Delta B$  на каждый процент повышения  $\eta_3$ . Однако, абсолютное значение экономии топлива растет с увеличением коэффициента преобразования. Зависимость  $\Delta B = f(\varphi)$ , рассчитанная для случая полного использования электроэнергии, выработанной ГТУ-ТЭЦ, для привода ТН ( $\mu = 1$ ) при  $\eta_3 = 0,3$  показана на рис. 4.59 (кривая 1). Как видно из графика при  $\varphi = 7$  экономия топлива превысит 60 % даже при использовании ГТУ с  $\eta_3 = 0,3$ . Если применить ГТУ с  $\eta_3 = 0,42$ , то при  $\varphi = 7$  экономия топлива достигнет 72 % (рис. 4.58, кривая 4).

Как уже отмечалось, с уменьшением доли используемой в ТН электроэнергии ГТУ-ТЭЦ ( $\mu < 1$ ) относительная экономия топлива уменьшается (рис. 4.59).

Режим  $\mu = 0$  соответствует работе установки с отключенным ТН. В этом случае, как следует из рис. 4.59, установка будет работать с перерасходом на 88 % (при  $\beta = 0$ ) топлива по сравнению с котлом той же тепловой мощности (кривые 2 и 5).

Режим работы ГТУ-ТЭЦ с  $\overline{\Delta B} = 0$  осуществляется при условии  $\mu = \mu^{\text{пр}}$ , где

$$\mu^{\text{пр}} = \frac{\eta_k - (1 - \eta_3 - k_{\text{пот}})\eta_{\text{ку}}}{\varphi\eta_3}. \quad (4.83)$$

При  $\mu < \mu^{\text{пр}}$  установка ГТУ-ТЭЦ с ТН будет работать с перерасходом топлива. Следует, однако, иметь в виду, что по мере уменьшения  $\mu$  и снижения экономии топлива возрастает доля «свободной» электроэнергии ГТУ-ТЭЦ:

$$N_3^{\text{св}} = N_3(1 - \mu). \quad (4.84)$$

Поэтому коэффициент  $\mu$  для таких комбинированных установок должен выбираться на основе технико-экономических расчетов.

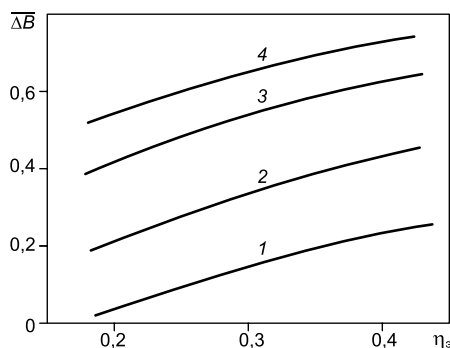


Рис. 4.58. Зависимости экономии топлива ГТУ-ТЭЦ с ТН от  $\eta_g$  ГТУ и  $\varphi$  при  $\beta = 0$ ,  $\eta_k = 0,92$ ,  $\eta_{ky} = 0,75$ ,  $\mu = 1$ ,  $k_{пот} = 0,05$ .  
 1 –  $\varphi = 2$ ; 2 – 3; 3 – 5; 4 – 7.

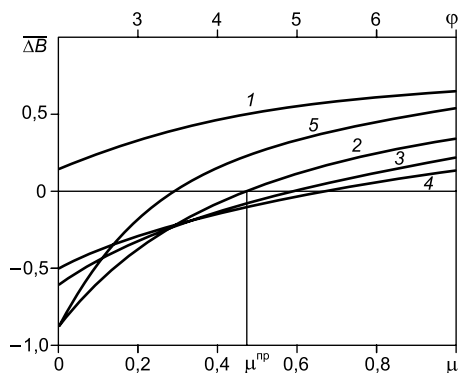


Рис. 4.59. Зависимости экономии/перерасхода топлива в ГТУ-ТЭЦ с ТН при  $\eta_g = 0,3$ ,  $\eta_k = 0,92$ ,  $\eta_{ky} = 0,75$ ,  $k_{пот} = 0,05$ .  
 1 –  $\Delta B = f(\varphi)$  при  $\mu = 1$ ,  $\beta = 0$ ;  
 2–5 –  $\Delta B = f(\mu)$  (2–4 при  $\varphi = 3$ ; 5 – при  $\varphi = 5$ ;  
 2, 5 – при  $\beta = 0$ ; 3 – при  $\beta = 0,5$ ; 4 при  $\beta = 1,0$ ).

На рис. 4.59 показано также влияние дожигания топлива в КУ на величину относительной экономии  $\Delta B$ . Видно, что увеличение  $\beta$  уменьшает экономию топлива и тем сильнее, чем ниже коэффициент преобразования теплового насоса. Однако, с другой стороны, с увеличением  $\beta$  снижается и перерасход топлива при  $\mu < \mu^{np}$ . При одинаковых  $\varphi$  с увеличением  $\beta$  величина  $\mu^{np}$  увеличивается, т. е. для компенсации перерасхода топлива в когенерационной установке требуется увеличение доли использования вырабатываемой электрической мощности для привода ТН.

Одной из основных трудностей реализации рассматриваемой комбинированной схемы является обеспечение ТН низкопотенциальной теплотой  $Q_{нт}$  в необходимом количестве  $Q_{нт} = N_{тн}(\varphi - 1) = Q_{тн}(\varphi - 1)/\varphi$ . Согласно схеме (рис. 4.57)  $Q_{нт} = Q_{сбр} + Q_{ист}$ , где  $Q_{сбр}$  – теплота уходящих газов КУ, а  $Q_{ист}$  – теплота внешних источников (воздуха, воды, почвы), используемая в ТН. Выше рассматривались возможности самообеспечения установки низкопотенциальной теплотой за счет теплоты уходящих из КУ дымовых газов. Использование в ТН теплоты уходящих дымовых газов КУ, включая теплоту конденсации водяных паров в продуктах сгорания природного газа, позволяет обеспечить 20–25% потребностей ТН в низкопотенциальной теплоте при использовании в последнем всей электроэнергии ГТУ-ТЭЦ, т. е. при работе комбинированной установки в режиме максимальной экономии топлива в системе теплоснабжения. Другим источником низкопотенциальной теплоты для ТН может служить сбросная теплота различных теплотехнологических установок при условии экономической целесообразности транспортировки этой теплоты.

**ГТУ-STIG с ТНУ** [28]. В установках STIG (ГТУ с впрыском пара) низкопотенциальное тепло конденсации водяных паров в контактном конденсаторе (КК) можно направить в тепловую сеть с помощью теплонасосной установки.

Высокая топливная эффективность комбинированной установки ГТУ-ТЭЦ+ТН подтверждается данными работы [28] на примере проекта внедрения комплексной ПГУ-STIG с тепловым насосом в системе Мосэнерго. Считается, что это позволит эффективно заменять выработавшие ресурс ПГУ и наращивать электрические мощности в условиях ограничения поставок природного газа и дефицита инвестиций. Среднегодовая экономия топлива такими установками по сравнению с традиционными паротурбинными блоками (при одинаковых электрических и тепловых мощностях) составит 26–31 %.

В конкретном примере представлены показатели технико-экономической эффективности при замене теплофикационных установок с турбинами Т-100-130 на эквивалентную по мощности комплексную ПГУ-STIG с ТН. Сравнение дается при одинаковом количестве потребляемого природного газа. В отопительный период ПГУ-STIG с утилизацией тепла уходящих газов котла-утилизатора (но без ТН) обеспечивает существенно более высокую электрическую мощность (170 МВт по сравнению со 100 МВт у турбины Т-100) при меньшем отпуске тепла (76 МВт по сравнению со 185 у Т-100). Коэффициент использования тепла топлива у установок с Т-100 оказывается выше (87 % по сравнению с 75 % у ПГУ). Если с помощью ТН, затратив 14 МВт мощности, передать в тепловую сеть 70 МВт, полученные при конденсации водяных паров в КК, то отпуск тепла ПГУ-STIG с ТН увеличится на 84 МВт (70 + 14) и составит 160 МВт, что близко к показателям замещаемой турбины Т-100. Мощность на шинах ПГУ-STIG в связи с отдачей 14 МВт на ТН сократится до 156 МВт (170 – 14), но коэффициент использования тепла топлива возрастет до 97 %.

Отметим, что в последние годы в России активизированы работы по созданию и внедрению ТН. Лидер по внедрению теплонасосных установок – Новосибирское ЗАО «Энергия», которое начиная с 1990 г. внедрило в России 125 ТН общей мощностью 64,3 МВт на 64 объектах различных отраслей промышленности и ЖКХ. Серийно выпускает ТН завод «Компрессор» (г. Москва).

### *Литература*

1. Степанов И. Р. Котлы с предвключенными газотурбинными установками // Теплоэнергетика. – 1995. – № 4. – С. 41–43.
2. Смирнов И. А., Молодюк В. В., Хрилев Л. С. Определение экономической эффективности и областей применения, газотурбинных теплофикационных установок средней и малой мощности // Теплоэнергетика. – 1994. – № 12. – С. 17–23.
3. Березинец П. А. Обоснование целесообразности реконструкции котельных и ТЭЦ с использованием газотурбинных установок // Новости теплоснабжения. – 2006. – № 6. – С. 30–34.
4. Лебедев Н. И., Новиков Н. Я., Степанов И. Р., Власов Л. К. Повышение надежности и эффективности Восточной и Южной котельных г. Мурманска с помощью предвключенных газотурбинных установок // Энергетика Мурманской обл. – Апатиты: Изд-во «Кольское отд. АН СССР», 1992. – С. 78–125.
5. Газотурбинные и парогазовые установки / Серебренников Н. И., Осыка А. С., Тажиев Э. И. и др. // Электрические станции. – 1997. – Спец. выпуск. – С. 53–59.
6. Безлепкин В. П. Парогазовые установки со сбросом газов в котел. – Л., Машиностроение, 1984. – С. 232.

7. Бухаркин Е. Н. Газотурбинные установки в водогрейных котельных // Промышленная энергетика. – 2006. – № 4. – С. 43–48.
8. Выбор рациональных типоразмеров ГТУ при реконструкции котельных в малые ТЭЦ / Хлебакин Ю. М., Антропов Г. В., Николаев Ю. Е. и др. // Промышленная энергетика. – 1999. – № 4. – С. 40–44.
9. Родачис К. Ф., Полторацкий А. Н. Справочник по котельным установкам малой производительности. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.
10. Длугосельский В. И., Зубков В. Я. Надстройки водогрейных котлов газотурбинными установками // Теплоэнергетика. – 1999. – № 1. – С. 47–50.
11. Энергетические характеристики когенерационной установки на частичных тепловых нагрузках / Клименко В. Н., Сабашук П. П., Клименко Ю. Г., Мазур А. И., Ванин В. А. и др. // Пром. теплотехника. – 1997. – Т. 19, № 2–3. – С. 51–56.
12. Данилин Е. А. Совершенствование топочных устройств с многотопливными плоскофакельными горелками для паровых котлов заводов черной металлургии // Промышленная энергетика. – 1990. – № 1. – С. 41–43.
13. Кудинов А. А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках. – Ульяновск: Изд-во УГТУ, 2000. – 139 с.
14. Горюнов И. Г., Цанев С. В., Бурков В. Д., Дорофеев С. М. К методике определения показателей тепловой экономичности ГТУ-ТЭЦ // Электрические станции. – 1996. – № 9. – С. 2–6.
15. Расчет показателей тепловых схем и элементов газотурбинных и парогазовых установок электростанций: Учебное пособие / Цанев С. В., Буров В. Д., Дорофеев С. Н. и др. – М.: Изд. МЭИ, 2000. – 71 с.
16. Ривкин С. Л. Термодинамические свойства воздуха и продуктов сгорания топлив: Справочник. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 104 с.
17. Читашвили Г. П. К методике расчета показателей энергоэффективности газотурбинных ТЭЦ // Теплоэнергетика. – 2001. – № 8. – С. 60–64.
18. Цанев С. В., Буров В. Д., Торжков В. Е. Вопросы выбора параметров пара парогазовой установки с котлом-утилизатором одного давления // Электрические станции. – 2004. – № 2. – С. 8–17.
19. Кашуко А. Д., Сиварг О. О., Корасов О. М., Гут П. О. Результати освоєння і випробування когенераційної газотурбінної установки з котлом утилізатором П-92 і газотурбінним приводом ГТП55СТ-20 // Енергетика та електрофікація. – 2004. – № 8. – С. 15–20.
20. Реконструкции устаревших ТЭС по парогазовой технологии / Дьяков А. Ф., Евдокимов А. Ф., Демидов О. И. и др. // Теплоэнергетика. – 1997. – № 8. – С. 53–59.
21. Салихов А. А., Фаткуллин Р. М. Экологические аспекты внедрения газотурбинных технологий в Башкирэнерго // Электрические станции. – 2002. – № 7. – С. 15–19.
22. Газотурбинные теплоэлектростанции НПО «Сатурн» на районных тепловых станциях Москвы / Силаев О. В., Брындин О. В., Иванов В. А. и др. // Газотурбинные технологии. – 2005, май–июнь. – С. 22–25.
23. Коновалов Р. Н., Агафонов А. В., Жигульский В. А. Результаты испытаний и опыт эксплуатации систем очистки циклового воздуха ГТУ мощностью 6 МВт на предприятиях ОАО «Московская объединенная энергетическая компания» // Электрические станции. – 2008. – № 1. – С. 14–19.

24. Леваков Г. Г., Гусев А. В. Белгородская ТЭЦ – первый этап выполнения инвестиционной программы ОАО «ТГК-4» // Газотурбинные технологии. – 2007. – декабрь. – С. 2–6.
25. Опыт проектирования и строительства когенерационной газотурбинной электростанции в г. Кзыл-Орда / Шуклин Л. И., Фишман П. В., Бижанов А. К. и др. // Газотурбинные технологии. – 2006. – № 1. – С. 2–4.
26. Гриценко Е., Овчинников В., Шитарев И. Авиационные конвертированные ГТД семейства «НК» для газовой промышленности и энергетики // Газотурбинные технологии. – 2002, январь–февраль. – С. 16–19.
27. Модернизация Казанской ТЭЦ-1 на основе газотурбинных технологий / Фардиев И., Салихов А., Шитарев И. и др. // Газотурбинные технологии. – 2004. – март. – С. 24–26.
28. Комплексная парогазовая установка с впрыском пара и теплонасосной установкой (ПГУ МЭС-60) для АО «Мосэнерго» / Фаворский О. Н., Батенин В. М., Зейгарник Ю. А. и др. // Теплоэнергетика. – 2001. – № 9. – С. 50–58.

## ТИПЫ И ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПГУ. БИНАРНЫЕ ПГУ-ТЭЦ

### 1. ТИПЫ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

Парогазовые установки являются разновидностью комбинированных теплоэнергетических установок [1]. Термодинамические циклы комбинированных электрогенерирующих установок состоят из двух и более простых циклов, совершаемых, как правило, разными рабочими телами в различных диапазонах изменения температуры. Циклы, осуществляемые в области более высоких температур, принято называть верхними, а в области более низких температур – нижними.

В качестве верхнего в парогазовом цикле используется цикл ГТУ (цикл Брайтона), рабочим телом которого являются продукты сгорания топлива. В качестве нижнего используется цикл паротурбинной установки (цикл Ренкина), рабочим телом которого служит водяной пар. Отсюда название цикла и установки – парогазовые. Принципиальная тепловая схема ПГУ приведена на рис. 5.1. Сочетание высокого температурного уровня подвода теплоты в цикле, характерном для ГТУ, и низкого температурного уровня отвода теплоты из цикла, характерного для ПТУ, обуславливают высокий термодинамический КПД парогазового цикла. Объединение газо- и паротурбинных установок в составе ПГУ осуществляется по различным технологическим схемам, что оказывает существенное влияние на профиль оборудования и основные характеристики парогазовых установок. Приведем один из возможных вариантов классификации ПГУ с отличительными характеристиками выделенных типов ПГУ (рис. 5.2).

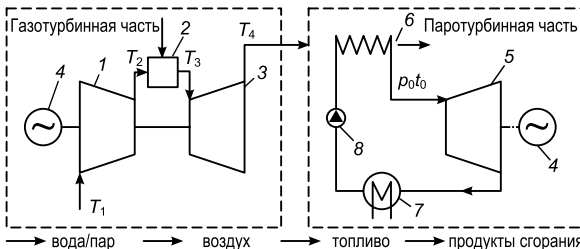


Рис. 5.1. Принципиальная тепловая схема ПГУ:  
1 – воздушный компрессор; 2 – КС; 3 – ГТ; 4 – электрогенератор; 5 – паровая турбина; 6 – КУ; 7 – конденсатор; 8 – питательный насос.

Прежде всего ПГУ подразделяются на установки с отдельными трактами рабочих тел и со смешением последних (ПГУ контактного типа).

Комбинированные установки с отдельными контурами рабочих тел являются наиболее распространенными и могут выполняться по двум схемам – стандартной и нестандартной. Как видно из рис. 5.1, в стан-

дартной схеме ПГУ газовый и паротурбинный циклы связаны только через котел-утилизатор и принципиально каждый из них может работать автономно.

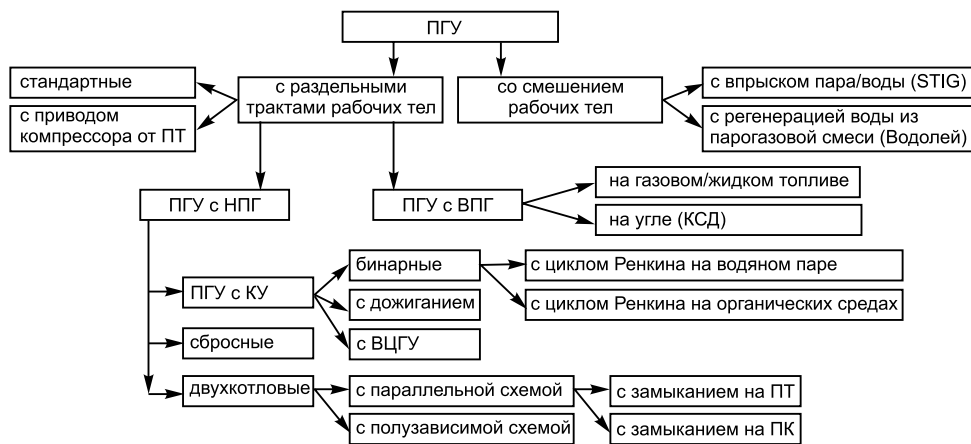


Рис. 5.2. Классификация ПГУ по схемному признаку.

В нестандартной схеме, показанной на рис. 5.3, а, газовая турбина отделена от компрессора и приводит во вращение только электрический генератор, а привод компрессора осуществляет паровая турбина [2]. Коэффициент полезной работы газовой турбины в такой схеме увеличивается до единицы. В отличие от стандартной схемы пуск такой ПГУ начинается с пуска паротурбинного блока за счет работы блока дожигающих горелок в котле-утилизаторе. Генерируемым в КУ паром паровая турбина раскручивает воздушный компрессор до номинальных оборотов. При включении в работу камеры сгорания ГТУ по мере набора нагрузки топливная система котла-утилизатора постепенно выводится из работы. Поскольку паротурбинный блок не связан с генератором, расчетная частота вращения компрессора может существенно превышать 50 Гц и определяться только на основании технико-экономического расчета.

ПГУ такой схемы является единым и неделимым комплексом с отличными от стандартных ПГУ характеристиками. В этой ПГУ степень сжатия воздуха в компрессоре снижена почти в 2,5 раза до  $\pi_k = 5,2 \div 6,1$ , так как в этом случае степень сжатия определяется не из условия достижения максимального КПД ГТУ, а из условия равенства мощностей паровой турбины, работающей на паре котла-утилизатора, и воздушного компрессора. Это условие соответствует также и условию достижения максимального абсолютного КПД ПГУ.

При снижении начального давления газов снижается и располагаемый перепад энтальпий на газовой турбине, уменьшается ее мощность и растет температура газов перед котлом-утилизатором. Однако, в данном случае вся мощность газовой турбины идет на привод электрического генератора. Как показывают расчеты [2] одинаковые электрические мощности в стандартной и нестандартной ПГУ достигаются при меньшем (примерно на 20 %) расходе газа на газовую турбину в последней.

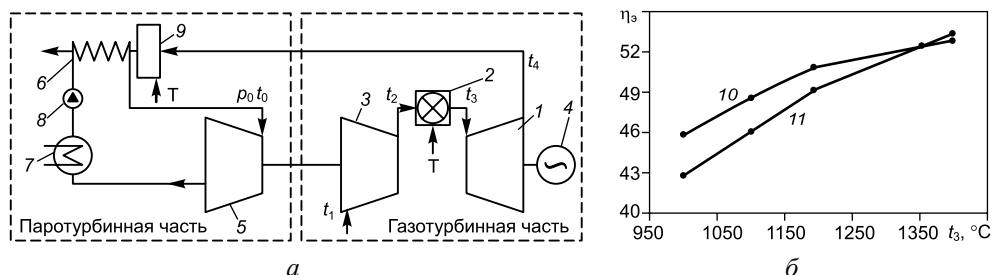


Рис. 5.3. Тепловая схема ПГУ с паротурбинным приводом воздушного компрессора (а) и характеристика ее экономичности (б) [2]:

1 – ГТ; 2 – КС; 3 – воздушный компрессор; 4 – электрогенератор; 5 – паровая турбина; 6 – КУ; 7 – конденсатор; 8 – питательный насос; 9 – блок дожигающих горелок; 10 – КПД ПГУ по схеме с паротурбинным приводом компрессора; 11 – КПД ПГУ стандартной схемы; Т – топливо.

На рис. 5.3, б показаны зависимости КПД ПГУ обеих схем от температуры газов перед газовой турбиной. Видно, что при  $t_3 < 1350$  °С КПД нестандартной установки оказывается выше, чем у стандартной ПГУ, причем разница при  $t_3 = 1000$  °С достигает 3 % (абс.). При увеличении  $t_3$  она снижается, и при  $t_3 = 1350$  °С экономичность сравниваемых установок становится одинаковой. При дальнейшем росте температур ее экономичность оказывается несколько ниже чем для стандартной ПГУ. Прогнозируется, что дополнительным преимуществом данной схемы ПГУ явится резкое снижение массогабаритных характеристик турбокомпрессорного блока и в варианте ПГУ с дожигом топлива перед КУ возможность поднять мощность ПГУ с одной газовой турбиной до 800 МВт на базе уже существующих газовых турбин [2].

ПГУ с отдельными контурами рабочих тел могут выполняться с низконапорными (НПГ) и высоконапорными (ВПГ) парогенераторами, причем в качестве НПГ используются как специализированные (без топочной камеры) котлы-утилизаторы (ПГУ с КУ), так и энергетические паровые котлы паротурбинных энергоблоков.

**Парогазовые установки утилизационного типа с котлами-утилизаторами (ПГУ(у)).** ПГУ(у) называются бинарными, если генерация пара в КУ осуществляется только за счет теплоты выхлопных газов ГТУ. Характерной особенностью таких ПГУ, выполненных по стандартной схеме (рис. 5.1), является низкий коэффициент полезной работы ГТУ, что сильно ограничивает мощности этих установок на базе одной ГТУ. Поэтому, для увеличения электрической мощности ПГУ приходится увеличивать число газотурбинных установок со своими генераторами (например, ПГУ дубли-схемы: 2ГТУ+2КУ+ПТ).

С ростом начальной температуры газов мощность компрессора относительно мощности газовой турбины ( $N_{\text{к}}/N_{\text{ГТ}}$ ) снижается с 0,65 при  $t_3 = 1000$  °С до 0,61 при  $t_3 = 1400$  °С, а относительная мощность паровой турбины ( $N_{\text{ПТ}}/N_{\text{ГТ}}$ ) в том же диапазоне температур увеличивается с 15,2 % до 21,6 %, снижая тем самым долю мощности газовой турбины по отношению к полезной мощности ПГУ. Отношение  $N_{\text{ГТ}}/N_{\text{ПГУ}}$  падает с 2 до 1,65. Следовательно, предельная мощность ПГУ на базе одной газовой турбины находится на уровне примерно 300 МВт.



Для высокотемпературных газовых турбин является характерным достаточно высокое оптимальное значение степени сжатия воздуха в компрессоре, неизбежно приводящее к увеличению числа ступеней сжатия и заметному увеличению металлоемкости всей газотурбинной установки. Как указывалось в гл. 1, при увеличении начальной температуры газа, например, с 1000 °С до 1400 °С оптимальное значение степени сжатия увеличивается с 14 до 24.

В подавляющем большинстве случаев в бинарной ПГУ(у) применяется цикл Ренкина на водяном паре. Однако альтернативой водяному пару при утилизации теплоты выхлопных газов ГТУ может являться использование *цикла Ренкина на низкокипящих органических теплоносителях*, например н-пентана [3]. В таких ПГУ теплота выхлопных газов ГТУ передается рабочему телу парового контура (пентану) при помощи промежуточного теплоносителя (масла), циркулирующего в контуре, состоящем из котла-утилизатора, подогревателя и испарителя. Пары пентана направляются в паровую турбину (пентановую), после которой конденсация паров производится в воздушном конденсаторе, в контур которого включен рекуператор, повышающий тепловую эффективность установки за счет уменьшения теплоты, сбрасываемой в атмосферу. При использовании в качестве рабочего тела пропана возможна эффективная утилизация теплоты выхлопных газов в широком диапазоне их температуры 149–538 °С. КПД паротурбинного цикла в составе ПГУ, достигаемый путем использования двухкаскадных схем утилизации на пропане, при температурах выхлопных газов ГТУ 200, 300 и 400 °С составляет соответственно 24, 29 и 34 %, что существенно (до 20 % (абс.)) выше, чем для пароводяного цикла Ренкина. В области более высоких температур (500 °С) различие между эффективностью сравниваемых циклов незначительно (до 2 % (абс.)).

В отдельных случаях в котлах-утилизаторах ПГУ(у) может производиться сжигание дополнительного топлива с целью повышения параметров пара и мощности ПТУ. Термодинамический цикл и принципиальная тепловая схема такой установки приведены на рис. 5.4. Выхлопные газы газотурбинного агрегата 1 подаются в котел-утилизатор 6, где передают часть теплоты топлива ГТУ воде и водяному пару. В паротурбинной части сжигается небольшое количество топлива, необходимое для повышения начальных параметров пара с целью получения максимально возможного КПД ПГУ. Это топливо сжигается, как правило, с помощью специальных горелок 3, встроенных в газоход перед пароперегревателем КУ. Температура поступающих в пароперегреватель газов обычно равна 430–600 °С.

В составе ПГУ(у) применяются котлы-утилизаторы различных типов. Изображенный на рис. 5.4, б КУ состоит из двух пароводяных контуров – высокого давления 5 и низкого давления 7. Контур низкого давления введен для более полной утилизации теплоты топлива ГТУ путем снижения температуры уходящих газов. Полученный в испарительном контуре высокого давления и перегретый в пароперегревателе 4 пар подается в паровую турбину 8. Для обеспечения пусков и автономной работы газотурбинного агрегата на газоходах от ГТУ к котлу и в атмосферу в ряде случаев устанавливают переключающую арматуру 2.

Работающая в составе ПГУ(у) паровая турбина представляет собой, как правило, простейший турбоагрегат без промежуточного перегрева и регенеративных отборов пара. Иногда паровая турбина имеет один регенеративный отбор пара на деаэратор. В данном случае пар на деаэратор 10 может подаваться либо из контура низкого давления 7, либо из регенеративного отбора 9 паровой турбины.

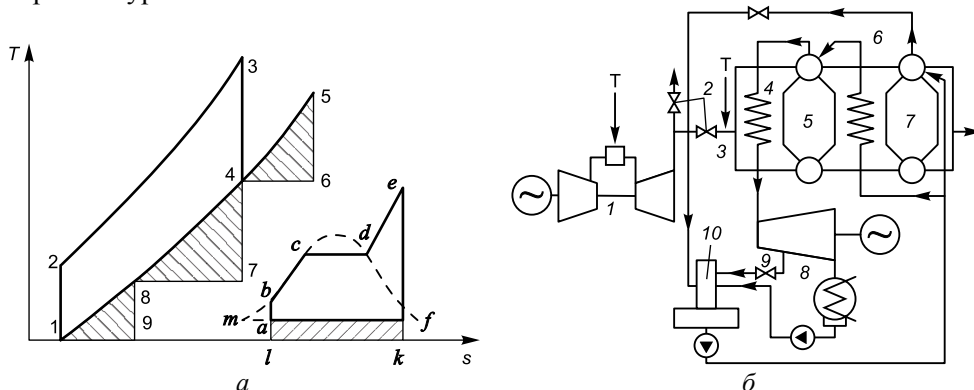


Рис. 5.4. Идеальный цикл (а) и принципиальная тепловая схема (б) ПГУ(у) [1].

На рис. 5.4, а в  $T,s$ -координатах цифрами 12341 изображен идеальный цикл ГТУ, а буквами  $abcdefa$  – идеальный цикл ПТУ. Заштрихованный треугольник 189 в некотором масштабе представляет долю теплоты топлива ГТУ, теряемой с выхлопными газами, треугольник 478 – долю теплоты ГТУ, передаваемой в КУ воде и водяному пару, и треугольник 456 – теплоту, выделяемую при сгорании топлива в паротурбинной части парогазовой установки.

Циклы парогазовых установок с котлом-утилизатором и дополнительным сжиганием топлива не являются бинарными. Доля мощности ГТУ от общей мощности ПГУ(у) с дополнительным сжиганием топлива обычно равна 0,4–0,6. При этом в сочетании с одной паротурбинной установкой зачастую используются несколько газотурбинных агрегатов и котлов – утилизаторов (многовальная ПГУ).

В установках утилизационной схемы большая доля мощности вырабатывается в газовом контуре. Расход топлива в этих установках в основном приходится на газовый контур, поэтому такие ПГУ работают с большими избытками воздуха (обычно больше 2,5). ПГУ(у) характеризуется низким относительным расходом пара, отнесенным к расходу воздуха через компрессор, его величина  $d$  чаще всего не превышает 0,16–0,18. Относительно невысокие удельные затраты металла и капитальные вложения, высокая экономичность в сочетании с хорошими маневренными качествами создают объективные условия для широкого использования ПГУ(у) в энергетике и в различных технологических процессах.

Результаты анализа цикла и принципиальной тепловой схемы позволяют отметить следующие достоинства ПГУ(у) с дополнительным сжиганием топлива [4]:

- высокая тепловая экономичность (КПД таких установок может достигать 45–50 %);
- хорошая маневренность и благоприятные характеристики при работе на частичных нагрузках. Частичные нагрузки на ПГУ(у) получают путем последовательного отключения ГТУ, прекращения дополнительного сжигания топлива, а также с помощью таких средств, как поворотный направляющий аппарат компрессора ГТУ, наддув ГТУ дутьевым вентилятором и т. п.;
- простота устройства и относительно низкая стоимость, определяемые значительной долей ГТУ и использованием в составе ПГУ(у) паротурбинных установок, работающих при средних параметрах пара;
- существенно меньшая, чем у обычных ПТУ, потребность в охлаждающей воде вследствие сравнительно небольшой доли мощности ПТУ.

Парогазовым установкам с котлом-утилизатором и дополнительным сжиганием топлива присущи следующие недостатки:

- использование высококачественного топлива как в газотурбинной, так и в паротурбинной части ПГУ, обусловленное тем, что в подавляющем большинстве ПГУ(у) в поверхностях нагрева котла-утилизатора применяются оребренные трубы;
- изменение температуры пара при снижении нагрузки, что объясняется постоянством расхода выхлопных газов ГТУ при изменении расхода пара.

Идеальный цикл и принципиальная тепловая схема ПГУ(у) без дополнительного сжигания топлива отличаются от приведенных на рис. 5.4 двумя элементами: в  $T,s$ -координатах отсутствует треугольник 456, а в составе тепловой схемы – дополнительные горелки 3. Параметры вырабатываемого в КУ пара определяются, в основном, температурой выхлопных газов ГТУ и величиной температурного напора, оптимальное значение которого чаще всего лежит в пределах 10–30 °С. Доля мощности ГТУ в суммарной мощности этих ПГУ равна обычно 0,65–0,75. По сравнению с ПГУ(у) с дополнительным сжиганием топлива рассматриваемые установки более просты, стоимость их ниже и для них требуется меньше охлаждающей воды.

Согласно предлагаемой классификации типов ПГУ к семейству ПГУ с КУ отнесены также **ПГУ с внутрицикловой газификацией угля (ПГУ с ВЦГУ)**, в которых основная доля перегретого пара генерируется в КУ за счет утилизации теплоты выхлопных газов ГТУ. ПГУ с ВЦГУ позволяют полностью заменить природный газ в КС энергетических ГТУ синтетическим газом, получаемым в реакторах-газификаторах (газогенераторах) при контакте измельченного угля и окислителя. Генерируемый газ после газификатора охлаждается в газоохладителе, в котором генерируется пар заданных параметров. Газ затем подвергается очистке от золы и сероводорода. Очищенный газ направляется в камеру сгорания ГТУ, а ее выхлопные газы поступают в КУ; генерируемый при этом пар используется в паровой турбине. Некоторая доля пара направляется в газификатор как составная часть парокислородного дутья. Некоторые принципиальные схемы опытно-промышленных ПГУ с ВЦГУ 80–90-х гг. были описаны в ч. 1 настоящего справочника. В 2007–2008 гг. комплектное оборудование для базовых проектов таких ПГУ производилось тремя ведущими мировыми фирмами: GE, Siemens и Mitsubishi (MHI); в основном это энергоблоки мощностью 600–1000 МВт (табл. 5.1).

Таблица 5.1

## Характеристики энергоблоков ПГУ с ВЦГУ

Тип и количество ГТУ	Мощность ГТУ, МВт	Мощность ПТ, МВт	Мощность ПГУ, МВт		КПД ПГУ, % (нетто)	$Q_{п}^p$ , МДж/нм <sup>3</sup>
			брутто	нетто		
<i>GE Energy</i>						
PG7321×2	232	319	783	630	39	9,3*
<i>MHI</i>						
M501G	280	215	495	445	43	4,9–5,0**
M501G×2	280	430	990	890	43	4,9–5,0**
<i>Siemens</i>						
SGT6-5000F×2	232	316	780	644	38	4,6**

\* – газификатор с парокислородным дутьем;

\*\* – газификатор с паровоздушным дутьем.

**Разновидностью ПГУ с НПП является ПГУ сбросной схемы**, в которой выхлопные газы ГТУ направляются в горелки энергетического парового котла паротурбинного энергоблока для сжигания в их среде пылеугольного или газомазутного топлива. В отдельных случаях выхлопные газы можно частично использовать в пылесистеме котла при подсушке и размоле угля, а также сбросить некоторое их количество в его конвективную шахту. В результате надстройки газотурбинными установками энергетических и технологических котлов, работающих с теплофикационными или противодавленческими турбинами, образуются парогазовые установки сбросной схемы – ПГУ(с). В технологическом плане сброс газов в топку котла аналогичен рассмотренным ранее сбросным схемам ГТУ-ТЭЦ. Определяющими параметрами при выборе ГТУ являются температура выхлопных газов ГТУ и содержание в них окислителя. При начальной температуре газов 850 и 1250 °С избыток воздуха в выхлопных газах равен 4,4 и 2,8 соответственно, а объемная концентрация окислителя в них составляет 16 и 12,7 %. В сбросной схеме ПГУ в паровом котле отпадает необходимость в воздухоподогревателе, поэтому температура дымовых газов на выходе (за экономайзером) составляет 300 °С. Для ее снижения до 120 °С в конвективной шахте котла устанавливают газодымовые теплообменники высокого и низкого давления (ТОВД и ТОНД), в которых нагревается часть конденсата и питательной воды, отводимой из системы регенерации ПТУ. Из-за общего увеличения количества дымовых газов за паровым котлом приблизительно на 40 % при переходе к парогазовому циклу требуется реконструкция тягодутьевой установки и увеличение производительности дымососов.

В отличие от утилизационной схемы ПГУ(у) в сбросных схемах пар генерируется в основном за счет теплоты топлива сжигаемого в котле. В установках со сбросной схемой основная доля мощности (до 70–80 % от общей мощности) генерируется в паровом контуре. Парогенератор в ПГУ работает с минимальным избытком воздуха  $\alpha$ , который обычно не превышает 1,05–1,1. Относительный



по изобарам  $b-c-d-e$  и  $f-g$ , а отвод – по изобароизотерме  $k-a$ . Таким образом, значительная часть отводимой из верхнего цикла теплоты используется в нижнем цикле.

По сравнению с отдельной работой ГТУ и ПТУ повышение тепловой экономичности достигается вследствие отказа от значительной части регенеративного подогрева конденсата и питательной воды, а также использования при генерировании пара сбросной теплоты ГТУ. При этом возрастает работа, совершаемая паром в турбине.

На основе анализа принципиальной тепловой схемы и цикла ПГУ(с) можно отметить следующие основные достоинства парогазовых установок со сбросом газов в котел [4]:

- высокая тепловая экономичность (КПД ПГУ(с) может достигать 46 %, а экономия топлива по сравнению с аналогичными паротурбинными установками – 15 %);

- повышенная надежность и большая маневренность при регулировании нагрузки, определяемые возможностью автономной работы ГТУ и ПТУ;

- использование в составе ПГУ(с) серийного энергетического оборудования – газо- и паротурбинных установок и паровых котлов с незначительной их реконструкцией;

- меньшая, чем у обычных энергоблоков, удельная стоимость установки, являющаяся следствием добавки к паротурбинным установкам относительно дешевого газотурбинного агрегата;

- большая единичная мощность – в составе ПГУ(с) могут быть использованы паротурбинные установки практически любой единичной мощности в сочетании с одним или несколькими газотурбинными агрегатами;

- возможность работы котла на тяжелых мазутах и других низкокачественных топливах (торфе, древесных отходах и т. д.), при этом, поскольку мощность паротурбинной части ПГУ(с) достигает 85 % общей мощности ПГУ, то доля потребляемого ГТУ высококачественного топлива относительно невелика;

- меньшее, чем у автономно работающих ГТУ и ПТУ, вредное воздействие на окружающую среду, связанное с реализацией 2-ступенчатого сжигания топлива (сначала в камере сгорания ГТУ, а затем в топке котла), а также уменьшением выбросов теплоты, как результат повышения КПД установки;

- возможность модернизации действующих электростанций путем надстройки паротурбинных установок газотурбинными агрегатами по схеме со сбросом газов в котел. Модернизация ТЭС по парогазовому циклу является одним из самых эффективных путей улучшения технико-экономических показателей их работы.

К основным недостаткам ПГУ(с) относятся:

- достаточно сложная система регенеративного подогрева питательной воды, обусловленная стремлением получить максимально возможный КПД установки;

- необходимость иметь на электростанции две, а в ряде случаев и три системы топливоподготовки – основного топлива ГТУ, основного топлива котла, резервного топлива ГТУ или котла;

- необходимость установки на газопроводах от ГТУ к котлу и в атмосферу отключающих клапанов (шиберов) больших размеров, рассчитанных на работу при высоких температурах и повышенных давлениях среды.

**Двухкотловые ПГУ** образуются как правило при реконструкции действующих паротурбинных энергоблоков путем пристройки к ним ГТУ в комплекте со своим котлом-утилизатором и дымовой трубой, в результате чего в ПГУ функционирует два котлоагрегата – энергетический паровой котел ПТУ и КУ ГТУ. Тепловые схемы таких ПГУ различаются в зависимости от типа используемого КУ. ПГУ с паровыми КУ работают **по параллельной схеме** (рис. 6.35), а ПГУ с водогрейными КУ, в которых осуществляется подогрев части основного конденсата и питательной воды ПТУ, работают **по полузависимой схеме**. Во всех схемах выхлопные газы ГТУ, пройдя КУ, сбрасываются в атмосферу.

В паровых КУ может генерироваться пар высокого, среднего и низкого давления направляемый в тепловую схему энергоблока. Для повышения эффективности утилизации к тепловым поверхностям паровых КУ добавляются газодводяные подогреватели высокого и низкого давления, в которых нагревается часть основного конденсата (от 40 до 60 %) и питательной воды (от 7 до 13 %). На пылеугольных ПГУ с параллельной схемой потребление природного газа для ГТУ составляет не более 25 % общего количества сжигаемого топлива. Параллельные схемы ПГУ могут иметь «замыкание» по генерируемому КУ пару либо на впускных паропроводах паровой турбины энергоблока, либо на входе в пароперегреватель энергетического ПК: пар от котла-утилизатора ГТУ направляется в существующий энергетический котел, где он догревается до расчетной температуры (например, 555 °С), при этом сам котел реконструкции не подвергается. Эта схема еще называется двухпоточной (рис. 6.38).

**Полузависимая схема ПГУ** характеризуется вытеснением регенерации паровой турбины и подогревом питательной воды и конденсата выхлопными газами ГТУ, которые выбираются из условия полной утилизации теплоты выхлопных газов (рис. 6.43). Увеличение расхода пара через отдельные отсеки проточной части ПТ вследствие уменьшения отбора пара на регенеративные подогреватели не должно приводить к превышению допустимых значений расхода пара в конденсатор и нагрузки электрогенератора.

Существенно отличаются от рассмотренных выше **ПГУ с ВПГ**, в которых котел расположен в газоздушном тракте ГТУ между компрессором и газовой турбиной (рис. 6.46). Сгорание топлива и теплообмен в ВПГ происходят при давлении воздуха 1,0–1,5 МПа, что приводит к интенсификации процессов переноса и значительному сокращению поверхностей нагрева. Сжатый в компрессоре ГТУ воздух поступает в топку ВПГ, в которой происходит факельное сжигание всего топлива установки (газ, мазут, угольная пыль) и где расположены испарительные и перегревательные поверхности нагрева. После ВПГ продукты сгорания топлива поступают в газовую турбину, после которой выхлопные газы направляются в газодводяные теплообменники высокого и низкого давления и далее выбрасываются в атмосферу. Как правило эти котлы барабанные и работают с паровой турбиной стандартной конструкции.

**В ВПГ с кипящим слоем под давлением (ПГУ с КСД)** наиболее эффективно реализуется сжигание твердого топлива в кипящем слое (рис. 6.47). Технология кипящего слоя осуществляется с помощью воздуха, сжатого в компрессоре ГТУ, и вдуваемого через сопла в поде топочной камеры, где формируется слой угля, золы и известняка, разжижаемого этим воздухом. Кипящий слой называется циркулирующим в случае, когда материалы этого слоя выносятся в верхнюю часть топочной камеры, откуда через сепаратор они снова возвращаются в кипящий слой. Парогенерирующие трубные пучки могут располагаться как в конвективной шахте котла с КСД, так и непосредственно в кипящем слое.

В кипящем слое происходит горение топлива при температуре 850 °С, скорости газа – 0,9 м/с и давлении – 1,2–1,6 МПа. Дымовые газы покидают слой через пространство над ним, проходят через две-три ступени циклонов и направляются в газовую турбину; после этого проходят через экономайзер, в котором охлаждаются до 140 °С. Подогретая в экономайзере питательная вода подается в экранные поверхности топочной камеры ВПГ и далее проходит через пучки труб в кипящем слое, которые образуют прямоточную часть парового котла. В зависимости от величины теплообменной поверхности труб, находящихся в кипящем слое, можно получить пар как высоких, так и сверхкритических параметров.

**ПГУ со смешением рабочих тел** – это парогазовые установки с вводом пара, выработанного в котле-утилизаторе, непосредственно в газовый тракт ГТУ, вследствие чего отпадает необходимость в паровой турбине (рис. 6.48). Такая схема получила название STIG (см. гл. 6). Увеличение за счет пара расхода рабочего тела ГТУ приводит в первую очередь к росту мощности агрегата; его КПД при этом возрастает менее существенно. Так, при вводе в камеру сгорания пара в количестве 8–14 % по отношению к расходу газа мощность возрастает примерно на 25–50 %, а КПД – на 14–17 % (отн.). Парогазовый поток, пройдя через КУ, выбрасывается в атмосферу, а вместе с ним теряется большой расход химподготовленной питательной воды.

**ПГУ с регенерацией воды из парогазового потока (схема Водолей).** Как и в схеме STIG продукты сгорания газового топлива и перегретый водяной пар из камеры сгорания поступают в газопаровую турбину, расширяются и совершают работу. Тепловая энергия отработанной газопаровой смеси утилизируется в котле-утилизаторе и частично в контактном конденсаторе, где осуществляется регенерация цикловой воды с последующей подачей ее в КУ (рис. 6.55). При определенных условиях возможно равновесие между количеством впрыскиваемого пара и количеством воды (конденсата), получаемым из отходящих газов в конденсаторе. Отбор тепла от охлаждающей циркуляционной воды контактного конденсатора может осуществляться водой или воздухом. Оптимальный расход пара, подаваемого в камеру сгорания, составляет около 150 % от расхода топливного газа в КС. КПД ПГУ типа Водолей составляет 41–45 % в диапазоне мощности 16–50 МВт.

Из всех рассмотренных выше схем ПГУ в технической литературе наиболее подробно рассмотрены конструкции и энергетические характеристики ПГУ с раздельными контурами рабочих сред утилизационного и сбросного типа.



Приведем зависимости, позволяющие оценить показатели ПГУ сбросного типа при решении вопроса целесообразности модернизации энергоблока путем надстройки их ГТУ.

Коэффициент полезного действия ПТУ и ГТУ определяются по формулам:

$$\eta_{\text{ПТУ}} = N_{\text{ПТУ}}/Q_{\text{к}}; \quad (5.1)$$

$$\eta_{\text{ГТУ}} = N_{\text{ГТУ}}/Q_{\text{кк}}, \quad (5.2)$$

где  $N_{\text{ПТУ}}$  и  $N_{\text{ГТУ}}$  – электрические мощности ПТУ и ГТУ;  $Q_{\text{к}}$  и  $Q_{\text{кк}}$  – теплота, подведенная в котел в паротурбинном цикле и в камере сгорания ГТУ.

Коэффициент полезного действия ПГУ рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{ПТУ}} + N_{\text{ГТУ}}}{Q_{\text{д}} + Q_{\text{кк}}}, \quad (5.3)$$

где  $Q_{\text{д}}$  – теплота, подводимая в котел с учетом сброса теплоты продуктов сгорания ГТУ.

Значение  $Q_{\text{д}}$  определяется из выражения

$$Q_{\text{д}} = Q_{\text{к}} - Q_{\text{кк}}(1 - \eta_{\text{ГТУ}}). \quad (5.4)$$

Подставив в формулу (5.3) выражение (5.4), получим:

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{ПТУ}} + N_{\text{ГТУ}}}{Q_{\text{к}} + N_{\text{ГТУ}}}, \quad (5.5)$$

или с учетом формул (5.1) и (5.2)

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \eta_{\text{ПТУ}} \frac{1 + N_{\text{ГТУ}}/N_{\text{ПТУ}}}{1 + (N_{\text{ГТУ}}/N_{\text{ПТУ}})\eta_{\text{ПТУ}}}. \quad (5.6)$$

На рис. 5.6 приведены зависимости КПД ПГУ от отношения мощностей ГТУ и ПТУ и КПД ПТУ. Видно, что при увеличении мощности ГТУ и соответственно в большем количестве утилизируемой теплоты  $\eta_{\text{ПГУ}}$  увеличивается, причем тем больше, чем больше КПД ПТУ.

Аналогичным образом можно получить зависимость для удельного расхода топлива на выработку электроэнергии:

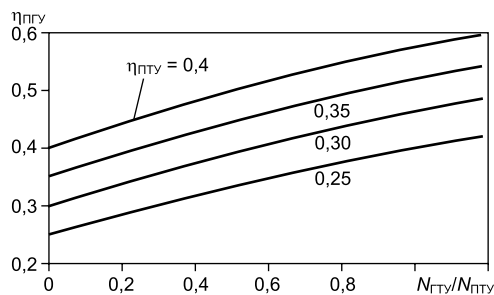


Рис. 5.6. Влияние отношения мощностей ГТУ и ПТУ и КПД ПТУ на КПД ПГУ.

$$b_3 = \frac{1}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{ПТУ}} \eta_{\text{к}}} \frac{1 + (N_{\text{ГТУ}}/N_{\text{ПТУ}})\eta_{\text{ПТУ}}\eta_{\text{к}}}{1 + N_{\text{ГТУ}}/N_{\text{ПТУ}}}. \quad (5.7)$$

## 2. СТЕПЕНЬ БИНАРНОСТИ ПГУ

Парогазовый комбинированный (бинарный) цикл разрабатывался с целью повышения термического КПД цикла Брайтона путем наиболее полной утилизации теплоты выхлопных газов, сбрасываемых в атмосферу. В этой связи термин бинарный, обозначающий работу комбинированного цикла на двух рабочих телах (газовый и пароводяной теплоносители), становятся синонимом использования в паровой части цикла исключительно теплоты выхлопных газов ГТУ. В реализованных на первой стадии развития ПГУ сбросной схемы в паровой цикл теплота вводилась непосредственно за счет сжигания дополнительного топлива в горелках котла. Это приводило к нарушению бинарности в том понимании, как это указано выше, хотя комбинированный цикл сам по себе оставался бинарным (те же два рабочих тела).

Нарушение бинарности цикла ПГУ количественно оценивается значением теплоты  $Q_d$ , внесенной в паровую часть комбинированного цикла путем прямого сжигания дополнительного топлива  $B_d$ . Для описания таких комбинированных циклов вводится независимый параметр – степень бинарности

$$\beta^0 = Q_{kc}/(Q_d + Q_{kc}), \quad (5.8)$$

который показывает, какую долю суммарно подведенного в парогазовый цикл теплоты, составляет теплота топлива  $Q_{kc}$ , необходимая для работы ГТУ, т. е. реализации цикла Брайтона. Следовательно, бинарный парогазовый цикл имеет  $\beta^0 = 1$ ; при  $\beta^0 \rightarrow 0$ , когда  $Q_d \gg Q_{kc}$ , комбинированный цикл фактически вырождается в цикл Ренкина.

В расчетах энергетической эффективности ПГУ с дожиганием топлива во многих исследованиях ПГУ аналогом степени бинарности принимается коэффициент дожигания  $\beta = Q_d/Q_{kc}$  – относительный расход дополнительно сжигаемого перед КУ или в горелках котла топлива. Очевидно, что при использовании в ГТУ и котлах одного вида топлива – природного газа, параметры бинарности записываются в виде  $\beta^0 = B_{kc}/(B_d + B_{kc}) = 1/(1 + \beta)$ , где  $\beta = B_d/B_{kc}$ .

Принципиально возможны различные способы объединения газо- и паротурбинных циклов. Для каждого из них характерны свои достоинства и недостатки, которые необходимо оценивать с технических и экономических позиций. Термодинамически эти способы различаются долей газотурбинной мощности, определяемой степенью бинарности  $\beta^0$ .

Упрощенно КПД ПГУ с конденсационной паротурбинной частью можно представить выражением

$$\eta_{пгу} = \eta_{гту}\beta^0 + (1 - \eta_{гту}\beta^0)\eta_{пту}, \quad (5.9)$$

т. е. эффективность ПГУ зависит от КПД газотурбинной  $\eta_{гту}$  и паротурбинной  $\eta_{пту}$  части, а также от степени бинарности цикла. Данные по экономичности ПГУ в зависимости от  $\beta^0$  иллюстрируются рис. 5.7 [5]; на рис. 5.7, б приведены также значения КПД некоторых действующих ПГУ. Показатели ПГУ с газотурбинной частью, имеющей КПД = 33 % при начальной температуре газов 1100 °С и при различной степени бинарности, приведены в табл. 5.2.

Данные в первом столбце относятся к бинарной ПГУ с паровым циклом одного давления и высокой температурой уходящих газов. Для нее харак-

терно умеренное давление пара. Температура его перегрева принята на 50 °С ниже температуры газов на входе в котел. Установка отличается самой простой схемой и низкой удельной стоимостью.

Во втором, третьем и четвертом столбцах даны показатели ПГУ с паровым циклом двух давлений при различной температуре уходящих газов. С ее снижением экономичность и удельная стоимость ПГУ растут. Варианты 2 и 3 соответствуют бинарным ПГУ.

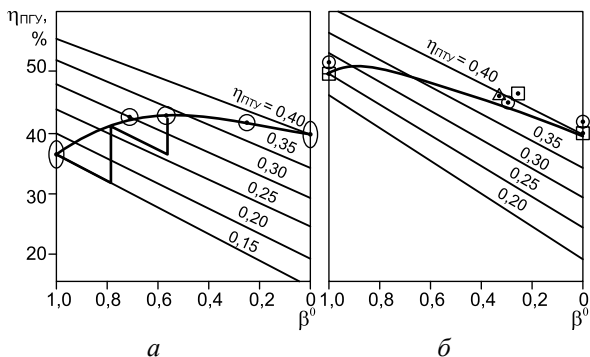


Рис. 5.7. Зависимость КПД ПГУ от степени бинарности [5]:

*a* – при начальной температуре газов  $t_3 = 800$  °С и КПД ГТУ  $\eta_{ГТУ} = 25$  %; *б* – при  $t_3 = 1100$  °С и  $\eta_{ГТУ} = 33$  %.

Таблица 5.2

**Сравнительные показатели ПГУ разных типов при начальной температуре газов 1100 °С и КПД ГТУ 33 % [5]**

Показатель	Варианты ПГУ							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Относительная мощность ГТУ	0,67	0,67	0,65	0,60	0,52	0,45	0,24	0
Доля тепла топлива, преобразуемая в мощность:								
– ГТУ	0,330	0,330	0,330	0,300	0,245	0,220	0,107	–
– паровой турбины	0,160	0,165	0,175	0,220	0,225	0,265	0,333	0,410
КПД ПГУ нетто, %	49,0	49,5	50,5	52,0	47,0	49,0	46,0	41,0
Относительная удельная стоимость	0,40	0,45	0,45	0,50	0,55	0,65	0,75–0,80	1,00
Давление свежего пара, МПа	4	6–9	6–9	13	10	13	24	24
Температура перегрева пара, °С	480	480	480	540/540	520	540/540	540/540	540/540
Давление в контуре низкого давления, МПа	–	0,5–1,0	0,5–1,0	0,5–1,0	–	–	–	–
Температура газов на входе в котел, °С	530	530	530	600	750	850	1500	1500

Окончание табл. 5.2.

Показатель	Варианты ПГУ							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Температура уходящих газов, °С	165	140	120	120	120	120	120	120
КПД паросиловой части, %.	24,0	25,0	26,5	32,0	30,0	35,0	40,0	41,0
Степень бинарности	1,00	1,00	1,00	0,91	0,75	0,65	0,30	0
Доля тепла, отводимого:								
– с уходящими газами	0,18	0,16	0,12	0,12	0,09	0,08	0,06	0,06
– с циркуляционной водой	0,300	0,310	0,345	0,330	0,375	0,405	0,460	0,500
Удельный расход газов, кг/кВт·ч	8,0	8,0	8,0	8,0	6,6	6,0	3,4	3,6
Удельный расход циркуляционной воды, кг/кВт·ч	9,0	9,0	9,0	9,0	10,0	11,0	12,5	14,0

В четвертом столбце приведены показатели ПГУ со сжиганием перед котлом небольшой доли топлива, необходимой для повышения температуры газов до 600 °С. При этой температуре возможна реализация парового цикла с промперегревом пара. Заметное повышение КПД парового цикла, которое происходит несмотря на сохранение контура низкого давления, приводит к повышению КПД ПГУ в целом, хотя бинарность комбинированного цикла нарушается.

В ПГУ, показатели которых даны в пятом и шестом столбцах, доля топлива, сжигаемого перед котлом, увеличивается, а степень бинарности снижается, хотя и остается высокой. При этих условиях можно реализовать паровой цикл одного давления с низкой температурой уходящих газов. Экономичность ПГУ существенно возрастает с повышением экономичности парового цикла (шестой столбец), хотя степень бинарности несколько уменьшается.

Данные в седьмом столбце относятся к типичной ПГУ со сбросом газов в котел и полным использованием имеющегося в них кислорода. Коэффициент полезного действия паровой части этой ПГУ несколько ниже, чем обычного парового энергоблока (восьмой столбец), вследствие некоторого ограничения в ПГУ паровой регенерации.

Показанные в табл. 5.2 значения КПД ПГУ не являются предельными. Построены и испытаны ПГУ с КПД 52–56 % при начальной температуре газов 1300 °С, а в последних разработках приближаются к 60 %.

В полном согласии с термодинамическими исследованиями имеющийся за рубежом богатый практический опыт подтвердил, что при применении одновальных ГТУ простого цикла с начальной температурой газов больше

950 °С ( $\eta_{\text{ГТУ}} > 30\%$ ) термодинамически оптимальными и экономически наиболее выгодными являются бинарные ПГУ без прямого подвода тепла в паротурбинный цикл [6].

Дальнейший рост температуры газов увеличивает преимущества бинарных ПГУ. В табл. 5.3 приведены показатели, полученные на конкретных ПГУ, построенных и эксплуатирующихся в Нидерландах с одной и той же ГТУ GT13E фирмы Alstom, работающей в базовом режиме с начальной температурой газов 1070 °С (рис. 5.8). Экономичность бинарной ПГУ на 5,8 % выше, чем у сбросной.

Важнейшим показателем при технико-экономической оценке ПГУ разного типа является их удельная (на 1 кВт установленной мощности) стоимость. Зависимость ее от степени бинарности  $\beta^0$  приведена на рис. 5.9. За единицу принята удельная стоимость паротурбинного газомазутного энергоблока. По другим данным относительная удельная стоимость ГТУ составляет 0,4–0,5; бинарных ПГУ с паровой частью среднего давления – 0,55–0,85; ПГУ со сбросом газов в котел традиционного типа – 0,9–1,1. Эти установки определяются простотой и высокой степенью заводской готовности комплектных электростанций с ГТУ, следствием которых являются их невысокая удельная стоимость и снижение удельной стоимости ПГУ, тем большее, чем больше в ней доля газотурбинной мощности и чем проще паровая часть. Важным достоинством ПГУ с большой долей газотурбинной мощности является почти вдвое меньшая потребность в охлаждающей воде. Это во многих случаях облегчает

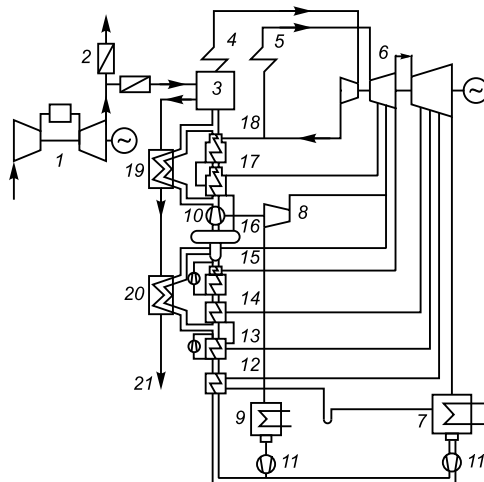


Рис. 5.8. Схема ПГУ со сбросом газов в котел на ТЭС Хемвер 7 [6]:

1 – ГТУ; 2 – байпасная дымовая труба; 3 – котел; 4 – основной пароперегреватель; 5 – промежуточный пароперегреватель; 6 – паровая турбина; 7 – конденсатор; 8 – турбопривод питательного насоса; 9 – его конденсатор; 10 – питательный насос; 11 – конденсатные насосы; 12–15 – ПНД; 16 – деаэратор; 17, 18 – ПВД; 19, 20 – экономайзеры высокого и низкого давления; 21 – в дымовую трубу.

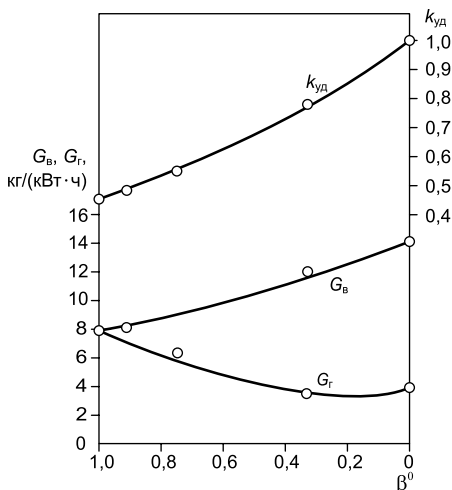


Рис. 5.9. Зависимости удельной стоимости ПГУ, расходов циркуляционной воды и дымовых газов от степени бинарности [6].

привязку электростанций и позволяет оптимизировать их расположение. Повышение давления в конденсаторе паровой части значительно меньше влияет на показатели таких ПГУ. Имеются случаи выполнения крупных высокоэкономичных парогазовых электростанций с воздушными градирнями (zoom-страница № 14).

Таблица 5.3

**Показатели ПГУ разного типа с ГТУ GT13E фирмы Alstom**

Показатель	ГТУ	Regus 12, бинарная		Хемвер 7	
		без отпус- ка тепла	с отпус- ком тепла	сбросная	блок до мо- дернизации
Номинальная мощ- ность (нетто), МВт	145,8	223,1	208,6	600,0	500,0
Мощность ГТУ, МВт	145,8	141,2	153,1	135,0	–
Мощность паровой турбины, МВт	–	84,4	57,6	465,0	500,0
КПД (нетто), %	34,0	51,7	45,2	45,9	41,3
Давление пара, МПа	–	6,0/0,5		18,6	
Температура пара, °С	–	500/200		540/540	
Отпуск тепла, МВт	–	–	188	–	–
Кит, %	–	–	85,8	–	–

Паровая часть ПГУ бинарного типа эксплуатируется обычно на скользящем давлении; на установившихся режимах регулирующий клапан паровой турбины полностью открыт и пропускает расход пара, который, как и его параметры, полностью определяется режимом работы ГТУ. Схема работы и система управления оказываются при этом простейшими, а надежность ПГУ – наивысшей. При нагрузках 80–100 % номинальной, которые реализуются при постоянной температуре газов за ГТУ путем изменения расходов воздуха и газов с помощью поворотного ВНА компрессора, экономичность ПГУ сохраняется высокой, близкой к номинальной. Для дальнейшего уменьшения нагрузки приходится снижать температуру газов. Это вызывает значительное снижение КПД ПГУ.

Вследствие умеренных параметров пара, мобильности ГТУ, обеспечивающих большую часть мощности, а также полной автоматизации, пуска и останова ПГУ могут осуществляться без ускоренного износа или снижения надежности оборудования. Применительно к ГТУ это подтверждается и отечественным опытом с агрегатами ГТ-35 АО «Турбоатом», среди которых имеются наработавшие более 65 тыс. ч при 1500 пусках. С учетом этих качеств высокая экономичность электростанций с ПГУ при изменениях нагрузки поддерживается путем отключения и остановки части блоков ПГУ.

На рис. 5.10, а показаны зависимости КПД парогазовой ТЭС мощностью 1000 МВт от нагрузки (7 ПГУ по 165 МВт каждая, ГТУ 110 МВт и паровая турбина 55 МВт вращают общий электрический генератор), построенной в

Японии. При расчетном графике нагрузок днем работают семь, ночью два блока.

За рубежом имеются ПГУ с газовыми турбинами мощностью 60–115 МВт, проработавшими при начальной температуре газов 1000–1100 °С по 60–90 тыс. ч. Их средние КПД составляют 40–45 %, средние коэффициенты технического использования 85–90 %. Абсолютные значения КПД сбросной и бинарной ПГУ, показатели которых приведены в табл. 5.3, при частичных нагрузках изображены на рис. 5.10, б.

Вследствие существенного различия КПД на номинальном режиме экономичность бинарных ПГУ с котлами-утилизаторами хотя и падает со снижением нагрузки быстрее, остается более высокой при относительной мощности  $N/N_{\text{ном}} > 0,65$ , а при использовании в схеме бинарной ПГУ двух ГТУ – также и при  $0,3 < N/N_{\text{ном}} < 0,5$ , когда в работе остается одна ГТУ, а другая остановлена. С учетом этих особенностей целесообразная глубина разгрузки ПГУ со сбросом газов в котел и минимальными избытками воздуха составляет 35–50 % ( $N/N_{\text{ном}} < 0,5$ ), а бинарных ПГУ с котлами-утилизаторами 30–35 % ( $N/N_{\text{ном}} > 0,65$ ) при одной ГТУ в схеме и 50–70 % ( $0,3 < N/N_{\text{ном}} < 0,5$ ) при двух ГТУ.

Газотурбинные и парогазовые установки весьма эффективны для комбинированной выработки электроэнергии и тепла. Количественные соотношения иллюстрируются табл. 5.4. Как показано в предыдущей главе, газотурбинные ТЭЦ являются наиболее простыми и дешевыми и особенно выгодны для промышленных потребителей сравнительно высокопотенциального тепла (пара), которое при параметрах до 6 МПа/450 °С может быть отпущено практически без снижения электрической мощности ГТУ. Экономические показатели могут при этом быть несколько ниже приведенных в табл. 5.4 из-за повышения температуры уходящих газов.

Соотношение электрической и тепловой нагрузок ГТУ-ТЭЦ может варьироваться в широких пределах путем байпасирования подогревателя сетевой воды (снижение) или сжигания перед ним (или перед котлом-утилизатором) дополнительного топлива (повышение) с увеличением температуры газов перед поверхностями нагрева до 750–850 °С. Тепловая нагрузка может в результате возрастать в 2–2,5 раза. Конечно, тепло этого топлива для выработки электроэнергии не используется, а увеличение его доли снижает выработку электроэнергии на тепловом потреблении. В целом режим работы

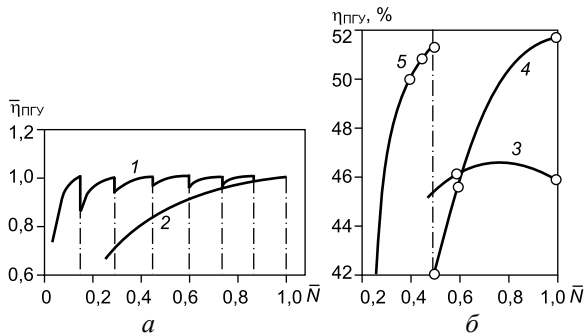


Рис. 5.10. Изменение КПД ПГУ при частичных нагрузках [6]:

*а* – ТЭС с семью блоками однональных ПГУ в Японии; *б* – ПГУ фирмы Alstom; 1 – при поочередном отключении энергоблоков; 2 – при их одновременной разгрузке; 3 – сбросная ПГУ Хемвер 7; 4 – бинарная ПГУ с одной (или двумя одновременно работающими ГТУ); 5 – бинарная ПГУ с двумя ГТУ, одна из которых остановлена.

оказывается более благоприятным, чем при работе водогрейного котла и ГТУ-ТЭЦ без дожигания.

Таблица 5.4

**Сравнение показателей различных типов ТЭЦ с ГТУ и теплофикационными ПГУ**

Показатель	Тип ТЭЦ					
	Паровая ТЭЦ	ГТУ-ТЭЦ		ПГУ-ТЭЦ		
		без дожигания	с дожиганием	сбросная		бинарная
Доля тепла топлива, преобразованная в электроэнергию, %	28–30	31–33	22–25	34–36	37–40	42–45
Доля тепла топлива, преобразованная в тепло, %	56–54	55–51	60–68	51–49	48–46	46–41
Коэффициент использования тепла топлива, %	84–80	84–86	85–90	85–87	85–86	86–88
Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, г/кВт·ч	175–190	175–190	180	175	150–160	155–160
Относительная выработка на тепловом потреблении	0,50–0,65	0,60–0,65	0,35–0,40	0,75–0,80	0,80–0,90	0,90–1,20
Доля газотурбинной мощности	0	1	1	0	0,5	0,70–0,75

Сжигание природного газа в потоке, в газоходе перед котлом (подогревателем сетевой воды) не вызывает технических затруднений. Оно реализовано на ГТУ Якутской ГРЭС и отработано для более сложных условий. Согласование несовпадающих графиков электрической и тепловой нагрузки при использовании ГТУ-ТЭЦ обеспечивается с помощью аккумулирования тепла в виде горячей (95 °С) воды, а при большой доле в энергосистеме атомных и гидравлических электростанций – путем применения в ночное время тепловых насосов и электрокотлов.

Из табл. 5.4 видно, что наилучшими энергетическими показателями обладают бинарные теплофикационные ПГУ с большой долей газотурбинной мощности. При примерно одинаковом коэффициенте использования тепла топлива преимуществом является существенно большая выработка электроэнергии на тепловом потреблении. Эти же ПГУ, требующие для сооружения наименьших капитальных затрат, являются наиболее выгодными по технико-экономическим показателям. С учетом этих соображений, являющихся общепринятыми за рубежом, там в настоящее время при новом строительстве используются ПГУ только бинарного типа.

Вместе с тем известно немало типов парогазовых установок со сбросом газов в котел. Практически во всех них доля мощности газотурбинного агрегата составляет 25–30 % теплоты, подводимой в паровой котел, и КПД такой



ПГУ будет выше КПД ПТУ на 4–5 % (абс.) или около 10 % (отн.). Данные схемы могут применяться как при проектировании новых энергоблоков, так и при модернизации существующих.

### 3. ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ПГУ – ТИПОВЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ И ИХ СИСТЕМНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ

#### 3.1. Общая характеристика энергетических и теплофикационных ПГУ

Парогазовые установки с котлами-утилизаторами (т. е. с генерацией пара за счет теплоты выхлопных газов ГТУ) широко применяются в стационарной электроэнергетике многих стран. Их принципиальные схемы приведены на рис. 5.11. Наиболее часто используются ПГУ, работающие на паре одного или двух давлений, без промежуточного перегрева. В обоих случаях удается обеспечить КПД установки около 50 % (рис. 5.11, *а*, *б*). Более сложные схемы, в частности с промежуточным перегревом пара (рис. 5.11, *в*, *г*), находятся на стадии опытно-промышленной отработки.

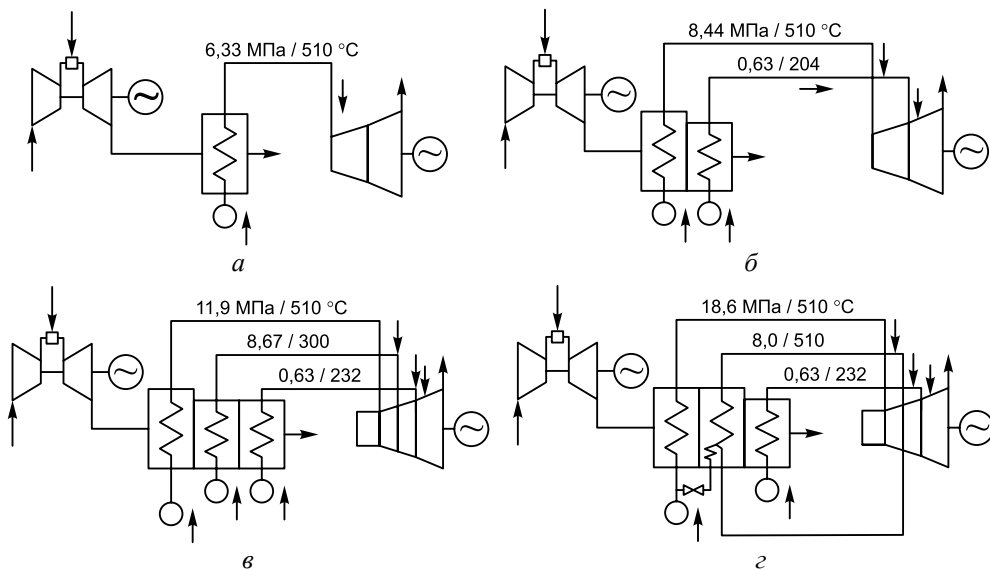


Рис. 5.11. Принципиальные схемы энергетических бинарных ПГУ и их характеристики [7]:

*а* – одноконтурная, мощность 150 МВт, КПД – 48,3 %; *б* – двухконтурная, 155 МВт, 50 %; *в* – трехконтурная, 157 МВт, 50,6 %; *г* – с промперегревом пара, 159 МВт, 51,3 %.

Многие фирмы отдают предпочтение парогазовым установкам, выполненным по схеме «несколько ГТУ – одна ПТУ», в которых используется унифицированное по мощности электротехническое оборудование (генераторы,

трансформаторы и т. д.). По такой схеме выполнено более половины всех ПГУ фирм Alstom и Siemens.

Установки типа «одна ГТУ – одна ПТУ» составляют более трети всех ПГУ. В них применяется либо один электрогенератор, расположенный на одном валу с газовой и паровой турбинами (такие установки широко выпускаются фирмой GE, Siemens и др.), либо два электрогенератора разной мощности: один, приводимый газовой, второй – паровой турбинами. Вторая схема является более гибкой, так как позволяет вырабатывать электроэнергию при отключенном котле и паровой турбине.

При использовании в ПГУ нескольких ГТУ и одной паровой турбины применяются индивидуальные котлы-утилизаторы, число которых равно числу ГТУ, параллельно подключаемые к паропроводу. Это улучшает характеристики ПГУ при работе на частичных нагрузках.

Ранее в ПГУ одного давления пара, работавших на жидком топливе, котел-утилизатор, как правило, имел контуры высокого и низкого давления (рис. 5.12, а). Первый служит для получения перегретого пара, направляемого в паровую турбину; второй – для выработки насыщенного пара для подогрева питательной воды.

Контур ВД оснащается пароперегревателем, испарителем и экономайзером, а контур НД – только испарителем. Оба испарителя в контурах ВД и НД чаще всего работают с принудительной циркуляцией воды; схемы с естественной циркуляцией используются редко. Поскольку пар, вырабатываемый испарителем низкого давления, всю свою теплоту отдает питательной воде, то и подогреватель обычно выполняется 1-ступенчатым и нет необходимости в регенеративных отборах из паровой турбины.

В тех случаях, когда испаритель низкого давления производит больше пара, чем требуется для подогрева питательной воды, его избыток обычно используется в паровой турбине низкого давления (рис. 5.12, б). Это несколько повышает мощность и КПД всей парогазовой установки. В ПГУ двух давлений пара контур ВД котла-утилизатора аналогичен применяемому в ПГУ, использующей пар одного давления. Однако контур НД оснащается экономайзером для возможно более полного использования теплоты выхлопных газов ГТУ. Экономайзер обеспечивает в основном подогрев питательной воды; дополнительный ее подогрев и деаэрация происходят в деаэраторе, использующем пар, отобранный из паровой турбины. Поскольку для максимально возможного использования теплоты выхлопных газов необходимо применять питательную воду низкой температуры, такие схемы фирмы-изготовители рекомендуют только при применении жидких топлив с низким содержанием серы. Однако и в таком случае температура питательной воды не должна быть ниже точки росы (приблизительно 50 °С).

Каждый котел-утилизатор оснащается байпасной дымовой трубой (свечой), что позволяет независимо эксплуатировать и запускать каждую ГТУ. Это обеспечивает высокую эксплуатационную маневренность, снижает непроизводительные потери воды при запуске.

В ПГУ с двумя давлениями пара используются либо одноцилиндровые паровые турбины с дополнительной подачей пара в камеру между двумя отсеками, либо турбины с отдельными цилиндрами высокого и низкого дав-

лений. В энергетических парогазовых установках используются ГТУ, в которых температура выхлопных газов составляет 510–610 °С. Поэтому температура пара в ПГУ без дополнительного сжигания топлива в котле может достигать 560 °С. Давление пара, выбираемое исходя из характеристик существующих паровых турбин, может достигать 3–14 МПа. В настоящее время в контуре высокого давления ПГУ чаще всего давление пара составляет 3–7 МПа, а в контуре низкого давления – 0,55–0,75 МПа. Это обеспечивает КПД парогазовой установки в пределах 48–52 % (в зависимости от схемы парового контура) [7].

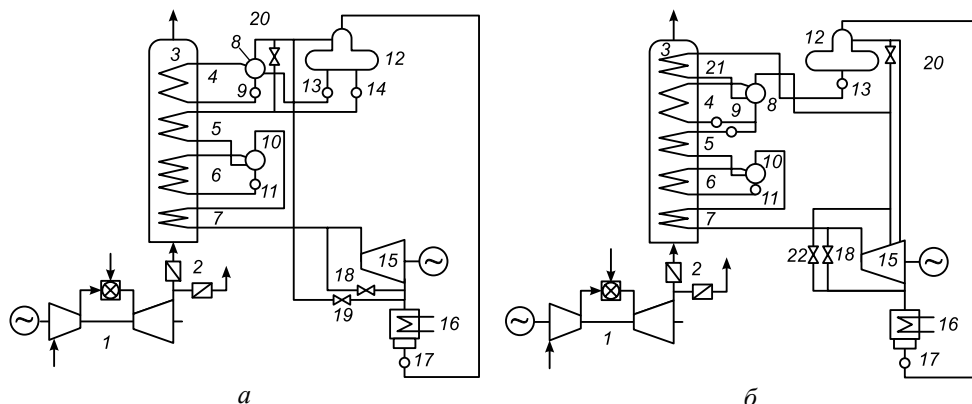
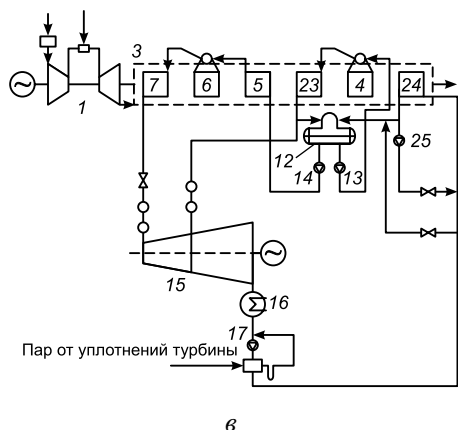


Рис. 5.12. Принципиальные схемы котлоутилизаторов ПГУ при использовании пара одного (а) и двух (б) давлений [7] и тепловая схема ПГУ-90 (Россия) мощностью 91,7 МВт (в):



1 – ГТУ; 2 – байпас; 3 – котел-утилизатор; 4 – испаритель НД; 5 – экономайзер ВД; 6 – испаритель ВД; 7 – пароперегреватель ВД; 8 – барабан НД; 9 – циркуляционный насос НД; 10 – барабан ВД; 11 – циркуляционный насос ВД; 12 – емкость питательной воды и деаэратор (комбинированный подогреватель питательной воды); 13 – питательный насос НД; 14 – питательный насос ВД; 15 – паровая турбина; 16 – конденсатор; 17 – конденсатный насос; 18 – паровой байпас ВД; 19 – байпас для излишнего пара; 20 – редукционное устройство; 21 – экономайзер НД; 22 – паровой байпас НД; 23 – пароперегреватель НД; 24 – ГПК; 25 – насос рециркуляции ГПК.

В качестве примера уровня параметров современных бинарных ПГУ среднего класса мощности в табл. 5.5 приведены энергетические характеристики ПГУ-90 на базе ГТЭ-65 с температурой выхлопных газов 555 °С по данным АО «Институт «Теплоэлектропроект».

Таблица 5.5

**Характеристики бинарной энергетической ПГУ-90 ( $t_{не} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ )**

Тип оборудования	Показатель	Величина
ГТЭ-65	Мощность ГТУ, МВт	58
	Сопротивление КВОУ, кПа	1
	Расход топлива, кг/с	3,58
КУ-88/16	Контур ВД: – давление пара, МПа	6,07
	– температура пара, $^{\circ}\text{C}$	535
	– паропроизводительность, кг/с	25,1
	Контур НД: – давление пара, МПа	0,66
	– температура пара, $^{\circ}\text{C}$	202
	– паропроизводительность, кг/с	6,41
	Температура уходящих газов, $^{\circ}\text{C}$	93,2
ПГУ	КПД КУ, %	85,5
	Потери давления в КУ, кПа	5,0
	Мощность, МВт	33,7
	Давление пара на выхлопе, кПа	9,95
ПГУ-90	Расход охлаждающей воды, кг/с	2500
	Температура охлаждающей воды, $^{\circ}\text{C}$	18
	Мощность ПГУ (брутто), МВт	91,7
	КПД (брутто), %	52

Согласно тепловой схеме (рис. 5.12, в) выхлоп указанной ГТУ соединен с двухконтурным КУ-88/16 горизонтальной компоновки с естественной циркуляцией производства ОАО «ЗиО-Подольск». Паровая турбина – К-30-6,0 двух давлений без промперегрева производства филиала ОАО «СМ»–«ЛМЗ». ГТУ и ПТ вращают собственные электрогенераторы с воздушным охлаждением производства филиала ОАО «СМ»–«Электросила». Максимально достижимая электрическая мощность ПГУ при отрицательных температурах наружного воздуха составляет 99,0 МВт. Использование деаэратора питательной воды повышенного давления, подогреваемого паром из контура НД, по сравнению с вариантом атмосферного деаэратора снижает число последовательно расположенных по ходу газов поверхностей нагрева КУ с семи до шести (отсутствует экономайзер НД). Пар из расширителя непрерывной продувки барабана высокого давления наряду с паром от пароперегревателя низкого давления используется в качестве греющей среды деаэратора. Характерные особенности этой ПГУ: достаточно высокий для представленного уровня давлений и потерь давления на всасе и выхлопе ГТУ КПД брутто ПГУ – 52,0 % (при этом влажность отработанного пара составляет 13 %); глубокое охлаждение выхлопных газов ( $\theta_{yx} = 93,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ); скользящее давление пара в контурах КУ на всех режимах

работы ГТ, обеспечивающее поддержание максимально высокой тепловой экономичности ПГУ в широком диапазоне изменения ее нагрузки и температуры наружного воздуха.

Кроме работы в конденсационном режиме, что типично в энергетических ПГУ, широко используются проекты ПГУ-ТЭЦ для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии; в этом случае они работают в теплофикационном режиме, отпуская технологический пар или горячую воду, параметры которых задаются заказчиком.

Анализ различных тепловых схем ПГУ-ТЭЦ с КУ позволяет условно разделить их на три группы [8].

**Группа I.** В ПГУ-ТЭЦ этой группы теплота выхлопных газов ГТУ используется

в КУ для генерации пара двух или трех давлений, который направляется в теплофикационные паровые турбины с конденсатором и регулируемыми отборами пара. Сетевая подогревательная установка питается паром из отборов турбины. В зависимости от принятого на ТЭЦ значения коэффициента теплофикации  $\alpha$  в этой группе выделены два варианта схем:

а)  $\alpha_{ТЭЦ} = 1$  – пик потребления теплоты покрывается пиковыми сетевыми подогревателями (СП), питаемыми паром КУ (рис. 5.13); такая схема реализована на Северо-Западной ПГУ-ТЭЦ г. Санкт-Петербурга. В тепловой схеме отсутствует регенеративный подогрев питательной воды, предусмотрена редукционно-охлаждающая установка (РОУ) для питания при необходимости свежим паром пикового СП-3, использованы двухконтурный барабанный КУ и деаэратор питательной воды;

б)  $\alpha_{ТЭЦ} < 1$  – тепловая схема ПГУ-ТЭЦ (рис. 5.14) отличается от предыдущей тем, что пик потребления теплоты обеспечивается в пиковых водогрейных котлах (на рисунке не показаны). Использование пара КУ и РОУ в сетевой подогревательной установке не предусмотрено. Такая схема принята для проекта Сургутской ПГУ-ТЭЦ.

**Группа II.** В ПГУ-ТЭЦ этой группы используются одноконтурные КУ, хвостовые поверхности которых выполнены в виде газового сетевого подогревателя (ГСП). Обычно он включается параллельно сетевой подогревательной

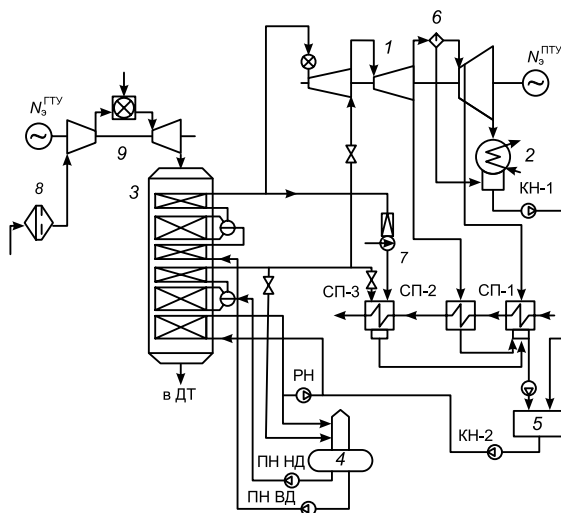


Рис. 5.13. Принципиальная тепловая схема ПГУ-ТЭЦ варианта I, а [8]:

Здесь и на рис. 5.14–5.16: 1 – паровая турбина; 2 – конденсатор; 3 – КУ; 4 – деаэратор; 5 – химводоочистка; 6 – сепаратор; 7 – редукционно-охлаждающее устройство; 8 – КВОУ; 9 – ГТУ; КН – конденсатный насос; ПН – питательные насосы низкого и высокого давления; ДТ – дымовая труба; СП – сетевой подогреватель; РН – рециркуляционный насос.

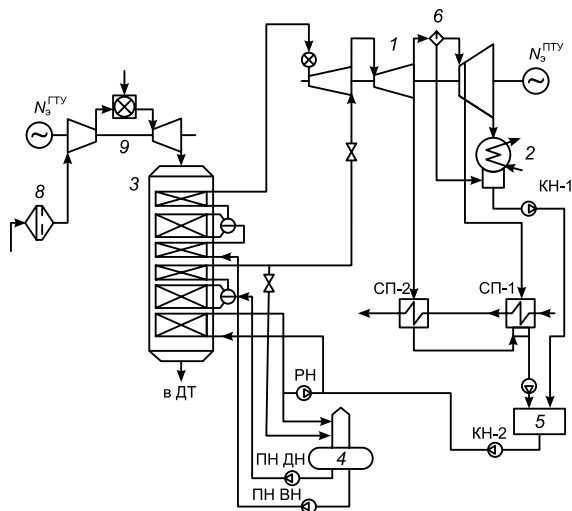


Рис. 5.14. Принципиальная тепловая схема ПГУ-ТЭС варианта I, б [8].

меняя нагрузку ГТУ и количество дожигаемого топлива. В качестве примера может служить ТЭС Nossener Brucke в Дрездене;

б)  $\alpha_{ТЭС} < 1$  – тепловая схема такой ПГУ-ТЭС (рис. 5.16) отличается от предыдущей отсутствием дожигания топлива в КУ и третьей ступени СП вместе с РОУ. Пик потребления теплоты покрывается водогрейными котлами. В хвостовой части КУ размещен ГСП, включенный параллельно сетевой подогревательной установке паровой турбины.

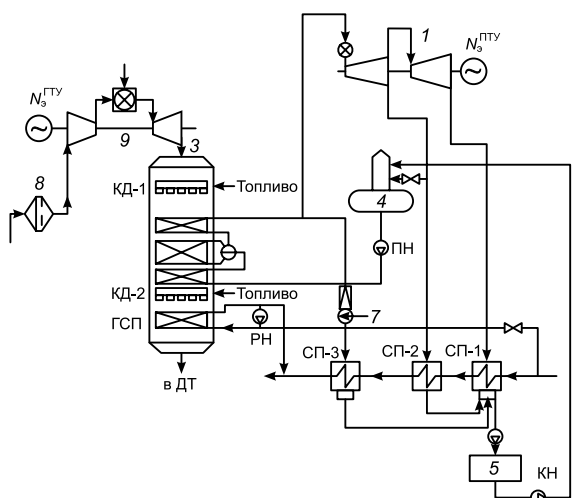


Рис. 5.15. Принципиальная тепловая схема ПГУ-ТЭС варианта II, а [8].

установке, в которой нагревается часть сетевой воды. В этой группе ПГУ-ТЭС можно выделить также два варианта тепловых схем:

а)  $\alpha_{ТЭС} = 1$  – ПГУ-ТЭС с паровой турбиной с противодавлением и одноконтурным КУ (рис. 5.15). В этом котле предусмотрены две ступени дожигания топлива: на входе выхлопных газов ГТУ в КУ (КД-1) и перед их входом в ГСП (КД-2). Пиковый СП установки питается через РОУ свежим паром котла. Такая тепловая схема позволяет в широком диапазоне регулировать электрическую и тепловую нагрузку ТЭС,

изменяя нагрузку ГТУ и количество дожигаемого топлива. В качестве примера может служить ТЭС Nossener Brucke в Дрездене;

Примером технического решения ПГУ-ТЭС группы II может служить тепловая схема Южной ПГУ-ТЭС г. Сыктывкара (рис. 5.17). В данном варианте ПГУ-ТЭС используется схема с двумя котлами-утилизаторами. Ее отличие состоит в том, что помимо пикового водогрейного котла в сетевую подогревательную установку включен пиковый сетевой подогреватель, питаемый свежим паром из КУ через РОУ, как это предусматривается схемой по варианту II, а. Дополнительно отпуск теплоты осуществляется непосредственно с хвостовых поверхностей нагрева

котлов-утилизаторов. В отдельных случаях в зависимости от принятых технических решений для ПГУ-ТЭЦ может потребоваться применение дожигания топлива в среде выхлопных газов ГТУ.

**Группа III.** Это ПГУ-ТЭЦ комбинированного типа, которые могут иметь тепловую схему с различным составом оборудования. Один из возможных вариантов такой схемы применительно к промышленно-отопительной ТЭЦ показан на рис. 5.18. Коллектор пара ВД связан с энергетическими паровыми котлами (на рисунке показан один из них ПК-1) и с контуром ВД КУ. Из этого коллектора могут питаться паром как паровые турбины с противодавлением ПТ1, так и теплофикационные турбины с отбором и конденсатором ПТ2. Один из коллекторов технологического пара среднего давления – 2 питает соответствующих потребителей, так же как и коллектор технологического пара 3. В деаэратор питательной воды поступают конденсат из паровой турбины, конденсат технологического пара потребителей ТП1 и ТП2, а также добавочная вода из химводоочистки. Подобная тепловая схема ПГУ-ТЭЦ реализована на ТЭС Kirjuniemi в Финляндии с использованием ГТУ MS6001FA (General Electric).

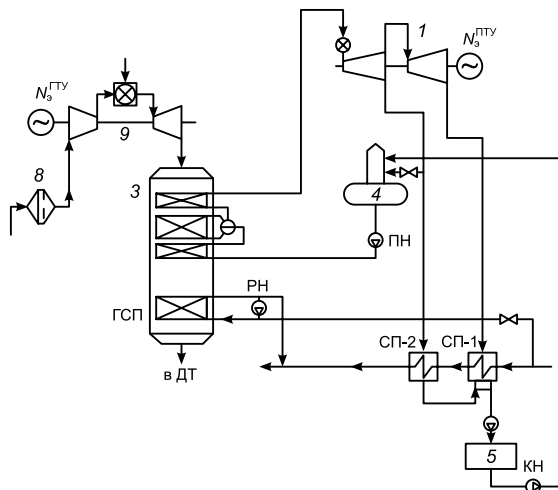


Рис. 5.16. Принципиальная тепловая схема ПГУ-ТЭЦ варианта II, б [8].

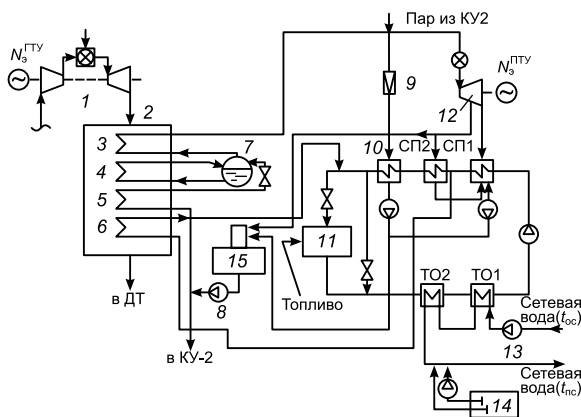


Рис. 5.17. Принципиальная схема парогазовой ТЭЦ в г. Сыктывкаре:

1 – ГТУ; 2 – котел-утилизатор; 3 – пароперегреватель пара; 4 – испаритель; 5 – экономайзер; 6 – газовый сетевой подогреватель; 7 – барабан котла-утилизатора; 8 – питательный насос; 9 – редукционно-охладительное устройство; 10 – пиковый сетевой подогреватель; 11 – пиковый водогрейный котел; 12 – паровая турбина; 13 – сетевой насос; 14 – аккумулятор теплоты; 15 – деаэратор; СП – сетевой подогреватель; ТО – теплообменный аппарат; ДТ – дымовая труба.

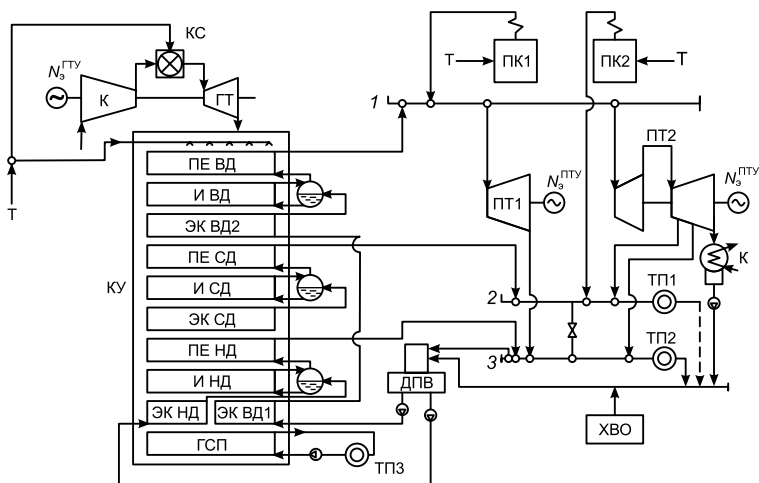


Рис. 5.18. Принципиальная тепловая схема ПГУ-ТЭЦ комбинированного типа [8]:

1 – паропровод ВД; 2 – технологический пар среднего давления ТП1; 3 – технологический пар низкого давления ТП2; ПК1 – энергетический паровой котел; ПК2 – пиковый паровой котел; ТП3 – потребитель отопительной нагрузки с сетевой водой; Т – подача топлива; КУ – котел-утилизатор; ХВО – химводоочистка; ГСП – газовый сетевой подогреватель; ДПВ – деаэратор питательной воды; К – конденсатор; ПЕ – пароперегреватель; И – испаритель; ЭК – экономайзер соответствующего давления.

### 3.2. Бинарные ПГУ-надстройки при реконструкции ТЭЦ [9]

Реконструкция и существенное увеличение выработки электроэнергии на тепловом потреблении при минимальных капиталовложениях возможны за счет газотурбинной надстройки существующей паротурбинной части ТЭЦ, если оборудование имеет достаточный ресурс. Такая реконструкция может производиться несколькими способами, наиболее эффективным из которых является надстройка с котлами-утилизаторами (бинарного типа или по параллельной схеме). Два других способа реконструкции – с вытеснением системы регенерации и со сбросом газов в котел – менее эффективны с точки зрения электрического КПД станции (42–44 % и 46–48 % соответственно), и рассматриваются в следующей главе.

ГТУ-надстройка с КУ может использоваться как при введении существующей на ТЭЦ паровой турбины в состав ПГУ в виде моноблока или дубльблока (две ГТУ и одна паровая турбина), так и при работе по схеме с поперечными связями. В этом случае пар с котла-утилизатора поступает в общестанционную магистраль без привязки к конкретной паровой турбине. При реализации такого варианта реконструкции возникает проблема с подбором газовых турбин, так как паровая турбина (турбины) уже существует, и параметры пара оказываются регламентированными. В этом случае в качестве критериев подбора оборудования можно назвать следующие:



- параметры газов за газовой турбиной должны обеспечивать возможность генерации пара с необходимыми параметрами в течение всего года, желательно без дожигания топлива в котле-утилизаторе;

- использование существующих паровых турбин в схеме ПГУ предполагает отключение регенеративных отборов. При этом расход острого пара на паровую турбину и мощность самой турбины, при сохранении уровня тепловой нагрузки и параметров регулируемых отборов, уменьшается приблизительно на 20–25 %.

Таким образом, параметры и характеристики уже установленных на ТЭЦ паровых турбин определяют характеристики газотурбинных установок, пригодных для надстройки. Особое влияние на выбор типа ГТУ оказывает температура выхлопных газов за газовой турбиной, причем важно не столько значение этой температуры, сколько ее изменение в процессе эксплуатации в зависимости от температуры наружного воздуха.

На рис. 5.19 представлены зависимости изменения температуры выхлопных газов за ГТУ для GTX-100 (Siemens) и SWIFTAC 50 FT8-3 (Pratt & Whitney). Анализ этих характеристик показывает, что у GTX-100 температура выхлопных газов во всем диапазоне рабочих температур наружного воздуха позволяет получать пар в котле-утилизаторе с давлением 4МПа и температурой 440 °С. В то же время у SWIFTAC 50 FT8-3 температура выхлопных газов при снижении температуры наружного воздуха до –40 °С падает до 358 °С. В этом случае не удастся обеспечить необходимые параметры пара за котлом-утилизатором без дожигания дополнительного топлива, что приводит к снижению эффективности такой надстройки. Более того, необходимость дожигания возникает и в некотором диапазоне плюсовых температур наружного воздуха, что может привести к работе с дожиганием топлива в течение пяти и более месяцев в году.

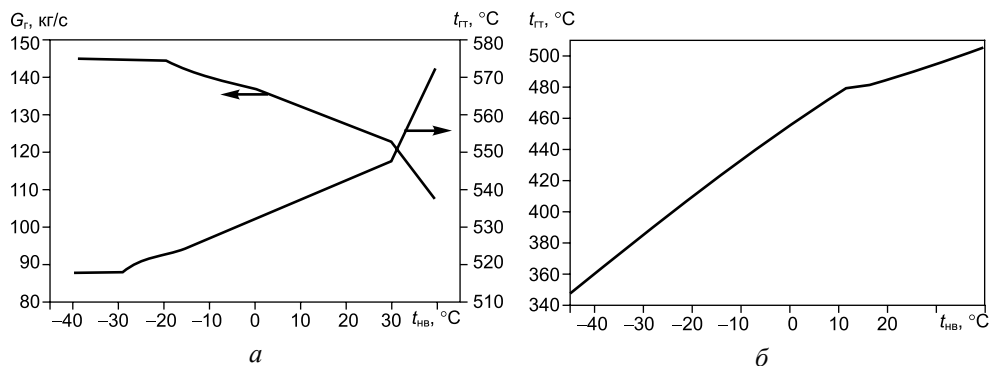


Рис. 5.19. Климатические характеристики ГТУ GTX-100 (а) и SWIFTAC 50 FT8-3 (б).

Показатели эффективности работы ТЭЦ при надстройке паротурбинной части (турбины типа ПР-12-3,4/0,6/0,1) приведенными выше ГТУ представлены в табл. 5.6. Расчет проводился по среднемесячным нагрузкам и температурам наружного воздуха. Анализ приведенных результатов показывает, что вследствие применения дожигания топлива на SWIFTAC 50 FT8-3 его годовые

показатели значительно уступают по тепловой экономичности GTX-100, тогда как сама газовая турбина FT8-3 имеет более высокий КПД.

Таблица 5.6

**Среднегодовые показатели ПГУ-ТЭЦ**

Показатель	2GTX 100 + 2КУ + 2ПП-12-3,4/0,6/0,1	2SWIFTRAC50 FT8-3 + 4КУ + 2ПП-12-3,4/0,6/0,1
Электрическая мощность ПГУ, МВт	110,34	143,32
Тепловая мощность ПГУ, Гкал/ч	96,98	101,33
Удельный расход топлива на производство электроэнергии ПГУ, г у. т./кВт·ч	180,2	192,3
Удельный расход топлива на производство теплоты ПГУ, кг у. т./Гкал	145,7	145,7
Годовая выработка электроэнергии ПГУ, млн кВт·ч	966,23	1255,39
Годовая выработка теплоты ПГУ, тыс. Гкал	849,39	887,40
Расход условного топлива, тыс. т	297,89	370,67
Кит, %	80,56	75,78

Анализ технических характеристик серий паровых турбин, установленных на существующих ТЭЦ, показывает, что для газотурбинной надстройки нужны соответствующие параметры выхлопных газов за газовой турбиной. Так, для параметров пара перед паровой турбиной – 13,0/555; 9,0/510; 3,5/435 МПа/°С минимально допустимые параметры выхлопных газов ГТУ при минимальной температуре наружного воздуха должны составлять 575, 530, 455 °С соответственно.

С учетом климатических условий для реализации варианта надстройки с котлами-утилизаторами возможно применение ограниченного ряда ГТУ. Расширение парка ГТУ для надстройки может быть достигнуто за счет перевода работы паротурбинного оборудования на скользящие параметры. При этом необходимо выделение соответствующего оборудования в отдельные блоки и согласование режимов работы паротурбинной части с заводами-изготовителями, а также пересчет характеристик паротурбинной установки и котла-утилизатора. В целом перевод на скользящие параметры приводит к снижению эффективности.

Как уже говорилось выше, реализация надстройки может идти как по моблочной или дубль-блочной схеме при выделении оборудования в отдельный блок, так и при работе на общестанционную магистраль без привязки к конкретным машинам. Последний способ позволяет использовать ГТУ с большой единичной мощностью, но в этом случае жестче требования к поддержанию заданных параметров пара на выходе из котла-утилизатора. Снижение количества и увеличение единичной мощности ГТУ способствует уменьшению удельных капитальных затрат на оборудование станции, снижению количества технологических связей на ТЭЦ и числа вспомогательных агрегатов. Однако работа одной газовой турбины на несколько паровых тур-

бин существенно усложняет процесс и заметно сокращает возможный диапазон регулирования нагрузок.

С уменьшением единичной мощности и увеличением числа ГТУ возможно осуществление более гибкого регулирования нагрузок ПГУ-ТЭЦ, а вывод из эксплуатации газотурбинных агрегатов, в том числе и на плановые ремонты, менее болезненно отражается на общем отпуске полезной энергии со станции. С другой стороны, при этом увеличиваются капитальные затраты на реконструкцию, возрастает количество паропроводов, трубопроводов и других технологических связей.

В общем случае выбор количества и единичной мощности газотурбинных агрегатов ПГУ-ТЭЦ представляет собой комплексную технико-экономическую задачу, учитывающую уровень изменения как тепловых, так и электрических нагрузок. При этом учитывается максимальный и минимальный уровень необходимых нагрузок, их суточные и сезонные колебания (т.к. мощность ГТУ меняется в зависимости от температуры наружного воздуха), расходы энергии на собственные нужды, капитальные затраты на оборудование, тарифы на отпускаемую тепловую и электрическую энергию, цена топлива и его доступность, а также требования по обеспечению надежности производства электрической и тепловой энергии.

Изложенные положения иллюстрируются следующим примером. Рассматривается вариант выбора надстройки газовыми турбинами первой очереди ТЭЦ с турбинами типа ВПТ-25-90/10-3М. На этих турбинах в конце 90-х годов была проведена замена ЦВД и реконструкция электротехнической части, что привело к практически полному восстановлению ресурса этих турбин. Вместе с тем, по экономическим показателям они существенно проигрывали второй очереди ТЭЦ с давлением пара  $p_0 = 13$  МПа, поэтому была рассмотрена возможность их реконструкции путем надстройки к ним газотурбинной части.

Использование паровых турбин ВПТ-25-90/10-3М в схеме ПГУ предполагает отключение регенеративных отборов (весь цикл подогрева питательной воды осуществляется в котле-утилизаторе). В этих условиях при существующих отборах пара из производственного отбора с давлением 1,0 МПа максимальный расход пара на них может достигать 110–125 т/ч. Этот расход и начальные параметры пара были приняты в качестве целевых условий при подборе газовых турбин. Параметры газов за газовой турбиной должны обеспечивать возможность генерации пара с параметрами не ниже 10 МПа/510 °С без использования дожигания. Данным условиям отвечают следующие возможные решения:

- установка двух ГТУ мощностью 70–85 МВт;
- установка трех газовых турбин мощностью 45–60 МВт;
- установка четырех ГТУ мощностью 35–45 МВт.

В итоге для окончательного рассмотрения были отобраны турбины PG6111FA, GTX-100 и V64.3A соответственно с мощностью 75,3; 43,0; 70,0 МВт; их показатели приведены в гл. 2. Была принята схема работы всех котлов-утилизаторов на общую магистраль с параметрами острого пара 9,7 МПа/510 °С и выполнением котлов-утилизаторов одноконтурными. Введение второго контура с давлением пара 1,0 МПа приводило к существенному

усложнению схемы и стоимости котла-утилизатора. При этом генерация пара во втором контуре не превысит 5–10 т/ч, что при работе основного оборудования большую часть времени по тепловому графику не обеспечит существенного повышения тепловой экономичности. Для понижения температуры уходящих газов до 100 °С был установлен в «хвостовых» поверхностях котла-утилизатора газовый подогреватель сетевой воды.

Результаты расчета среднегодовых показателей брутто тепловой экономичности по балансовому (физическому) методу представлены в табл. 5.7. Расчеты приведены для двух возможных вариантов эксплуатации реконструируемой части ТЭЦ – по тепловому графику и по электрическому, когда в летний период реконструируемая часть, имеющая более высокие экономические показатели, работает в чисто конденсационном режиме, обеспечивая тем самым возможность работы второй очереди на тепловом потреблении и повышая суммарную выработку электроэнергии.

Таблица 5.7

**Среднегодовые показатели работы ПГУ-блоков  
для разных вариантов загрузки**

Показатель	Вариант 1 (круглогодичная теплофикационная выработка)			Вариант 2 (круглогодичная конденсационная выработка)		
	GTX-100	V64.3A	PG6111FA	GTX-100	V64.3A	PG6111FA
Кит, %	80,40	80,05	83,03	66,79	64,03	66,35
КПД по выработке электроэнергии, %	70,34	69,20	73,31	59,22	56,90	59,45
Расход топлива на выработку электроэнергии, г у. т./кВт·ч	174,72	177,56	167,66	207,80	216,20	206,90
Расход топлива на выработку теплоты, кг у. т./Гкал	145,93					
Удельные капиталовложения, USD/кВт	705	664	621	–	–	–

Результаты расчета показывают, что среди рассмотренных вариантов наибольшей эффективностью и постоянством характеристик в течение года выделяется проект на базе ГТУ General Electric PG6111FA.

### 3.3. Оценка топливной экономичности ПГУ-ТЭЦ, работающей в системе теплоэнергоснабжения

Главным показателем топливной эффективности ПГУ-ТЭЦ является величина реальной экономии топлива в системе  $\Delta B_{\text{рк}}^c$  при замене раздельной выработки электроэнергии на вытесняемых КЭС и тепла на районных котельных (РК) на совместную. Показателем такой эффективности ТЭЦ является относительная экономия топлива в системе:

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НИЗКОКАЛОРИЙНОГО ГАЗА НА ПРОМЫШЛЕННОЙ ПГУ-ТЭЦ**

Начиная с 1996 г. на металлургическом заводе ISE (г. Торонто, Италия) эксплуатируется газотурбинная электростанция мощностью 515 МВт, основанная на трех ГТУ MS9001E производства Nuovo Pignone. Особенностью этой ПГУ-ТЭЦ является использование в ГТУ низкокалорийного газа (побочного продукта металлургического производства) в смеси с природным газом в качестве топлива. Электрогенераторы, паровые турбины и котлы-утилизаторы были поставлены компанией Ansaldo, а дожимные компрессоры топливного газа – Отделением турбомашин Nuovo Pignone. Большая часть вырабатываемой на станции электроэнергии поступает в Национальную электросеть страны, а тепловой энергией в виде пара обеспечиваются потребности технологических процессов завода. В системе подготовки топливного газа для ГТУ были решены проблемы, связанные с увеличенным расходом низкокалорийного газа и периодическим изменением его расхода. На заводе производится попутно большое количество доменного газа с низкой теплотворной способностью и небольшие объемы коксового газа, которые подвергаются очистке от пыли. Для обеспечения стабильного процесса горения в камерах сгорания ГТУ эти газы смешиваются с природным газом в таком соотношении, чтобы теплотворная способность смеси находилась в пределах  $6,2-7,5$  МДж/нм<sup>3</sup>. Смешение газа выполняется непосредственно перед их подачей в горелочное устройство КС. Дожимные топливные компрессоры повышают давление синтезгазов до 2,2 МПа, требуемого для нормальной работы камеры сгорания. Повышенный расход синтезгаза при срабатывании его давления в ступенях газовой турбины производит дополнительную мощность, составляющую 27–30 МВт и компенсирующую затраты энергии в дожимном компрессоре. Каждая из трех ГТУ соединена одной стороной силового вала с электрогенератором (129 МВА), а с противоположной стороны – через редуктор – с центробежным топливным компрессором; общая длина этой «связки» составляет 50 м.



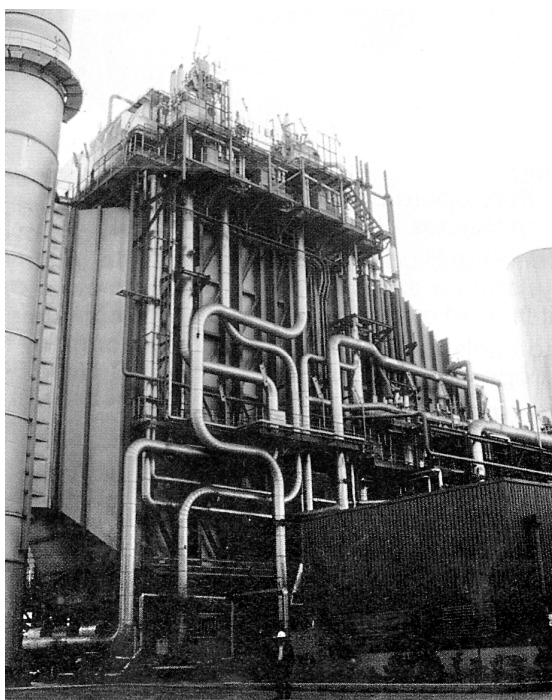
Общий вид ПГУ-ТЭЦ, работающей на смеси доменного, коксового и природного газа.

Выхлоп ГТУ соединен с трехконтурным котлом-утилизатором горизонтальной компоновки и естественной циркуляцией. Поток выхлопных газов на входе в КУ разбивается на две части, и в меньшей из них предусмотрено сжигание дополнительного топлива (синтезгаза или его смеси с природным газом) для обеспечения температуры острого пара 540 °С. Пар подается в конденсационную паровую турбину активно-реактивного типа мощностью 86 МВт с промперегревом пара, нагруженную собственным электрогенератором. Три паротурбинных генератора размещаются в одном машзале, к которому примыкает комната центральной системы управления. Для технологических процессов завода пар с параметрами 2,0 МПа/350 °С и расходом 140 т/ч отбирается после ЦВД из паропровода, связанного с секцией промперегрева пара в КУ. Паровая турбина работает в режиме скользящего давления с полностью открытым впускным клапаном. Предусмотрены две байпасные линии – от паропровода острого пара до паропровода идущего на промперегрев, и от трубопровода промперегретого пара до конденсатора – для возможности работы ГТУ с отключенной паровой турбиной.

Раскрутка ротора ГТУ при запуске осуществляется электродвигателем мощностью 10 МВт, а зажигание КС проводится на природном газе при за-

крытых клапанах синтезгаза. Последний подается в КС после операции синхронизации генератора, когда мощность ГТУ достигает 30 МВт. Испытания ПГУ показали, что требуемая тепловая мощность КУ обеспечивается при мощности дополнительно сжигаемого топлива в КУ 35 МВт, что оказалось меньше проектной величины 50 МВт. В номинальных условиях работы электрический КПД ПГУ составляет 45 % (без учета расхода технологического пара 140 т/ч). Три блока ПГУ имеют годовую наработку свыше 7700 ч.

Дополнительные сведения по особенностям конструкции топливоприготовительной системы для синтезгазов изложены в ч. 1 гл. 5 (раздел 2.2) настоящего пособия.



*Трехконтурный с промперегревом пара котел-утилизатор фирмы Ansaldo на выхлопе ГТУ MS9001E*

$$\delta_{\text{ЭК}} = \frac{\Delta B_{\text{ЭК}}^{\text{с}}}{B_{\text{КЭС}}^{\text{зам}} + B_{\text{РК}}^{\text{зам}}}, \quad (5.10)$$

где  $B_{\text{КЭС}}^{\text{зам}}$  – расход топлива на замещаемой КЭС, передающей в энергосистему соответствующее количество электроэнергии ( $\mathcal{E}_{\text{КЭС}}^{\text{зам}}$ );  $B_{\text{РК}}^{\text{зам}}$  – расход топлива на выработку тепла  $Q_{\text{РК}}^{\text{зам}}$  замещаемой котельной, фактически отданному потребителю.

Поскольку пиковые котельные в современных системах теплоснабжения располагаются непосредственно в тепловых центрах, потери в их сетях можно не учитывать. При этом количество тепла  $Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{тф}}$ , которое нужно выработать на ПГУ-ТЭЦ комбинированным способом, будет больше  $Q_{\text{РК}}^{\text{зам}}$  на количество тепловых потерь в магистральных тепловых сетях. Аналогично потребная выработка электроэнергии на КЭС будет больше вырабатываемой на ТЭЦ на количество электрических потерь в системе ее передачи от загородной КЭС, где располагается надстройка, до города. Следовательно, если на ТЭЦ комбинированным способом вырабатывается  $\mathcal{E}_{\text{ТЭЦ}}^{\text{тф}}$  и  $Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{тф}}$ , на замещаемой КЭС должно вырабатываться

$$\mathcal{E}_{\text{КЭС}}^{\text{зам}} = (\mathcal{E}_{\text{ТЭЦ}}^{\text{тф}} + \Delta \mathcal{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{раз}}) / \eta_{\text{лэп}} \quad (5.11)$$

и на РК

$$Q_{\text{РК}}^{\text{зам}} = Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{тф}} \eta_{\text{тс}}, \quad (5.12)$$

где  $\Delta \mathcal{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{раз}}$  – количество электроэнергии, вырабатываемое на ТЭЦ отдельным способом, эквивалентное  $q_{\text{ух}}$ ;  $\eta_{\text{лэп}}$  – коэффициент, учитывающий потери электроэнергии при ее передаче от загородных КЭС;  $\eta_{\text{тс}}$  – коэффициент, учитывающий потери в тепловых сетях.

Во избежание условности, связанной с определением удельных расходов топлива на выработку электроэнергии  $b_3^{\text{ТЭЦ}}$  и тепла  $b_Q^{\text{ТЭЦ}}$  на ТЭЦ, расход топлива на ПГУ-ТЭЦ при комбинированной выработке  $\mathcal{E}_{\text{ТЭЦ}}^{\text{тф}}$  и  $Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{тф}}$  в работе [10] рекомендуется рассчитывать по формуле

$$B_{\text{ТЭЦ}}^{\text{тф}} = (\mathcal{E}_{\text{ТЭЦ}}^{\text{тф}} + Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{тф}}) / \text{Кит}^{\text{тф}} Q_{\text{н}}^{\text{тф}} = Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{тф}} (y_3^{\text{тф}} + 1) / \text{Кит}^{\text{тф}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}, \quad (5.13)$$

где  $y_3^{\text{тф}}$  – приведенная удельная выработка электроэнергии (нетто) комбинированным способом, учитывающая ее расход на собственные нужды ТЭЦ и на перекачку сетевой воды;  $\text{Кит}^{\text{тф}}$  – коэффициент использования тепла топлива в теплофикационных потоках рабочих тел.

Необходимо учитывать и тот факт, что в течение всего периода такой работы ТЭЦ будет изменяться не только тепловая нагрузка  $Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{тф}}$ , но и все параметры как газового, так и парового циклов ПГУ. Поэтому среднегодовой расход топлива  $B_{\text{ТЭЦ}}^{\text{тф}}$  должен рассчитываться отдельно по характерным периодам года, где действительные параметры цикла и системы близки к их средним значениям данного периода. При этом годовой расход топлива определяется как сумма его расходов во всех периодах

$$B_{\text{ТЭЦ}}^{\text{тф}} = \sum_{i=1}^n B_i^{\text{тф}} n_i, \quad (5.14)$$

где  $B_i^{\text{тф}}$  – расход топлива за 1 ч работы ПГУ-ТЭЦ в  $i$ -ом режиме;  $n_i$  – число часов такого режима в календарном году.

Очевидно, что каждый режим (соответственно температуре наружного воздуха) будет иметь свои значения коэффициентов  $\text{Kit}^{\text{тф}}$ ,  $u_3^{\text{тф}}$ ,  $\eta_3^{\text{ГТУ}}$ , а также показатели газового и парового циклов ПГУ. В зависимости от требуемой точности определения суммарной экономии топлива устанавливается количество таких усредненных периодов, но не менее трех – зимний, осенне-весенний и летний. Излагаемая методика [10] расчетов системной эффективности ПГУ-ТЭЦ, справедлива для каждого из указанных теплофикационных режимов ее работы. Выполнялось численное исследование системной экономичности упрощенной тепловой схемы ПГУ-ТЭЦ приведенной на рис. 5.20, а. В состав оборудования ПГУ входят ГТУ с электрогенератором, паровой двухконтурный котел-утилизатор с теплофикационным экономайзером в его хвостовой части, двухцилиндровая паровая турбина с электрогенератором и сетевые подогреватели высокого и низкого давления. Расход топлива определялся для теплофикационных режимов с полным использованием отработавшего пара для теплоснабжения; конденсационный режим работы ПГУ-ТЭЦ не рассматривался.

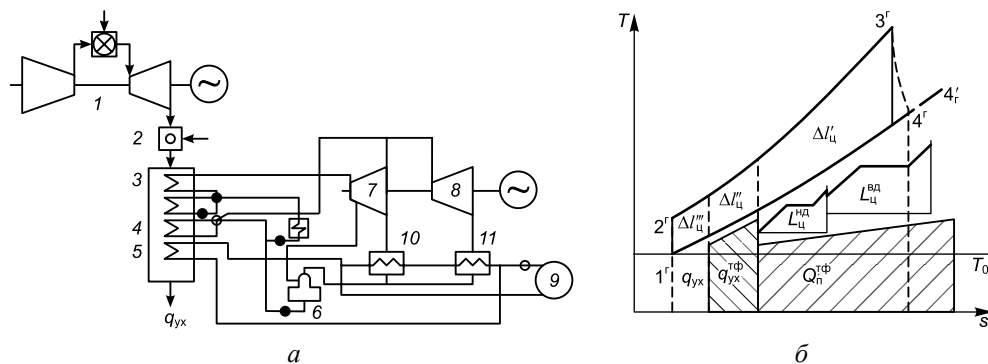


Рис. 5.20. Принципиальная тепловая схема (а) и термодинамический цикл (б) теплофикационной ПГУ [10]:

1 – ГТУ; 2 – дожигательное устройство; 3 – контур ВД КУ; 4 – контур НД КУ; 5 – теплофикационный экономайзер (ТФЭ); 6 – деаэрактор; 7 – цилиндр ВД паровой турбины (ТВД); 8 – цилиндр НД паровой турбины (ТНД); 9 – тепловые потребители; 10 – подогреватель сетевой воды высокого давления; 11 – подогреватель сетевой воды низкого давления.

На рис. 5.20, б показаны диаграммы газового и парового циклов ПГУ с обозначением площадей, связанных с передачей теплоты сетевой воде от обоих циклов:  $\Delta I'_{\text{ц}}$  и  $\Delta I''_{\text{ц}}$  – работа теплофикационных частей газового цикла;  $\Delta I'''_{\text{ц}}$  – работа отдельной части газового цикла;  $L'_{\text{ц}}$  и  $L''_{\text{ц}}$  – работа паровых циклов, приведенная к 1 кг рабочего тела газового цикла;  $q_{\text{yx}}$  – потери тепла с уходящими газами котла-утилизатора;  $q_{\text{газ}}^{\text{тф}}$  и  $Q_{\text{п}}^{\text{тф}}$  – тепло, отданное в тепловую сеть в ТФЭ, и в подогревателях сетевой воды низкого и высокого давлений.

На парогазовых ТЭЦ объективная оценка действительной эффективности комбинированной выработки электроэнергии и тепла определяется при сов-



местном использовании Кит и удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении

$$y_3^T = \mathcal{E}_{\text{тф}} / Q_{\text{тф}}, \quad (5.15)$$

где  $\mathcal{E}_{\text{тф}}$  и  $Q_{\text{тф}}$  – электроэнергия и тепло, выработанные комбинированным способом (нетто).

Значения  $\text{Кит}_i^{\text{тф}}$  и  $y_{\mathcal{E},i}^{\text{тф}}$  определяются исходя из реальных для каждого из режимов и  $t_{\text{нв}}$  параметров газовой и паровой частей бинарного цикла по следующим формулам:

$$\text{Кит}_i^{\text{тф}} = \frac{\eta_{\text{сн}} (\Delta l_{\text{тф}}^{\text{газ}} \eta_{\text{мг}}^{\text{газ}} + l_{\text{тф}}^{\text{пар}} \eta_{\text{мг}}^{\text{пар}}) + q_{\text{от}}^{\text{тф}}}{q_{\text{топ}}^{\text{кс}} + q_{\text{топ}}^{\text{кл}}} \quad (5.16)$$

и

$$y_{\mathcal{E},i}^{\text{тф}} = \frac{\eta_{\text{сн}} (\Delta l_{\text{тф}}^{\text{газ}} \eta_{\text{мг}}^{\text{газ}} + l_{\text{тф}}^{\text{пар}} \eta_{\text{мг}}^{\text{пар}})}{q_{\text{от}}^{\text{тф}}}, \quad (5.17)$$

где  $\Delta l_{\text{тф}}^{\text{газ}}$  – реальная работа теплофикационной части газового цикла;  $l_{\text{тф}}^{\text{пар}}$  – реальная работа всего парового цикла с учетом массы пара, приходящейся на 1 кг газа, тепло которого отдается потребителям;  $\eta_{\text{мг}}^{\text{газ}}$  и  $\eta_{\text{мг}}^{\text{пар}}$  – коэффициенты, отражающие механические потери в компрессоре, газовой турбине, паровой турбине и электрогенераторах;  $\eta_{\text{сн}}$  – коэффициент, учитывающий расход электроэнергии на собственные нужды ПГУ-ТЭЦ (включая привод сетевых насосов);  $q_{\text{от}}^{\text{тф}}$  – тепло, отпущенное отработавшим и отборным паром в сеть, а также сетевой воде в теплофикационном экономайзере;  $q_{\text{топ}}^{\text{кс}}$  и  $q_{\text{топ}}^{\text{кл}}$  – тепло топлива, сожженного в камере сгорания турбины и в камере дожигания котла-утилизатора в количестве, приходящемся на 1 кг газового рабочего тела газотурбинного агрегата.

Отдельно необходимо учитывать дополнительный расход топлива на раздельную выработку электроэнергии в газотурбинной части ПГУ  $\Delta B_{\text{ГТУ}}^{\text{раз}}$ , связанной с наличием нижней части цикла ГТУ, отводимое тепло после которой выбрасывается из КУ в окружающую среду (рис. 5.20, б).

$$\Delta B_{\text{ГТУ}}^{\text{раз}} = \Delta \mathcal{E}_{\text{ГТУ}}^{\text{раз}} / \eta_3^{\text{ГТУ}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}, \quad (5.18)$$

где  $\Delta \mathcal{E}_{\text{ГТУ}}^{\text{раз}}$  – раздельная выработка электроэнергии, пропорциональная доле отводимого тепла  $q_{\text{yx}}$  газового цикла, не используемого в паровой части ПГУ и в газовом подогревателе сетевой воды (ТЭЦ);  $\eta_3^{\text{ГТУ}}$  – электрический КПД ГТУ (нетто) с учетом его ухудшения, вызванного гидравлическим сопротивлением КУ. Значение  $\Delta \mathcal{E}_{\text{ГТУ}}^{\text{раз}}$  может быть определено по приближенной формуле

$$\Delta \mathcal{E}_{\text{ГТУ}}^{\text{раз}} = \mathcal{E}_{\text{ГТУ}} \xi_{\text{yx}}, \quad (5.19)$$

где  $\xi_{\text{yx}} = q_{\text{yx}} / q_{\text{гт}}$  – доля потерь тепла, отводимого в цикле ГТУ.

В соответствии с формулами (5.13) и (5.18) общий расход топлива на ПГУ-ТЭЦ за исследуемый период составит

$$B_{\text{ТЭЦ},i} = B_{\text{ТЭЦ},i}^{\text{тф}} + \Delta B_{\text{ГТУ},i}^{\text{раз}} = \frac{Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{тф}} (y_3^{\text{тф}} + 1)}{\text{Кит}^{\text{тф}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}} + \frac{\mathcal{E}_{\text{ГТУ}} \xi_{\text{yx}}}{\eta_3^{\text{ГТУ}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (5.20)$$

где  $Q_{ТЭЦ}^{тф}$  – суммарное количество тепла, отпущенное потребителям от пара и газа за  $i$ -й период;  $\mathcal{E}_{ГТУ}$  – общая полезная выработка электроэнергии ГТУ за тот же период.

Экономия топлива, которая достигается в системе теплоэнергоснабжения за рассматриваемый  $i$ -й период работы ПГУ-ТЭЦ, определяется как разность между вероятным расходом топлива  $B_{раз}^c$  в замещаемых КЭС и РК раздельной системы и его расходом на ПГУ-ТЭЦ. В соответствии с зависимостями (5.11) и (5.12) имеем:

$$B_{раз,i}^c = \frac{\mathcal{E}_{ТЭЦ}^{тф} + \Delta\mathcal{E}_{ГТУ}^{раз}}{\eta_3^{КЭС}\eta_{лэп}Q_H^p} + \frac{Q_{ТЭЦ}^{тф}\eta_{тс}}{\eta_{рк}Q_H^p}. \quad (5.21)$$

При этом экономия топлива в системе за этот же  $i$ -й период года от работы ПГУ-ТЭЦ составит

$$\Delta B_{эк,i}^c = \frac{Q_{ТЭЦ}^{тф}}{Q_H^p} \left[ y_3^{тф} \left( \frac{1}{\eta_{лэп}\eta_3^{КЭС}} - \frac{1}{\text{Кит}^{тф}} \right) + \left( \frac{\eta_{тс}}{\eta_{рк}} - \frac{1}{\text{Кит}^{тф}} \right) \right] - \frac{\mathcal{E}_{ГТУ}\xi_{ух}}{Q_H^p} \left( \frac{1}{\eta_3^{ГТУ}} - \frac{1}{\eta_{лэп}\eta_3^{КЭС}} \right). \quad (5.22)$$

Относительная экономия топлива за исследуемый период работы

$$\delta_{эк,i}^c = \frac{\Delta B_{эк,i}^c}{B_{раз,i}^c}. \quad (5.23)$$

Рассматривая каждую составляющую формулы (5.22), можно заметить, что многие из них, хотя и оказывают большое влияние на размер абсолютной  $\Delta B_{эк}^c$  и относительной  $\delta_{эк}^c$  экономии топлива в системе, в течение года очень мало изменяются. К ним, в частности, относятся показатели  $\eta_3^{КЭС}$  и  $\eta_{рк}$  раздельной энергосистемы; при расчетах их следует принимать  $\eta_3^{КЭС} = 0,45 \div 0,5$  и  $\eta_{рк}$  не ниже 0,9. От структуры и режимов работы ПГУ-ТЭЦ в незначительной степени зависит коэффициент использования тепла топлива  $\text{Кит}^{тф}$ , который в современных ПГУ-ТЭЦ достигает значения  $\approx 0,9$ . Наибольшее влияние на  $\Delta B_{эк}^c$  и  $\delta_{эк}^c$  оказывают взаимосвязанные показатели реального цикла ПГУ-ТЭЦ – удельная теплофикационная выработка электроэнергии нетто на тепловом потреблении  $y_3^{тф}$  и связанные с ней электрический КПД газотурбинной установки  $\eta_3^{ГТУ}$ , а также  $\xi_{ух}$ , отражающая потери с уходящими газами котла-утилизатора и определяющая величину раздельной выработки электроэнергии в газовом цикле. Значительное влияние на эти показатели оказывает и совершенство цикла паровой части ПГУ, которое зависит от отношения электрических мощностей газовой  $N_{газ}$  и паровой  $N_{пар}$  частей ПГУ-ТЭЦ. Однако из-за сложных современных паровых циклов ПГУ эта зависимость требует специального исследования.

Расчеты по определению удельной экономии топлива  $\delta_{эк}^c$  и ее зависимости от  $y_3^{тф}$  по формулам (5.22) и (5.23) были выполнены при значениях:  $\eta_{рк} = 0,9$ ;  $\eta_{тс} = \eta_{лэп} = 0,9$ ;  $\text{Кит}^{тф} = 0,9$ ;  $\xi_{ух} = 0,2$ . Удельная выработка электроэнергии  $y_3^{тф}$  варьировалась от 0,3 до 1,4, что соответствует диапазону значений  $\eta_3^{ГТУ}$  от 0,17

до 0,41. Значение  $\eta_3^{КЭС}$  варьировалось от 0,4 до 0,5 (относится к замещаемым современным паротурбинным и парогазовым КЭС). Результаты расчетов показаны на рис. 5.21.

Как видно, значение  $\delta_{эж}^с = 20\%$  от строительства ПГУ-ТЭЦ может быть получена только при удельной выработке электроэнергии  $y_3^{тф} > 0,8$ , что соответствует применению на ПГУ-ТЭЦ газовых турбин с  $\eta_3^{ГТУ} > 0,3$ . Экономия топлива в 30–35 % может быть получена при замещении в энергосистемах только паротурбинных КЭС с  $\eta_3^{КЭС} < 0,4$ .

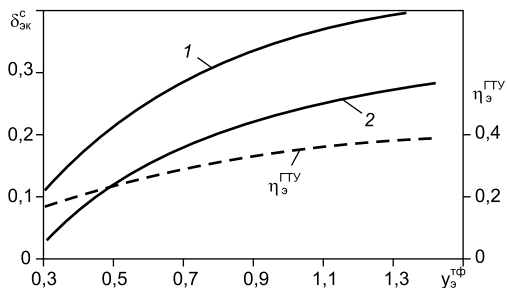


Рис. 5.21. Зависимость относительной экономии топлива в системе  $\delta_{эж}^с$  от удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении  $y_3^{тф}$  и КПД газотурбинной части ПГУ  $\eta_3^{ГТУ}$  [10]:

1 – при замещении паротурбинной КЭС с  $\eta_3^{КЭС} = 0,4$ ; 2 – при замещении парогазовой КЭС с  $\eta_3^{КЭС} = 0,5$ .

#### 4. ОСОБЕННОСТИ ТЕХНИЧЕСКОЙ РЕАЛИЗАЦИИ МУНИЦИПАЛЬНЫХ ПГУ-ТЭЦ РАЗЛИЧНОЙ МОЩНОСТИ

Особенности технических решений, составы оборудования и показатели отопительных ПГУ различной мощности (от 39 до 450 МВт) рассмотрены на конкретных примерах новых российских ПГУ-ТЭЦ.

**Парогазовый энергоблок ТЭЦ мощностью 39 МВт [11, 12].** В 2004 г. введены в опытно-промышленную эксплуатацию два парогазовых энергоблока ПГУ-39 Сочинской ТЭС. Номинальная электрическая мощность станции составляет 78 МВт, тепловая – 25 Гкал/ч. Среднегодовая выработка электроэнергии – 487,5 млн кВт·ч, тепла – 80 тыс. Гкал. Режим работы – базовый (7500 ч/год). Объем инвестиций составил  $\approx 180$  млн USD. Общая продолжительность строительства станции по проекту составила 19 месяцев. Предполагаемый срок окупаемости с начала эксплуатации – 6,7 лет. Тепловая схема Сочинской ТЭС представлена на рис. 5.22.

Парогазовые энергоблоки ПГУ-39, размещенные в главном корпусе станции, включают следующее оборудование:

- ГТУ GT10C (Siemens–Alstom);
- генератор AMS в составе газотурбинной установки (Alstom);
- паровую турбину Т-10/11-5,2/0,2 (Калужский турбинный завод, ОАО «Силловые машины»);
- генератор ТАП-12-2КУЗ для паровой турбины (Электросила, ОАО «Силловые машины»);
- котел-утилизатор П-103 («ЗиО-Подольск»).

Газовая турбина мощностью 28,4 МВт при КПД 35,5 % выполнена по двухвальной схеме: газогенератор и свободная силовая турбина, которая обеспечивает более высокий (по сравнению с одновальными ГТУ) КПД при работе на

частичных нагрузках. Конструктивной особенностью ГТУ является малоэмиссионная кольцевая камера сгорания с сухим подавлением вредных выбросов. В камере установлен один воспламенитель и 18 горелок, обеспечивающих высокую эффективность процесса сжигания топлива. При использовании в качестве топлива природного газа уровень  $\text{NO}_x$  в выхлопных газах составляет менее 15 ppm (при 15 %  $\text{O}_2$ ).

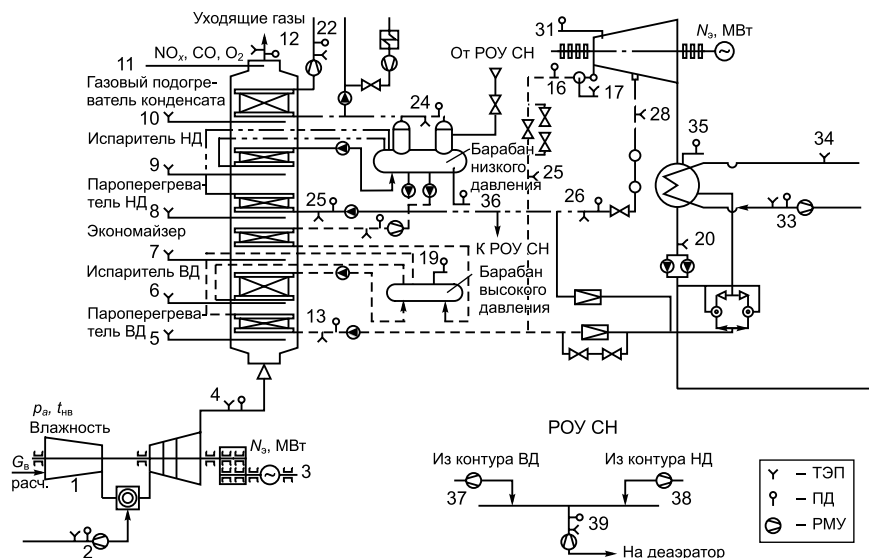


Рис. 5.22. Тепловая схема энергоблока ПГУ-39 Сочинской ТЭС с указанием точек измерений параметров [12]:

ТЭП – термоэлектрические преобразователи; ПД – преобразователи давления; РМУ – расходомерные устройства; 1–39 – номера точек измерения.

Свободная силовая турбина, вращающаяся с частотой 6500 об/мин, соединена с электрогенератором через понижающий редуктор. Описание конструкции ГТУ GT10С было приведено в гл. 2. ГТУ оборудована двойной топливной системой – для работы на природном газе и дизельном топливе. В качестве стартера ГТУ используется электропривод с частотным регулированием максимальной мощностью 200 кВт.

Для защиты проточной части газовой турбины от эрозии применено КВОУ импульсного типа. В его состав входят фильтр с автоматической импульсной очисткой и система шумоглушения. Отдельная система антиобледенения не предусмотрена, так как эта функция выполняется фильтром с импульсной очисткой. Технические данные оборудования ПГУ, полученные в результате приемо-сдаточных испытаний с участием фирмы Siemens и ВТИ, представлены в табл. 5.8. Испытания проводились при работе ПГУ в конденсационном режиме.

Опытные зависимости температуры газов за силовой турбиной  $t_{ГТ}$ , а также КПД ГТУ от электрической нагрузки при атмосферном давлении 101,3 кПа показаны на рис. 5.23. Максимальная нагрузка за все время испытаний для

ГТУ-1 и ГТУ-2 составила соответственно 31,46 и 31,29 МВт, расход тепла в камеры сгорания 89,34 и 89,15 МВт, КПД ГТУ достигал 35,22 и 35,10 %, удельный расход теплоты топлива 10 223,0 и 10 257,5 кДж/кВт·ч при температуре наружного воздуха 4,3 и 5,6 °С. Эти значения получены при начальной температуре газов перед турбиной ВД (рассчитанной по стандарту ISO)  $t_3$ , равной 1131 и 1128 °С для каждой из ГТУ.

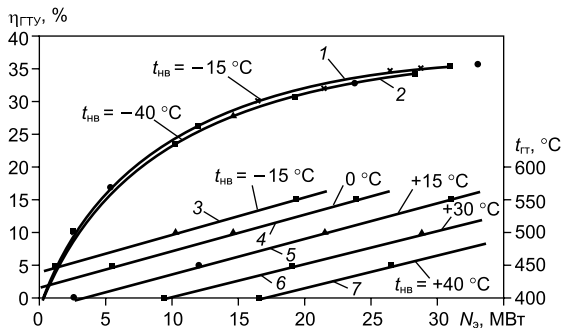


Рис. 5.23. Зависимости КПД и температуры выхлопных газов  $t_{ГТ}$  ГТУ GT10 от мощности ГТУ и температуры наружного воздуха [12]:  
1-2 –  $\eta_{ГТУ}$ ; 3-7 –  $t_{ГТ}$ .

Таблица 5.8

**Результаты испытаний ПГУ-39 Сочинской ТЭС**

Показатель	Блок № 1	Блок № 2
<b>Газотурбинная установка GT10С</b>		
Электрическая мощность ГТУ, МВт	28,579	29,635
Удельный расход теплоты топлива, кДж/(кВт·ч)	10 490	10 472
Располагаемое тепло газов за ГТУ, кВт	43 441	43 173
Содержание вредных выбросов, ppm	≈19	≈17
<b>Котел-утилизатор П-103</b>		
Расход пара ВД, т/ч	39,5	39,5
Температура пара ВД, °С	489	485
Расход пара НД, т/ч	7,9	7,4
Температура пара НД, °С	212	217
Температура уходящих газов, °С	104	110
Аэродинамическое сопротивление, кПа	1,477	1,437
<b>Паротурбинная установка Т-10/11-5.2/0,2</b>		
Электрическая мощность ПГУ, МВт	11,48	11,05
Удельный расход тепла, кДж/(кВт·ч)	13 191	13 288
<b>Энергоблок ПГУ-39</b>		
Электрическая мощность ПГУ, МВт	40,06	40,68
Коэффициент полезного действия брутто, %	49,4	49,9

В составе ПГУ используется одноцилиндровая паровая турбина Т-10/11-5,2/0,2. Камера регулируемого отбора делит турбину на часть высокого давления (ЧВД) – 12 ступеней и часть низкого давления (ЧНД) – 5 ступеней. Турбина

предназначена для работы от источника пара двух давлений с одним регулируемым отопительным отбором пара после 12-й ступени (пар направляется в бойлер для нагрева сетевой воды). В ЧВД турбины за восьмой ступенью предусмотрен промежуточный ввод пара из контура низкого давления КУ. Номинальная частота вращения ротора – 3000 об/мин. Парораспределение в ЧВД – сопловое шестью регулирующими клапанами, в ЧНД – дроссельное с одним поворотным клапаном – заслонкой. Управление турбиной осуществляется с помощью микропроцессорной электрогидравлической системы автоматического регулирования, состоящей из двух функциональных частей – электронной управляющей и гидромеханической исполнительской. Технические характеристики паровой турбины представлены в табл. 5.9.

Таблица 5.9

**Технические характеристики Т-10/11-5,2/0,2**

Показатель	Режим работы	
	конденсационный	теплофикационный
Температура наружного воздуха, °С	+15	–3
Электрическая мощность турбины, МВт	11,1	9,3
<i>Контур высокого/низкого давления</i>		
Давление перед турбиной, МПа	5,2/0,46	5,2/0,48
Температура пара на входах в турбину по контурам ВД/НД, °С	484/210	475/210
Расход пара на турбину, т/ч	39,32/7,86	40,49/8,00
<i>Отбор пара на теплофикацию</i>		
Давление, МПа	–	0,2
Температура, °С	–	143
Расход пара, т/ч	–	23,6
Давление пара за турбиной, кПа	11	3,4
Удельный расход теплоты, кДж/кВт·ч	13 234,5	–
КПД	0,98	0,98

Для конденсации отработавшего в паровой турбине пара предусмотрена воздушно-конденсационная установка системы Геллера, которая представляет собой непрямую систему сухого охлаждения; ее характеристики представлены в табл. 5.10. Она работает в комплексе с поверхностным конденсатором, в котором пар конденсируется на трубках, охлаждаемых циркуляционной водой, возвращающейся из градирни. Нагретая в конденсаторе вода подается насосами в градирню и охлаждается в оребренных трубах водовоздушных теплообменников прогоняемым через теплообменники воздухом. Воздух просасывается через теплообменники в каждой секции одним осевым вентилятором, расположенным в верхней части градирни. Для утилизации теплоты выхлопных газов газовой турбины и выработки пара высокого и низкого давления используется котел-утилизатор П-103 вертикальной компоновки,

барабанного типа, с принудительной циркуляцией, газоплотного исполнения (рис. 5.24). Котел-утилизатор П-103 разработан инженеринговой компанией «ЗиО-МАР» при участии ВТИ.

Таблица 5.10

**Технические характеристики воздушно-конденсационной установки системы Геллера**

Показатель	Величина
Теплосъем max/min, Гкал/ч	51,0/6,5
Нагрузка турбины, %	100
Температура охлажденной воды, °С	35
Температура нагретой воды, °С	42,7
Расход воды, м <sup>3</sup> /ч	6800
Полная мощность вентиляторов, кВт	3×177 = 531
Уровень шума градирни, дБА	85
Потребление воды для увлажнения, т/ч	23

Основные технические данные КУ приведены в табл. 5.11. Пароводяной тракт состоит из контуров высокого и низкого давления. Контур ВД включает экономайзерную, испарительную и пароперегревательную поверхности. Контур НД – испарительную и пароперегревательную поверхности.

В барабан низкого давления встроены две деаэрационные колонки распылительного типа. На котле установлен газовый подогреватель конденсата (ГПК). В контур ГПК встроены водяной теплообменник, обеспечивающий нагрев сетевой воды при теплофикационных режимах за счет дополнительного охлаждения дымовых газов. Поверхности нагрева выполнены из труб с наружным спирально-ленточным просечным оребрением и подвешены к собственному каркасу котла через промежуточные металлоконструкции. Рабочий диапазон регулирования паропроизводительности котла от 100 до 50 %. Темпе-

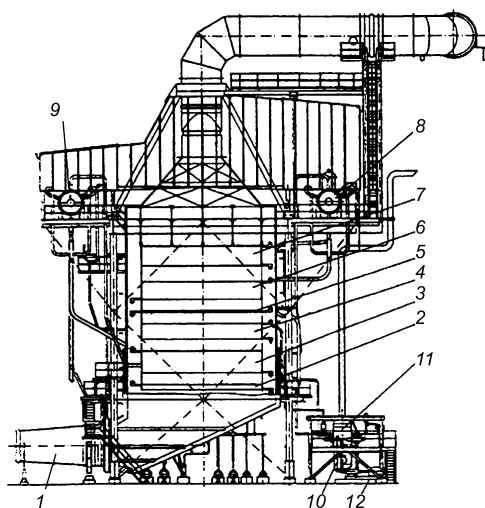


Рис. 5.24. Схема котла-утилизатора П-103 для ПГУ-39 [11]:

1 – диффузор; 2 – пароперегреватель ВД; 3 – испаритель ВД; 4 – экономайзер; 5 – пароперегреватель НД; 6 – испаритель; 7 – газовый подогреватель конденсата; 8 – барабан НД; 9 – барабан ВД; 10 – расширитель непрерывной продувки высокого давления; 11 – расширитель периодической продувки; 12 – питательный электронасос.

ратура пара в КУ не регулируется, давление в контуре ВД – постоянное. Котел-утилизатор оснащен системами контроля технологических параметров, защит и блокировок, автоматического регулирования. Это обеспечивает оперативное управление, безопасную эксплуатацию и экономичную работу.

Таблица 5.11

**Основные технические данные КУП-103**

Показатель	Величина
Паропроизводительность контура высокого/низкого давления, т/ч	39,8/7,85
Давление пара в контуре высокого/низкого давления, МПа	5,5/0,62
Температура пара в контуре высокого/низкого давления, °С	488/213
Аэродинамическое сопротивление, Па	2800
Температура газов на входе в КУ, °С	523
Температура уходящих газов, °С	109

Тепловые приемочные испытания проводились последовательно на каждом из блоков при работе их в конденсационном режиме. Системой регулирования паровой турбины регулирующие клапаны ЧВД были установлены в положение, которое обеспечило достижение необходимого расчетного давления пара в контуре высокого давления 5,2 МПа.

Сопоставление экспериментальных и расчетных данных по изменению температур дымовых газов в элементах КУ приведены в табл. 5.12 при расходах пара ВД 11,28 кг/с (КУ-1) и 10,78 кг/с (КУ-2). Был сделан вывод, что при испытаниях ПГУ наиболее достоверными являются показания расхода питательной воды на входе в экономайзер ВД.

Таблица 5.12

**Сопоставление данных по изменению температур дымовых газов**

Показатель	Данные непосредственных измерений	Расчет КУ при достоверности показаний расхода питательной воды на входе в экономайзер ВД
Расход пара ВД, кг/с	–	11,28/10,78
Расход газов через котел, кг/с	91,70/93,00	91,70/93,00
Температура газов, °С:		
– перед котлом	538,74/526,56	538,74/526,56
– за пароперегревателем ВД	450,00/437,00	469,16/464,24
– за испарителем ВД	279,00/277,00	289,50/300,33
– за экономайзером ВД	212,00/214,00	232,84/242,95
– за пароперегревателем НД	210,00/212,00	229,03/238,95
– за испарителем НД	164,00/166,00	178,25/188,95
– уходящих газов	101,00/115,80	108,16/118,57

Примечание: числитель – котел-утилизатор № 1; знаменатель – котел-утилизатор № 2.

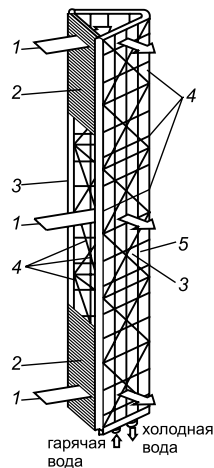
Параметры ПТУ № 1 и 2 приведены в табл. 5.13.



## СУХИЕ ГРАДИРНИ СИСТЕМЫ ГЕЛЛЕРА

Сухие (радиаторные) градирни являются изобретением венгерских инженеров Геллера и Форго и предназначены как для непосредственного охлаждения продуктов производства, например конденсации, так и для охлаждения воды, охлаждающей в свою очередь теплообменные аппараты. Сухие градирни представляют собой теплообменные установки, в которых теплопередающей поверхностью служат радиаторы из оребренных трубок. Для создания тяги такие градирни могут быть оборудованы вентиляторами или вытяжной башней. Передача тепла от нагретой среды, протекающей внутри трубок радиатора, атмосферному воздуху осуществляется без непосредственного контакта через сильно развитую поверхность ребер, имеющих ся на трубках, за счет теплопроводности и конвекции. В отличие от градирен с принудительной тягой (с осевыми вентиляторами) в системе Геллера с естественной тягой поток воздуха создается за счет разности его плотностей в нижней и верхней части башенной градирни. При этом воздух проходит через теплообменники в нижней части башни, поднимается внутри корпуса градирни и выходит через ее устье. Внутренняя, свободная площадь градирни с естественной тягой пригодна для размещения на ней, например, установки по обессериванию дымовых газов и выбросу их в атмосферу. Водовоздушные теплообменники, то есть «охладительные дельты», монтируются вертикально по окружности сухой градирни. Охладительная дельта – это самонесущая сборная конструкция (см. рисунок), которая имеет жесткую раму с треугольным поперечным сечением, две стороны которой под углом около  $58^\circ$  составляют теплообменную панель (колонна) высотой 10–20 м и шириной 2,4 м, а третья сторона остается открытой для подвода воздуха. Охладительные дельты объединяются в модули, обычно по 20 шт. в одном модуле, которые, в свою очередь, группируются в независимые секторы, соединяемые по водяной стороне параллельно между собой. В одной установке обычно имеется 4–6 таких секторов.

Водовоздушные теплообменники представляют собой алюминиевые теплообменники типа Форго с оребрением



Охладительная дельта:  
1 – поток воздуха; 2 – жалюзи; 3 – охлаждающая колонна; 4 – стальная конструкция; 5 – элемент охладителя.

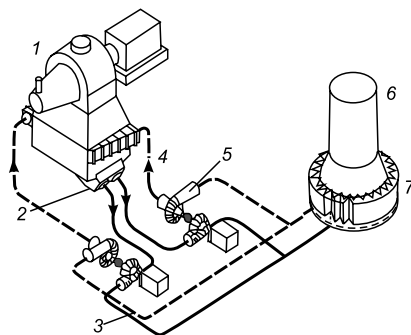
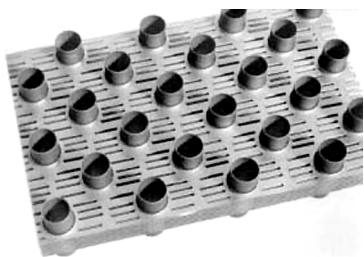


Схема системы охлаждения Геллера:  
1 – паровая турбина; 2 – смешивающий конденсатор; 3 – питательная вода котла; 4 – утилизационная турбина; 5 – циркуляционный насос; 6 – градирня сухого охлаждения; 7 – водовоздушные теплообменники.

в виде перфорированных пластин. Трубки теплообменника размещены в шахматном порядке, образуя с плоскими пластинчатыми ребрами сборную охлаждающую матрицу, с высокой интенсивностью теплопередачи. Вся поверхность, контактирующая с атмосферным воздухом, изготовляется из чистого алюминия с пассивированной поверхностью, обладающего отличными противокоррозионными свойствами. Ресурс охладительных дельт составляет 30 лет и более.



Непрямое сухое охлаждение – усовершенствованная система Геллера. В системе Геллера отводимое тепло от технологического

цикла электростанции сначала передается воде, циркулирующей по замкнутому контуру через поверхностные или смешивающие струйные конденсаторы турбин. Затем поглощенное водой тепло отводится атмосферным воздухом, проходящим через оребрение трубок водовоздушных теплообменников. В системе обычно используется конденсатор традиционного трубчатого (поверхностного) типа или смешивающий струйный конденсатор. Так как контур охлаждающей воды герметичен, то в контуре может циркулировать котельная питательная вода. По этой причине, находит свое практическое применение смешивающий струйный конденсатор, в котором пар конденсируется в виде пленок воды на поверхности ребер внутри конденсатора, а охлаждающая вода, при этом, смешивается с питательной водой. Вследствие прямого контакта температура охлаждающей воды может сравняться с температурой насыщения выхлопного пара турбины, и тем самым в конденсаторе с прямым контактом охлаждаемой и охлаждающей сред достигается более глубокий вакуум, чем в поверхностном конденсаторе при прочих равных условиях. В случае применения смешивающих конденсаторов циркуляционные насосы могут быть применены не только для подачи охлаждающей циркуляционной воды, но и для подачи конденсата из конденсатора турбины в питательную систему котла. Охладительные дельты отводят тепло из цикла. Наличие значительного объема охлаждающей циркуляционной воды во всем циркуляционном контуре (конденсатор, подающий и сливной циркуляционный водовод, охладительные дельты) в целом оказывает стабилизирующий (демпфирующий) эффект на работу всей системы охлаждения, например, в сглаживании скачков температур циркуляционной воды при порывах ветра. При использовании описанной не прямой системы охлаждения Геллера для обеспечения требуемого охлаждающего потока воздуха может применяться принудительная или естественная тяга. С увеличением мощности турбин естественная тяга становится все более привлекательной, так как из-за необходимости подъема теплообменников на все большую высоту (для обеспечения подвода к ним достаточного количества воздуха) стоимость градирни с принудительной тягой возрастает. Применение естественной тяги становится оправданной для блоков мощностью выше 50 МВт. При отводе дымовых газов через градирню отпадает необходимость сооружения дымовой трубы, в результате чего достигается низкая концентрация загрязнений на уровне земли.

Таблица 5.13

**Результаты измерений теплотехнических параметров ПТУ**

Показатель	ПТУ-1	ПТУ-2
Расход пара ВД, т/ч	40,61	39,18
Расход пара на СН, т/ч	1,06	0,68
Расход пара на ПТУ, т/ч	39,55	38,50
Давление пара ВД, МПа	5,27	5,28
Температура пара ВД, °С	493,1	488,5
Энтальпия пара ВД, кДж/кг	3414	3403
Расход пара НД, т/ч	8,54	8,62
Давление пара НД, МПа	0,513	0,535
Температура пара НД, °С	216,46	225,00
Энтальпия пара НД, кДж/кг	2890	2909
Давление в конденсаторе, кПа	7,65	10,54
Давление за КН, МПа	1,60	1,62
Температура конденсата до ГПК, °С	40,67	46,50
Энтальпия конденсата, кДж/кг	172	197
Мощность ПТУ, МВт	11,76	11,20
Температура, °С:		
– пара на выхлопе ПТУ	44,10	50,63
– паровоздушной смеси в конденсаторе	41,75	48,28
– конденсата за конденсатором	40,67	46,83
– циркуляционной воды на входе в конденсатор. Поток 1	29,10	37,01
– циркуляционной воды на входе в конденсатор. Поток 2	29,10	37,07
– циркуляционной воды на выходе из конденсатора. Поток 1	38,27	43,09
– циркуляционной воды на выходе из конденсатора. Поток 2	38,13	42,91
Давление в конденсаторе, кПа	9,5	11,8
Давление в конденсаторе, определенное по температуре конденсата за конденсатором, кПа	7,65	10,54

Расчет удельного расхода тепла на выработку электроэнергии производится по следующей формуле

$$q_{\text{ПТУ}} = \frac{D_{\text{ПТ}}^{\text{ВД}}(i_{\text{ВД}} - i'_{\text{ОК}}) + D_{\text{ПТ}}^{\text{НД}}(i_{\text{НД}} - i'_{\text{ОК}})}{N_{\text{ПТУ}}}, \quad (5.24)$$

где  $i_{\text{ВД}}$ ,  $i_{\text{НД}}$  – энтальпия свежего пара ВД и НД, кДж/кг;  $i'_{\text{ОК}}$  – энтальпия основного конденсата, кДж/кг;  $D_{\text{ПТ}}^{\text{ВД}}$ ,  $D_{\text{ПТ}}^{\text{НД}}$  – расход пара ВД и НД в паровую турбину, кг/с.

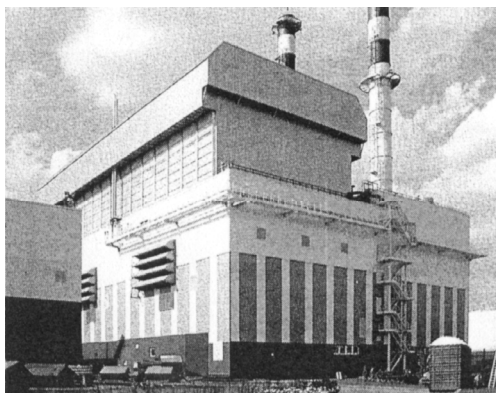
В результате опытно-промышленной и промышленной эксплуатации ПГУ (в конденсационном режиме) получены фактические данные, представленные в табл. 5.14.

Таблица 5.14

## Показатели работы ПГУ-ТЭЦ

Показатель	2005 г.	2006 г.	2007 г. (1 полугодие)
Выработка электроэнергии, млн кВт·ч	411,19	500,11	276,71
Расход электроэнергии на собственные нужды, %	3,50	3,25	3,15
Расход топлива: – газ, млн м <sup>3</sup> – ДТ, т	96,14 344,09	112,72 57,15	61,70 458,68
Удельный расход у. т. на отпущенную в сеть электроэнергию, г/кВт·ч	281,05	268,77	267,85
Среднегодовой электрический КПД станции (нетто), %	43,76	45,76	45,92
Наработка оборудования, ч: – энергоблок № 1 – энергоблок № 2	5720 7230	7403 7102	3807 3887

**Парогазовый энергоблок ТЭЦ мощностью 120 МВт [13].** В полутора километрах северо-западнее московского международного делового центра (ММДЦ) введена в эксплуатацию вторая очередь ПГУ-ТЭЦ «Москва-Сити» номинальной электрической мощностью 120 МВт; максимальная тепловая мощность (с использованием пикового водогрейного котла) 205 Гкал/ч (рис. 5.25, а). Как электрическая, так и тепловая нагрузка выдается в кольцевые энергосети Москвы.



а



б

Рис. 5.25. Вид на главный корпус (а) и вентилятор подачи воздуха в СВГ (б) ПГУ-ТЭЦ мощностью 120 МВт [13].

Основное и резервное топливо – природный газ, который подается на станцию по двум газопроводам с давлением 0,3 и 0,6 МПа, поступает на ГРП и

далее на всас трех маслonaполненных винтовых дожимных компрессоров EGSI-S-350/1600WA производства Enerproject SA (Швейцария) единичной производительностью 18 000 нм<sup>3</sup>/ч. Приводами служат электродвигатели мощностью 1,6 МВт. Газ от дожимных компрессоров подается на пункт подготовки газа с избыточным давлением до 3,5 МПа. Далее через два фильтра тонкой очистки газ поступает на газотурбинные установки № 1 и № 2.

Парогазовая установка SCC-800 по схеме дубль-блока (2ГТУ+2КУ+ПТ) имеет электрический КПД 56 %. ПГУ расположена в главном корпусе, который является продолжением корпуса первой очереди. В ее состав входят две газотурбинные установки контейнерного исполнения SGT-800 единичной мощностью 45 МВт с электрическим КПД более 37 %.

Котлы-утилизаторы двух давлений пара вертикальной компоновки (Alstom, Чехия), паровая противодавленческая теплофикационная турбина MP17DH (Siemens) электрической мощностью 30 МВт и тепловой мощностью 85 Гкал/ч с эффективным КПД по выработке электроэнергии более 70 %. Параметры пара в контуре ВД 8,16 МПа/515 °С, в контуре НД – 0,7 МПа/240 °С. Электродвигатели ГТУ и ПТУ воздушного охлаждения с бесщеточной системой возбуждения. Они поставлены комплектно с турбоустановками, их номинальная мощность на 20 % превышает мощность приводных установок, что обеспечивает большой запас по эксплуатационной безопасности. На станции установлены элегазовые выключатели, которые надежнее масляных.

Суховоздушная градирня Геллера (СВГ), установленная на крыше главного корпуса второй очереди, уменьшает расходы на подготовку воды. В ней теплообменная поверхность образована трубами с горячей сетевой водой, которые в поперечном сечении выстроены треугольниками-дельтами (zoom-страница № 14). Охлаждающий воздух подводится сбоку и подается вертикально на теплообменники шестью вентиляторами большого диаметра (рис. 5.25, б). Привод вентиляторов осуществляется электродвигателями, угловая скорость задается тиристорными преобразователями частоты, что позволяет в значительной мере экономить электроэнергию и уменьшает шум.

Режимы работы станции зависят от температуры наружного воздуха. Летом, при температуре воздуха выше 10 °С, тепловая мощность станции находится на уровне 64–67 Гкал/ч. Подогреватели сетевой воды (ПСВ) получают тепло от выхлопного пара ПТ. Температура сетевой воды на выходе поддерживается на уровне 110 °С. Избыточное тепло от сетевой воды отводится в СВГ, вода охлаждается до 70 °С и поступает на вход в ПСВ. В диапазоне температур 0 °С...–15 °С возможно регулировать выдачу тепловой энергии в сеть до 85 Гкал/ч с помощью отбора пара от контура высокого давления ПТ на ПСВ. При этом электрический КПД ПГУ несколько снижается, однако такой способ более выгоден, чем использование пикового водогрейного котла (ПВК) в этом диапазоне температур. При температуре  $t_{\text{нв}} < -15$  °С в работу включается пиковый водогрейный котел КВГМ-151,2-150 производства ОАО «Дорогобужжкотломаш». ПВК рассчитан на максимальное давление сетевой воды 2,5 МПа (минимальное 0,8 МПа). Температура воды на выходе из ПВК достигает 150 °С. При понижении температуры наружного воздуха до –29 °С температуру воды на входе в ПВК повышают с 70 °С до 110 °С. Тепловая мощность ПВК достигает 130 Гкал/ч.

В связи с тем, что система водяного теплообмена на станции полностью замкнута и технологические потери теплоносителя отсутствуют, возникла экономическая целесообразность более тщательной подготовки воды. В состав водоподготовительных установок, введенных на второй очереди, вошли установка коррекционной обработки питательной и котловой воды (УКОВ), центральная химическая лаборатория и водоподготовительная установка (ВПУ) подпитки тепловой сети. Подпитка котлов-утилизаторов предусматривается от ВПУ первой очереди ТЭС. УКОВ предназначена для предупреждения углекислотной коррозии конденсатно-питательного тракта введением в него раствора аммиака и защиты от образования накипи путем введения раствора фосфата в барабаны котлов-утилизаторов. При этом показатель рН питательной воды поддерживается в диапазоне 9,2–9,6, а содержание растворенного кислорода и солей натрия на уровне не более 10 мкг/дм<sup>3</sup>. Приготовление и автоматический ввод реагентов происходит на станции объемного дозирования. Управление и контроль работы установки осуществляется через АСУ ТП блока ПГУ.

**Парогазовый энергоблок ТЭЦ мощностью 450 МВт [14].** Парогазовый энергоблок введен в эксплуатацию на Калининградской ТЭЦ по проекту АО «Институт Теплоэлектропроект» (г. Москва). Используется дубль-блочный принцип построения тепловой схемы, при котором две ГТУ работают на индивидуальные КУ, а пар из общего коллектора направляется в одну паровую турбину. Схема предусматривает возможность удержания в работе блока в случае внезапного отключения паровой турбины с подводом пара ВД и НД из КУ через БРОУ в конденсатор турбины.

В состав одного блока ПГУ-450 входят две газовые турбины ГТЭ-160 (ЛМЗ–ОАО «Силовые машины»), два котла-утилизатора П-96 (ОАО «Подольский машиностроительный завод») и теплофикационная паровая турбина типа Т-150-7,7 (ЛМЗ–ОАО «Силовые машины»).

Стационарная ГТЭ-160 одновальной конструкции с осевым 16-ступенчатым компрессором, двумя выносными вертикальными камерами сгорания башенного типа с восемью комбинированными горелками в каждой и 4-ступенчатой осевой турбиной предназначена для привода турбогенератора ТФГ-160-2УЗ (ОАО «Электросила») и обеспечивает сброс продуктов сгорания в котел-утилизатор П-96. Основным топливом является природный газ, резервным – дизельное топливо. При работе на дизтопливе предусмотрен впрыск воды в камеру сгорания для подавления NO<sub>x</sub>. Котел-утилизатор барабанного типа выполнен горизонтальным, двухконтурным, с естественной циркуляцией среды и ступенчатым испарением и рассчитан на работу со скользящим давлением пара высокого давления в диапазоне нагрузок 50–100 % без регулирования температуры пара.

Теплофикационная паровая турбина Т-150-7,7 бесподвальной компоновки предназначена для привода турбогенератора ТФП-160-2УЗ и подачи пара на бойлерную установку подогрева сетевой воды. Турбина представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат, состоящий из однопоточного ЦВД и двухпоточного ЦНД. Для регулирования тепловой нагрузки в ЦНД установлены поворотные диафрагмы, при полном закрытии которых обеспечивается минимальный пропуск пара в конденсатор. Турбогенераторы ТФГ и ТФП по исполнению магнитопроводов и обмоток идентичны. Генераторы снабжены

статической тиристорной системой самовозбуждения. Тиристорное пусковое устройство обеспечивает работу генератора в режиме двигателя для раскрутки ротора ГТУ во время запуска. Основные технические характеристики оборудования представлены в табл. 5.15.

Таблица 5.15

**Технические характеристики оборудования ПГУ-450**

Показатель	Величина
<b>Газотурбинная установка ГТЭ-160</b>	
Мощность при сжигании природного газа, МВт	158,9
Мощность при сжигании дизтоплива, МВт	155,5
Температура на входе в турбину, °С	1060 (1060*)
Температура на выходе из турбины, °С	537 (541*)
Выброс NO <sub>x</sub> , ppm (O <sub>2</sub> = 15 %)	25 (47*)
Масса газотурбинной установки, т	257
<b>Котел-утилизатор П-96</b>	
Производительность по пару ВД/НД, т/ч	242,3/51,6
Давление пара ВД/НД, МПа	8,3/0,69
Температура пара ВД/НД, °С	520/217
Отпуск тепла от ВВТО, Гкал/ч	9,9
Расход поступающих в котел газов, кг/с	532,9
Температура газов на входе в котел, °С	538
Температура питательной воды, °С	164
Общая масса котла, т	2580
<b>Паротурбинный агрегат Т-150-7,7</b>	
Мощность, МВт	160 (114**)
Расход острого пара по пару ВД/НД, т/ч	472,2 (484,6**)/95,9 (90,5**)
Давление пара ВД/НД, МПа	7,7 > (7,9 **)/0,68 (0,69**)
Температура пара ВД/НД, °С	521 (515**)/211 (212**)
Масса турбины без конденсатора, вспомогательного оборудования и трубопроводов, т	400
<b>Турбогенераторы ТФГ-160-2У3 и ТФП-160-2У3</b>	
Активная/полная мощность, МВт	160/200
Напряжение, кВ	15,75
КПД, %	98,54
Частота вращения, об/мин	3000
Масса ТФГ/ТФП, т	238/262

\* – на жидком топливе;

\*\* – теплофикационный режим.

С целью минимального вмешательства в водные ресурсы области техническое водоснабжение предусмотрено с использованием оборотной системы охлаждения воды на градирнях. К основным узлам, обеспечивающим работу всей тепловой схемы, относятся: конденсатный тракт; деаэратор и питательные тракты высокого и низкого давления; главные паропроводы высокого и низкого давления и пускосборные устройства; трубопроводы пара собственных нужд блока; связи с коллекторами собственных нужд; установка для подогрева сетевой воды; деаэратор подпитки теплосети.

Деаэрация питательной воды осуществляется в деаэраторе с деаэрационной колонкой ДП-1000 производительностью 1000 т/ч. Основной конденсат конденсатными насосами направляется через конденсатор пара уплотнений паровой турбины и ПНД в газовый подогреватель конденсата (ГПК) котла-утилизатора, после чего он подается в деаэратор блока. В схеме каждого КУ предусматривается линия рециркуляции ГПК с установкой на ней водяного теплообменника, охлаждаемого обратной сетевой водой.

Парогазовая теплофикационная установка ПГУ-450 для Калининградской ТЭЦ-2 имеет следующие конструктивно-технологические отличия от прототипа (ПГУ-450, Северо-Западная ТЭЦ в г. Санкт-Петербурге, рис. 5.13):

- выполняется с горизонтальным котлом-утилизатором открытой компоновки (прототип имеет вертикальный котел-утилизатор с принудительной циркуляцией, расположенный в машзале);

- из-за различий в климатических условиях и требованиях по уровню теплофикационных нагрузок в осенне-зимний период ПГУ различаются по гарантийным показателям и требованиям по совместному несению тепловой и электрической нагрузки;

- из-за различий в геологии грунтов турбинное оборудование в отличие от прототипа размещается на виброизоляционных опорах с сопутствующим повышением высотных отметок, изменением трассировок трубопроводов и т. п.;

- внесены изменения в конструкцию проточной части с целью повышения маневренности паротурбинной установки;

- в ПГУ-450 Калининградской ТЭЦ-2 впервые применены газотурбинные установки ГТЭ-160 вместо установок V94.2, изготовленных фирмой Siemens.

Газовая турбина изготавливается на ЛМЗ по лицензии, полученной ОАО «Силловые машины» на право производства и продажу подобных ГТУ под наименованием ГТЭ-160.

Проектные технико-экономические показатели энергоблока ПГУ-450 представлены в табл. 5.16. Тепловые испытания ПГУ проводились специалистами фирмы ОРГРЭС на двух основных эксплуатационных режимах работы – в режиме полублока (1ГТУ+1КУ+ПТ) и в режиме блока (2ГТУ+2КУ+ПТ) с использованием штатной системы АСУ ТП, причем датчики расходов пара и питательной воды контуров ВД и НД прошли дополнительную тарировку. Мощность ПГУ изменялась в диапазоне от 35 до 100 % от номинального значения 450 МВт. В результате испытаний определялись КПД ПГУ (брутто) и удельный расход условного топлива – основные показатели экономичности работы парогазового блока. Результаты испытаний показывают, что газотурбинные установки ГТЭ-160 и паротурбинная установка Т-150 энергоблока работают с технико-экономическими показателями, соответствующими расчет-



ным значениям. Однако из-за недостаточной паропроизводительности контура ВД котла-утилизатора не достигнуто значение расчетной мощности паровой турбины – 151,4 МВт, что отрицательно сказывается на показателях экономичности ПГУ-450 в целом. Полученное значение КПД КУ на номинальном режиме на 6–6,5 % ниже данных завода-изготовителя. На нагрузках блока, близких к номинальной, получены значения КПД брутто порядка 50,1 %, удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии составляет примерно 250 г/кВт·ч. Для увеличения расхода пара контура ВД до номинальной величины необходимо проведение наладочных работ на котле-утилизаторе.

Таблица 5.16

**Технико-экономические показатели энергоблока ПГУ-450  
Калининградской ТЭЦ-2**

Показатель	Величина
Среднегодовой коэффициент использования топлива, %	76
КПД (брутто) в конденсационном режиме, %	51
Расход электроэнергии на собственные нужды, %	2,22
Среднегодовой удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, г/кВт·ч	181,5
Среднегодовой удельный расход условного топлива на отпущенную тепловую энергию, кг/Гкал	155,0
Годовой отпуск продукции в натуральном выражении:	
– электроэнергии с шин, млн кВт·ч	2792,8
– теплоэнергии с коллекторов, тыс. Гкал	1661,5
Срок окупаемости капиталовложений от начала эксплуатации, лет	4,5
Выбросы NO <sub>x</sub> , ppm	25

## 5. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПГУ НА НОМИНАЛЬНОЙ НАГРУЗКЕ

### 5.1. Методические основы расчета

Для выбора и оптимизации параметров тепловой схемы ПГУ разрабатываются соответствующие математические модели и компьютерные программы. Проектировочный расчет следует методике инженерного расчета и почти не осложнен итеративными процессами. Полученные на этом этапе результаты используются в качестве базы исходных данных для расчета ПГУ на частичных режимах (включая расчеты при различных температурах наружного воздуха).

В математической модели ПГУ каждый элемент описывается системой алгебраических уравнений теплового баланса, теплопередачи, гидравлики и аэродинамики. Уравнение связей между элементами определяются конфигурацией

выбранной расчетной схемы. Например, в тепловую схему представленную на рис. 5.26 включены практически все основные элементы и схемные решения, применяемые в ПГУ. Схема паросиловой части ПГУ – двухконтурная (может быть сведена к одноконтурной) с перегревом пара высокого и низкого давления. Для поддержания на входе в котел-утилизатор заданной температуры основного конденсата (около 60–80 °С) используется регулируемая рециркуляция основного конденсата после газоводяного подогревателя низкого давления (F9). Паровая турбина может иметь до трех цилиндров, что позволяет анализировать эффективность использования подогревателя низкого давления, а также 2- и 3-ступенчатого подогрева сетевой воды при отпуске тепла потребителям. В качестве системы охлаждения конденсатора паровой турбины принята система Геллера со смешивающим конденсатором и сухими вентиляторными охладителями F10 и F11. В систему охлаждения конденсатора включен также теплообменный элемент (F12), установленный на всасе компрессора ГТУ. Он предназначен для снижения начальной температуры охладителя, подаваемого в смешивающий конденсатор, за счет теплообмена с цикловым воздухом на частичных режимах работы ГТУ, а также при пониженных температурах атмосферного воздуха. Данное решение позволяет повысить КПД ПГУ. В расчетной схеме предусмотрен также блок дожигаания (БДУ) для стабилизации температуры выхлопных газов перед КУ или повышения этой температуры для форсирования паросилового цикла. Структура программы позволяет при необходимости легко заменить модель смешивающего конденсатора на модель поверхностного с любым другим охладителем.

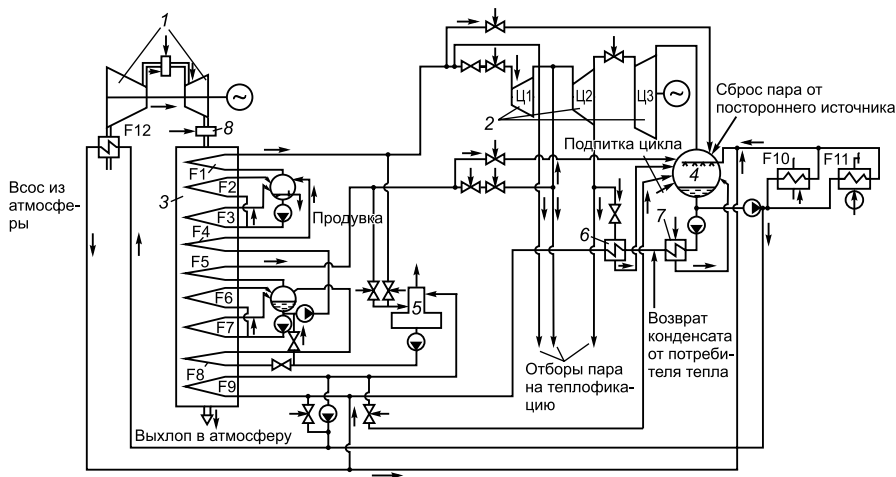


Рис. 5.26. Тепловая схема для математической модели ПГУ [15]:  
 1 – ГТУ; 2 – паровая турбина; 3 – котел-утилизатор; 4 – конденсатор паровой турбины; 5 – деаэратор; 6 – подогреватель низкого давления; 7 – подогреватель основного конденсата, эквивалентный сальниковому подогревателю и эжектору (СП-ЭЖ); 8 – блок дожигающих устройств (БДУ); Ц1, Ц2, Ц3 – цилиндры паровой турбины; F1–F9 – поверхности нагрева котла-утилизатора; F10 – элемент сухой градирни с отключенным вентилятором; F11 – то же с включенным вентилятором; F12 – подогреватель воздуха.

С учетом числа элементов, включенных в расчетную схему (более 30), общее количество уравнений превышает 150. Большая часть уравнений нелинейные либо трансцендентные. В связи с этим оптимизация параметров схемы невозможна без использования численных моделей. Решение этой задачи обычно организовано как выполнение многочисленных поверочных расчетов элементов схемы (теплообменник, отсек турбины, барабан, конденсатор и др.), а также их групп (котел, паровая турбина) и увязка их между собой.

Используемые в практике НИИ программы обычно имеют модульную структуру. Так, например, подпрограмма расчета [15] противоточного теплообменного элемента типа пароперегреватель или экономайзер, предусматривает по заданным параметрам на входе рабочих тел, а также приведенным характеристикам теплообмена и поверхностей нагрева определять параметры на выходе. Она охватывает все типы пучков. В подпрограмме расчета на частичный режим отсека паровой турбины по заданному расходу пара, начальной энтропии и конечному давлению определяются все остальные параметры на входе и выходе из отсека. В основе расчета лежит уравнение Флюгеля и зависимость КПД от  $u/c_0$ . Разработанная в АО «НПО ЦКТИ» программа позволяет выполнять проектировочный и поверочный расчеты ПГУ в нерасчетных условиях; заложенная в нее математическая модель может быть использована как для промышленных, так и для энергетических ПГУ с котлом-утилизатором одного или двух давлений.

Известно, что в зависимости от назначения и стадии подготовки когенерационных проектов выполнение тепловых и экономических расчетов рассматриваемых тепловых схем проводится с различной степенью детализации. Особенно это характерно для сложных схем комбинированных установок (какими и являются ПГУ-ТЭЦ), в которых параметры основных элементов схемы ПГУ влияют друг на друга, поэтому возникает необходимость итеративного расчета всей схемы. Обычно для ПГУ невозможно реализовать такую последовательность расчета, при которой сначала рассчитывалась бы паротурбинная установка, а потом парогенерирующий модуль (ГТУ-КУ), как это имеет место в случае с традиционными паросиловыми блоками.

Для парогазовой ТЭЦ узловыми расчетными является ряд режимов:

- максимальный зимний режим (например, для Москвы при температуре  $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Этому режиму соответствует максимальная производительность и мощность устанавливаемых КУ;

- расчетно-контрольный режим при средней за наиболее холодный месяц температуре воздуха. В этом режиме проверяется работа ПГУ-ТЭЦ при остатке одного из установленных котлов;

- среднеотопительный режим при средней температуре воздуха за отопительный сезон;

- летний режим при отсутствии отопительной нагрузки ПГУ-ТЭЦ.

Как и в случае тепловых схем ГТУ-ТЭЦ, расчеты теплотехнических показателей ПГУ могут быть проектировочными (конструкторскими) и поверочными. В базовом режиме, для которого выполняют конструкторский расчет КУ, определяются площади теплообмена, компоновка поверхностей котла и проводится тепловой расчет (процесс расширения пара) паровой турбины. Для всех остальных режимов выполняют поверочные расчеты тепловой схе-

мы, определяя выходные параметры рабочей среды котла-утилизатора и соответствующие им мощности паровой турбины.

При расчетах ПГУ, расчет показателей ГТУ обычно не производится, а используются заводские характеристики различных параметров их работы в зависимости от нагрузки, начальных параметров рабочего тела, параметров окружающей среды.

Утилизация теплоты выхлопных газов ГТУ в КУ связана с повышением сопротивления выхлопного тракта и ростом давления газов за газовой турбиной, что приводит к небольшому снижению электрической мощности и к незначительному увеличению температуры газов за ГТУ. Эмпирические соотношения для учета этих эффектов (величины  $k_N$  и  $k_\theta$ ) согласно данным МЭИ были приведены в предыдущей главе. Если таковые влияния учитываются в принятых рамках детализации проекта, то последовательность выполнения расчетов такова:

– на первом этапе определяют энергетические характеристики ГТУ, принимая допустимое значение аэродинамического сопротивления котла-утилизатора и соответствующих газоходов;

– на втором этапе рассчитывается КУ, при этом температура питательной воды принимается равной температуре насыщения в верхнем регенеративном подогревателе (обычно деаэраторе) или минимальной температуре на входе в КУ;

– на третьем этапе определяются параметры рабочей среды в схеме паротурбинной и теплофикационной установок, по которым корректируются входные данные для повторного расчета утилизационного котла.

При поверочном расчете корректируются значения гидравлических и аэродинамических сопротивлений КУ и проводится повторный расчет параметров ГТУ по новым данным. Выполняется предварительная компоновка элементов оборудования и трассировка пара и водопроводов, на основании которых определяются потери давления пара и теплоты теплоносителей между элементами тепловой схемы.

Для выполнения предпроектных проработок, а также проведения численных исследований характеристик ПГУ, влиянием указанных выше факторов для упрощения расчетов можно пренебречь, что и сделано в предлагаемом примере расчета ПГУ [16].

Перед расчетом ПГУ должны быть известны или выбраны следующие величины:

1. Тепловая схема ПГУ: количество ГТУ и котлов-утилизаторов, питающих паротурбинную установку; тип паротурбинной установки (с конденсационной турбиной, с турбиной противодавленческой или теплофикационной); схема питания деаэратора греющим паром; тип котла-утилизатора (одно-, двух- или трехконтурный).

2. Тип и все характеристики ГТУ для номинального режима. Для ГТУ должны быть известны, выбраны или оценены следующие параметры: расход газов  $G_T$ , температура  $t_{гт} = \theta_{ку}$  и энтальпия  $I_T$  выхлопных газов ГТУ; номинальная мощность ГТУ на клеммах генератора  $N_3^{ГТУ}$ , электрический КПД ГТУ (нетто)  $\eta_3^{ГТУ}$ , теплофизические свойства газов, а также параметры окружающей среды (атмосферное давление, температура).

3. Давление в конденсаторе рекомендуется принимать  $p_k = 3,5 \div 5$  кПа и допустимую влажность пара в конце процесса расширения в турбине  $u_k < 10$  %.

4. Давление в контурах КУ. Строго говоря, давление можно окончательно выбрать только после расчета процесса расширения пара в паровой турбине, определения конечной влажности и оптимизации всех параметров тепловой схемы ПГУ. Обычно для одноконтурных ПГУ принимают давление  $p_0 = 3 \div 5$  МПа, для двухконтурных  $p_0^{\text{вд}} = 5 \div 7$  МПа,  $p_0^{\text{нд}} = 0,5 \div 0,7$  МПа.

При реальных температурах за ГТУ такие параметры обеспечивают приемлемую конечную влажность и экономические показатели ПГУ, близкие к оптимальным.

В результате расчета тепловой схемы должны быть получены:

- параметры пара и воды по всему тракту (давления, температуры, влажность, энтальпии и расходы);
- параметры процесса расширения пара в турбине, КПД отсеков паровой турбины и ее мощность, внутренний относительный КПД;
- абсолютный электрический КПД паротурбинной установки;
- КПД котла-утилизатора;
- КПД парогазовой установки.

Перед выполнением расчетов целесообразно построить зависимость энтальпии дымовых газов  $I_T$  от их температуры  $\theta$ , с учетом коэффициента избытка воздуха в продуктах сгорания и химического состава топлива. Перед расчетом схемы, например, одноконтурной ПГУ, необходимо выбрать некоторые опорные точки, определяемые либо надежностью, либо термодинамическими условиями.

Одним из основных параметров является начальная температура  $t_0$  пара, или, при двухконтурной ПГУ, температура пара на выходе из контура высокого давления, генерируемого КУ. Чем она больше, тем выше КПД паротурбинного цикла и меньше конечная влажность. Поэтому ее следует выбирать максимально возможной, но, естественно, меньше температуры выхлопных газов ГТУ  $t_{\text{ГТ}}$ . При этом с уменьшением разности  $\Delta t_1 = \theta_{\text{кв}} - t_0$  увеличивается поверхность пароперегревателя. Обычно принимают  $\Delta t_1 = 40 \div 50$  °С. Аналогичным образом выбирается температура пара, генерируемого контуром низкого давления; иногда ее приходится выбирать путем нескольких итераций.

Второй опорной точкой является температура питательной воды  $t_{\text{пв}}$  на входе в КУ. Исключение коррозии выходных поверхностей КУ диктует иметь  $t_{\text{пв}}$  на уровне 60 °С. Ее повышение приводит к увеличению температуры уходящих газов КУ  $\theta_{\text{вх}}$  и снижению КПД КУ, а следовательно, всей ПГУ.

Третьей опорной точкой является давление в деаэраторе и способ его питания. Чаще всего для этой цели используется пар, генерируемый КУ.

После выбора опорных точек необходимо во всех узловых точках схемы нанести известные к началу расчета значения параметров (давления, температуры, энтальпии, влажности, расходов). При этом целесообразно в качестве неизвестных принять расходы пара обоих контуров  $D_{\text{п}}^{\text{вд}}$  и  $D_{\text{п}}^{\text{нд}}$ , а расходы в других точках схемы выразить в долях от этих величин с помощью соотношений материального баланса.

Располагая параметрами выхлопных газов ГТУ, свежего пара и температурой питательной воды можно приступить к расчету КУ, целью которого является определение параметров пара, воды и газа по их трактам и количеству теплоты, передаваемой в отдельных элементах котла-утилизатора, что по-

зволит в дальнейшем определить их поверхность и выбрать конструктивные формы. Последовательность и необходимые соотношения для расчета тепловой схемы одно- и двухконтурного КУ подробно были изложены в разделе 4 гл. 3 и в разделе 8.3 гл. 4 при расчете промышленно-отопительных ГТУ-ТЭЦ. После расчета параметров КУ можно приступить к расчету процесса расширения пара в паровой турбине ПГУ.

## 5.2. Расчет процесса расширения пара в паровой турбине

При выборе концепции паровой турбины прежде всего определяется число цилиндров и их состав.

Поскольку ПТУ утилизационных ПГУ не имеют системы регенерации, то суммарный объемный расход, проходящий через последнюю ступень

$$Dv_{\Sigma} = (D_{\text{п}}^{\text{ВД}} + D_{\text{п}}^{\text{НД}})v_z, \quad (5.25)$$

где  $D_{\text{п}}^{\text{ВД}}$  и  $D_{\text{п}}^{\text{НД}}$  – расходы пара, поступающего в части высокого и низкого давлений турбины,  $v_z$  – конечный удельный объемный расход пара.

Для выбора размеров последней ступени целесообразно использовать опытные характеристики готовых последних ступеней. Это позволит при некоторых отступлениях от них гарантировать возможность технического исполнения турбины. Выбрав одну из имеющихся ступеней, определяют для нее по графику оптимальное значение  $(Dv_z)_{\text{опт}}$  и число выходов

$$i = Dv_{\Sigma} / (Dv_z)_{\text{опт}}, \quad (5.26)$$

которое округляется до ближайшего целого числа. При  $i = 1$  паровая турбина выполняется одноцилиндровой, однопоточной, состоящей из ЧВД (часть высокого давления) и ЧНД (часть низкого давления). При  $i = 2$  ее надо выполнить из двух цилиндров: ЦВД (цилиндра высокого давления) и одно-, двухпоточного ЦНД (цилиндра низкого давления) (рис. 5.27).

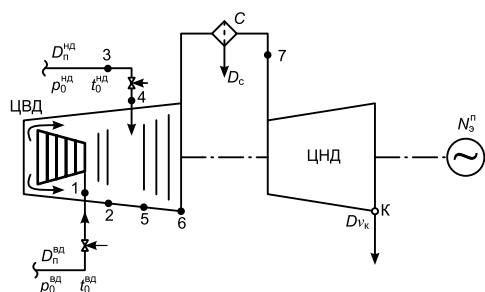


Рис. 5.27. Вариант тепловой схемы ПТУ в схеме ПГУ(у):

С – сепаратор влаги; ЦВД, ЦНД – цилиндры высокого и низкого давления; 1–7 – точки расчета параметров пара в проточной части паровой турбины.

На следующем этапе оценивают необходимость выделения отдельной камеры в ЧВД, в которой смешивается пар из контура низкого давления в количестве  $D_{\text{п}}^{\text{НД}}$  и пар, прошедший ЧВД, в количестве  $D_{\text{п}}^{\text{ВД}}$ . Для этого оценивается объемный расход, приходящийся на один поток в ЧНД:

$$(Dv)_0^{\text{ЧНД}} = (D_{\text{п}}^{\text{ВД}} + D_{\text{п}}^{\text{НД}})v_0^{\text{НД}} / i, \quad (5.27)$$

где  $v_0^{\text{НД}}$  – удельный объем пара, взятый по параметрам на выходе из контура низкого давления. Величина  $(Dv)_0^{\text{ЧНД}}$  сравнивается с объемным расходом пара

$(Dv)_0$  выполненных ЧНД. Если они близки, то это означает, что камера смешения должна располагаться либо перед ЧНД (в одноцилиндровой турбине), либо отсутствовать вовсе (пар из контура низкого давления КУ должен подаваться непосредственно в паровпуск ЦНД). Если, как это обычно бывает,  $(Dv)_0^{\text{ЧНД}}$  существенно меньше  $(Dv)_0$ , то в ЦВД необходимо разместить камеру смешения за несколько ступеней до выхода из ЦВД.

Выбор типа парораспределения ПТУ в составе ПГУ определяется не только требованиями работы при переменных нагрузках, но и условиями работы КУ, в частности, надежностью работы поверхностей нагрева. Наиболее экономичный режим работы ПТУ в составе ПГУ – режим скользящих параметров пара за контурами высокого и низкого давлений. Поэтому для паровых турбин ПГУ предпочитают дроссельное парораспределение с фактическим режимом работы на скользящем давлении. В некоторых случаях используют сопловое парораспределение.

Расчет процесса расширения пара в турбине ведут с использованием относительных внутренних КПД отсеков ее проточной части. Для их определения рекомендуется использовать соотношения, приведенные в литературе. Для паровых турбин мощных ПГУ такими данными обычно являются экспериментальные аэродинамические характеристики длинных лопаток последних ступеней турбины – прототипа; пример пользования ними изложен ниже при расчете ПГУ-325 [16].

Для расчета внутреннего КПД ЦВД  $\eta_i^{\text{ЦВД}}$  и ЦНД  $\eta_i^{\text{ЦНД}}$  паровых турбин малой и средней мощности ( $N_{\text{пт}} = 15\text{--}30$  МВт) возможен также подход, основанный на использовании критерия Мелана (Me), однозначно определяющего величину концевых потерь [17].

Как показали исследования, проведенные во АО «Энергопром», в области паровых турбин малой и средней мощности ( $N_{\text{пт}} \approx 25$  МВт), эта методика дает лучшую сходимость с опытом по сравнению с методиками, используемыми при расчете параметров энергетических турбин большой мощности.

На рис. 5.28 приведены значения эффективного (на муфте) КПД одноцилиндровых конденсационных и противодавленческих приводных турбин Невского и Калужского заводов. Там же нанесены опытные точки, полученные раздельно для ЦВД и ЦНД двухцилиндровой паровой турбины Кировского завода К-16-34/06 мощностью 16 МВт, предназначенной для привода ЦБН на КС. Из рис. 5.28 видно, что экспериментальные значения удовлетворительно обобща-

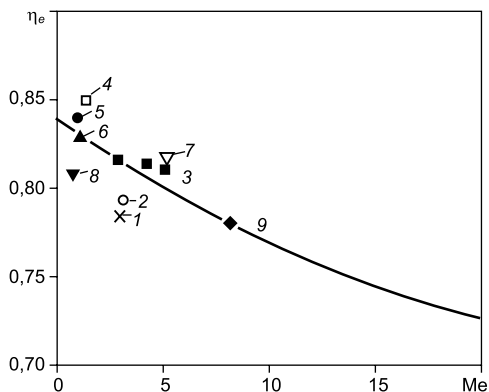


Рис. 5.28. Изменение эффективного КПД паровой турбины в зависимости от критерия Мелана:

1 – АКВ-12-IV; 2 – АКВ-12-V; 3 – ВКВ-22-1; 4 – Р-11-15/3П; 5 – К-17-15П; 6 – К-12-10ПА; 7 – К-16-34/0,6 (ЦВД); 8 – К-16-34/06 (ЦНД); 9 – по [18].

ются кривой из [18], которая аппроксимируется уравнением

$$\eta_e^{\text{пт}} = (Me + A)/(BMe + C), \quad (5.28)$$

$$Me = 10,2(p_1 - p_2)/N_{\text{пт}}, \quad (5.29)$$

где  $\eta_e^{\text{пт}}$  – эффективный КПД на валу паровой турбины;  $p_1, p_2$  – соответственно давление перед и за паровой турбиной, МПа;  $N_{\text{пт}}$  – мощность на валу паровой турбины, МВт;  $A = 49,81$ ;  $B = 1,852$ ;  $C = 59,3$  – постоянные коэффициенты.

Чтобы исключить дополнительные итерации при вычислении  $\eta_e^{\text{пт}}$  в связи с тем, что входящая в выражение для критерия  $Me$  мощность  $N_{\text{пт}}$  в свою очередь зависит от  $\eta_e^{\text{пт}}$ , предлагается формулу (5.28) преобразовать к виду

$$\eta_i = m \{ [-(BMe_{\text{ад}} - A)/2C] + \sqrt{(BMe_{\text{ад}} - A/2C)^2 + Me_{\text{ад}}/C} \}; \quad (5.30)$$

$$Me_{\text{ад}} = 10,2(p_1 - p_2)/N_{\text{пт}}^{\text{ад}}, \quad (5.31)$$

где  $N_{\text{пт}}^{\text{ад}}$  – адиабатическая мощность паровой турбины, МВт;  $m$  – коэффициент перехода от  $\eta_e^{\text{пт}}$  к  $\eta_i$ , учитывающий механические потери и потери с выходной скоростью. С достаточной точностью можно принять  $m = 1,03 = \text{const}$ .

На рис. 5.29 в  $i, s$ -диаграмме представлен процесс расширения пара в турбине.

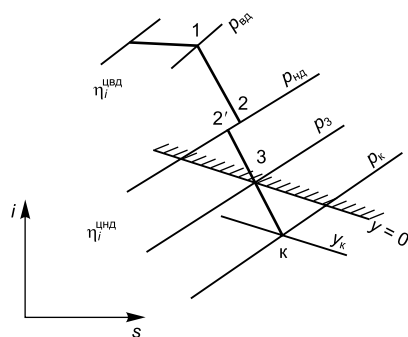


Рис. 5.29.  $i, s$ -диаграмма процесса расширения пара в двухцилиндровой паровой турбине [17].

Внутренний КПД паровой турбины  $\eta_i$ , определяется отдельно для каждого цилиндра, причем внутренний КПД ЦНД  $\eta_i^{\text{цнд}}$  вычисляется как средневзвешенная величина  $\eta_i$  его ступеней, работающих на перегретом и влажном паре. С этой целью процесс расширения пара в ЦНД разбивается на два участка: первый участок от давления на входе до давления  $p_3$ , соответствующего точке пересечения политропы расширения пара в ЦНД с правой пограничной кривой (точка 3), и второй участок от давления  $p_3$  до давления в конденсаторе  $p_к$ .

Алгоритм расчета параметров ЦНД построен таким образом, что вначале внутренний КПД для обоих участков рассчитывается с помощью формулы (5.30), после чего величина  $\eta_i^{\text{цнд}}$  для второго участка корректируется путем учета среднеинтегральной влажности пара  $y_{\text{ср}}$  на втором участке. Сопоставление результатов расчетов по формулам (5.28) и (5.30), включая расчет величины  $\eta_i^{\text{цнд}}$  для ступеней, работающих на влажном паре, с опытными данными показывает их удовлетворительное совпадение, что свидетельствует о правомерности использования этих зависимостей в расчетах параметров паровой турбины в тепловой схеме ПГУ малой и средней мощности.

Рассчитав процесс расширения пара ВД от состояния перед стопорным клапаном (точка О на рис. 5.30) до давления пара в камере смешения (точка А), определяют в ней энтальпию  $i_k^{\text{вд}}$ , температуру  $t_k^{\text{вд}}$  при известном давле-



нии  $p_0^{\text{нл}}$ . Точка  $B$  соответствует параметрам пара на выходе из контура низкого давления КУ.

Для определения состояния пара в камере смещения  $i_{\text{см}}$  (точка  $O_1$  на рис. 5.30) используется уравнение смещения

$$D_{\text{п}}^{\text{вд}} i_{\text{к}}^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нл}} i_0^{\text{нл}} = (D_{\text{п}}^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нл}}) \cdot i_{\text{см}}. \quad (5.32)$$

Далее рассчитывается процесс расширения пара в ЧНД, в результате чего определяется конечная точка процесса  $K$  и параметры в ней (рис. 5.30).

Необходимо удовлетворить условию допустимой влажности  $y_{\text{к}}$ , которая зависит от длины лопатки последней ступени. Для длинных лопаток конденсационных турбин она не должна превышать 7–8 %.

При определении мощности паровой турбины и КПД ПГУ необходимо учесть, что  $\eta_{0i}^{\text{чвд}}$ ,  $\eta_{0i}^{\text{чнд}}$  отличаются и расход через ЧВД и ЧНД также различен. Внутреннюю мощность паровой турбины можно определить из соотношения

$$N_i^{\text{пт}} = H_i^{\text{чвд}} D_{\text{п}}^{\text{вд}} + H_i^{\text{чнд}} (D_0^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нл}}), \quad (5.33)$$

где  $H_i^{\text{чвд}}$ ,  $H_i^{\text{чнд}}$  – использованный теплорепад ЧВД и ЧНД (рис. 5.30). Электрическая мощность ПГУ

$$N_3^{\text{пгу}} = N_i^{\text{пт}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{эг}}, \quad (5.34)$$

где  $\eta_{\text{м}}$  и  $\eta_{\text{эг}}$  – КПД механический и электрический генератора соответственно. Суммарная электрическая мощность ПГУ

$$N_3^{\text{пгу}} = N_3^{\text{гту}} + N_3^{\text{пгу}}, \quad (5.35)$$

где  $N_3^{\text{гту}}$  – суммарная мощность всех ГТУ.

Электрический КПД ПГУ

$$\eta_3^{\text{пгу}} = N_3^{\text{пгу}} / Q_{\text{ку}}, \quad (5.36)$$

где  $Q_{\text{ку}} = G_{\text{т}}(I_{\text{г}} - I_{\text{ух}})$  – теплота, подведенная в КУ.

КПД парового цикла

$$\eta_{\text{пц}} = \eta_3^{\text{пгу}} \eta_{\text{ку}}. \quad (5.37)$$

Электрический КПД ПГУ (брутто) определяется по соотношению

$$\eta_3^{\text{пгу}} = \eta_3^{\text{гту}} + (1 - \eta_i^{\text{гту}}) \eta_{\text{пц}} \quad (5.38)$$

или

$$\eta_3^{\text{пгу}} = N_3^{\text{пгу}} / Q_{\text{кс}} = N_3^{\text{пгу}} / (N_3^{\text{гту}} / \eta_3^{\text{гту}}), \quad (5.39)$$

где  $Q_{\text{кс}}$  – количество теплоты, подведенной в камеру сгорания ГТУ.

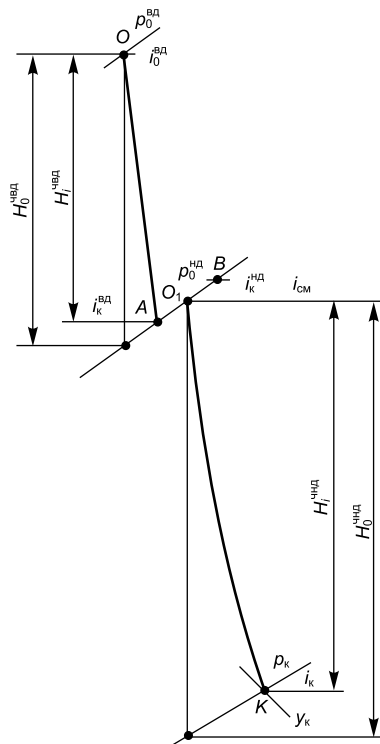


Рис. 5.30. Процесс расширения пара в паровой турбине двух давлений ПГУ [16].

### 5.3. Пример расчета тепловой схемы двухконтурной ПГУ

В качестве примера рассматривается расчет тепловой схемы ПГУ с ГТУ ГТЭ-110 и двухконтурным КУ, с использованием следующих исходных данных.

1. Тепловая схема (рис. 5.31) включает в себя две одинаковые ГТУ, два одинаковых КУ с ГПК, деаэратор и паровую турбину с конденсацией отработавшего пара. Деаэратор питается паром из коллектора, к которому присоединены трубопроводы контуров низкого давления обоих КУ. Каждая из двух параллельно работающих ГТУ сбрасывает выхлопные газы в собственный КУ. Потoki перегретого пара, выходящие из контуров ВД обоих КУ, смешиваются в общем коллекторе и подаются к паровой турбине. Потoki пара вышедшие из контура НД также перемешиваются друг с другом и подаются в камеру смешения, расположенную перед ЧНД.

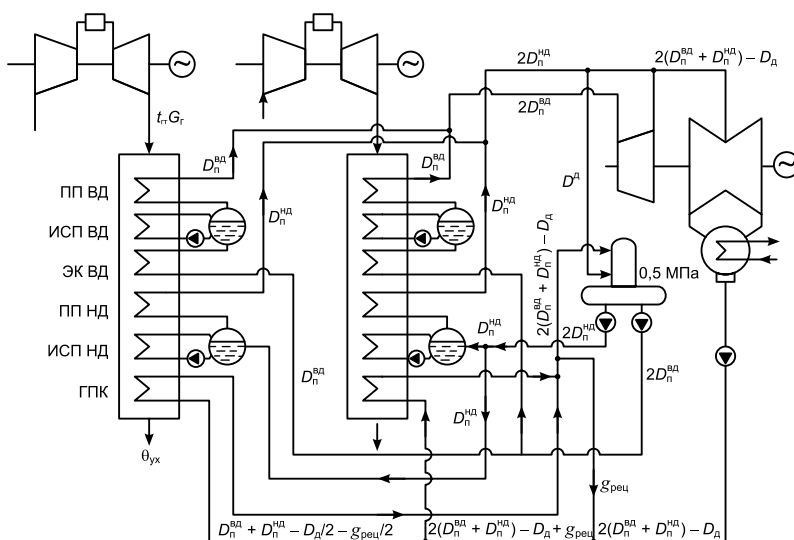


Рис. 5.31. К примеру расчета двухконтурной ПГУ с двумя КУ [16].

2. Каждая ГТУ имеет следующие характеристики:

- электрическая мощность  $N_3^{ГТУ} = 110$  МВт;
- расход выхлопных газов  $G_r = 356$  кг/с;
- температура газов на выходе  $t_{гт} = \theta_{кв} = 550$  °С;
- электрический КПД ГТУ  $\eta_3^{ГТУ} = 35$  %.

3. Выхлопные газы ГТУ представляют собой смесь атмосферного воздуха и чистых продуктов сгорания. Зависимость энтальпии газов от температуры показана на рис. 5.32.

4. Температура наружного воздуха  $t_{нв} = 15$  °С, давление  $p_a = 100$  кПа.

5. Давление в конденсаторе  $p_k = 5$  кПа; допустимая влажность  $y_k = 10$  %.

6. Давление в контурах КУ:  $p_0^{ВД} = 5$  МПа;  $p_0^{НД} = 0,5$  МПа.

7. Давление в деаэраторе  $p_d = 0,5$  МПа.

Энтальпия пара и воды определяется по таблицам. Необходимыми температурными напорами будем задаваться в процессе расчета. При проведении дальнейших расчетов пренебрегаем падением давления вследствие гидравлического сопротивления тракта КУ, а также увеличением энтальпии и температуры воды при прохождении ее через насосы.

*Расчет котла-утилизатора.* Согласно тепловой схеме в КУ по ходу газа расположены теплообменные секции контура ВД (пароперегреватель, испаритель и экономайзер), за которыми установлены пароперегреватель и испаритель контура НД. Функцию экономайзера НД выполняет ГПК, являющийся первой ступенью подогрева конденсата, и деаэратор (вторая ступень подогрева), в который подается свежий перегретый пар из коллектора НД. Исходя из данной схемы, можно составить уравнения теплового и материального баланса для всех элементов КУ. Уравнения материального баланса отражают стационарность потока среды, они очевидны и составляющие потоков указаны на рис. 5.31 над линиями трубопроводов.

Для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя высокого давления одного КУ уравнение теплового баланса

$$G_{\Gamma}(I_{\Gamma} - I'_{\text{эк,вд}}) = D_{\text{п}}^{\text{вд}}(i_0^{\text{вд}} - i''_{\text{эк,вд}}), \quad (5.40)$$

где  $I_{\Gamma} = 595,5$  кДж/кг – энтальпия газов, покидающих ГТУ;  $i_0^{\text{вд}} = 3480,2$  кДж/кг – энтальпия пара на выходе из пароперегревателя высокого давления КУ при  $p_0^{\text{вд}} = 5$  МПа и  $t_0^{\text{вд}} = 520$  °С;  $i''_{\text{эк,вд}} = 1154,6$  кДж/кг – энтальпия воды на выходе из экономайзера ВД (в состоянии насыщения при давлении  $p_0^{\text{вд}}$ ).

Выбрав температурный напор  $\Delta t_{\text{эк}}^{\text{вд}} = 31$  °С, найдем температуру газов

$$\theta'_{\text{эк,вд}} = i''_{\text{эк,вд}} + \Delta t_{\text{эк}}^{\text{вд}} = 264 + 31 = 295 \text{ °С},$$

а по ней (рис. 5.32) энтальпию газов перед экономайзером высокого давления  $I'_{\text{эк,вд}} = 310$  кДж/кг.

Из уравнения (5.40) определим расход пара высокого давления, генерируемый одним КУ:

$$D_{\text{п}}^{\text{вд}} = G_{\Gamma}(I_{\Gamma} - I'_{\text{эк,вд}})/(i_0^{\text{вд}} - i''_{\text{эк,вд}}) = 356(595,5 - 310)/(3480,2 - 1154,6) = 43,7 \text{ кг/с}.$$

Для экономайзера контура ВД будет справедливым следующее соотношение:

$$G_{\Gamma}(I'_{\text{эк,вд}} - I''_{\text{эк,вд}}) = D_{\text{п}}^{\text{вд}}(i''_{\text{эк,вд}} - i_{\text{д}}), \quad (5.41)$$

где  $i_{\text{д}} = 640$  кДж/кг – энтальпия питательной воды, поступающей из деаэратора (принимая давление в деаэраторе  $p_{\text{д}} = 0,5$  МПа);  $I''_{\text{эк,вд}}$  – энтальпия газов, покидающих теплообменники контура ВД (энтальпия газов за экономайзером контура высокого давления), которую можно определить из уравнения (5.41):

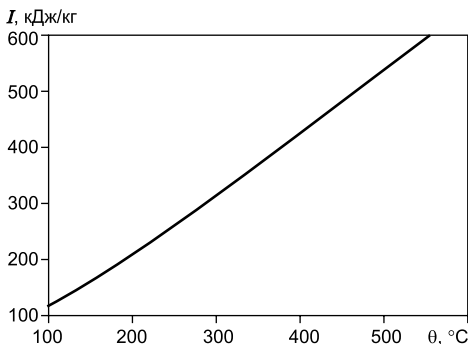


Рис. 5.32. Зависимость энтальпии выхлопных газов ГТУ от температуры [16].

$$I''_{\text{эк,вд}} = I'_{\text{эк,вд}} - D_{\text{п}}^{\text{вд}}(i''_{\text{эк,вд}} - i_{\text{д}})/G_{\text{Г}} = 310 - 43,7(1154,6 - 640)/356 = 247 \text{ кДж/кг},$$

что соответствует температуре газов  $\theta''_{\text{эк,вд}} = 235 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

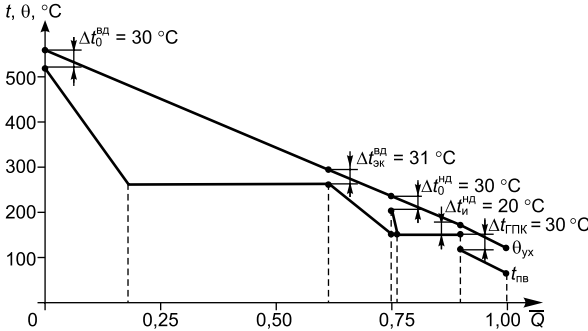


Рис. 5.33. Тепловая диаграмма [16].

Изменение температур теплоносителей (дымовых газов и пароводяной среды), а также расположение задаваемых температурных напоров  $\Delta t_i$  при двухконтурной тепловой схеме ПГУ приведены на  $Q, t$ -диаграмме рис. 5.33.

Для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя контура низкого давления КУ:

$$G_{\text{Г}}(I''_{\text{эк,вд}} - I'_{\text{ГПК}}) = D_{\text{п}}^{\text{нд}}(i_0^{\text{нд}} - i_6^{\text{нд}}). \quad (5.42)$$

В этом соотношении энтальпия газов на входе в ГПК  $I'_{\text{ГПК}}$  определяется по температуре:

$$\theta'_{\text{ГПК}} = t_s^{\text{нд}} + \Delta t_{\text{и}}^{\text{нд}} = 152 + 20 = 172 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

где  $t_s^{\text{нд}}$  – температура воды в состоянии насыщения,  $\Delta t_{\text{и}}^{\text{нд}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$  – выбранный температурный напор в пинч-точке. Получаем  $I'_{\text{ГПК}} = 180 \text{ кДж/кг}$ . Энтальпия пара на выходе из контура низкого давления определяется по давлению в контуре  $p_0^{\text{нд}} = 0,5 \text{ МПа}$  и температуре  $t_0^{\text{нд}} = \theta''_{\text{эк,вд}} - \Delta t_0^{\text{нд}} = 235 - 30 = 205 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , где  $\Delta t_0^{\text{нд}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$  – принятый температурный напор на горячем конце пароперегревателя НД. Получаем  $i_0^{\text{нд}} = 2866 \text{ кДж/кг}$ . Энтальпия воды в барабане контура низкого давления (энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении  $p_0^{\text{нд}}$ )  $i_6^{\text{нд}} = i_{\text{д}} = 640 \text{ кДж/кг}$ .

Из уравнения (5.42) определяем расход пара через контур НД КУ:

$$D_{\text{п}}^{\text{нд}} = G_{\text{Г}}(I''_{\text{эк,вд}} - I'_{\text{ГПК}})/(i_0^{\text{нд}} - i_6^{\text{нд}}) = 356(247 - 180)/(2866 - 640) = 10,71 \text{ кг/с}.$$

Принимаем температуру питательной воды на входе в ГПК  $t_{\text{пв}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Тогда ей соответствует энтальпия  $i_{\text{пв}} = 251 \text{ кДж/кг}$ . Будем считать, что нагрев конденсата в ГПК и деаэраторе осуществляется примерно равномерно. Примем энтальпию воды за ГПК  $i_{\text{ГПК}} = 460 \text{ кДж/кг}$ , ей соответствует температура  $t_{\text{ГПК}} = 110 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Из уравнения теплового баланса для деаэратора

$$[2(D_{\text{п}}^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нд}}) - D_{\text{д}}]i_{\text{ГПК}} + D_{\text{д}}i_0^{\text{нд}} = 2(D_{\text{п}}^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нд}})i_{\text{д}}, \quad (5.43)$$

найдем расход пара на деаэратор:

$$\begin{aligned} D_{\text{д}} &= 2(D_{\text{п}}^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нд}})(i_{\text{д}} - i_{\text{ГПК}})/(i_0^{\text{нд}} - i_{\text{ГПК}}) = \\ &= 2(43,7 + 10,71)(640 - 460)/(2866 - 460) = 8,14 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Уравнение теплового баланса для точки смешения потоков конденсата из конденсатора и линии рециркуляции

$$[2(D_{\text{п}}^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нд}}) - D_{\text{д}}]i_{\text{к}} + g_{\text{рец}} i_{\text{ГПК}} = [2(D_{\text{п}}^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нд}}) - D_{\text{д}} + g_{\text{рец}}]i_{\text{пв}}, \quad (5.44)$$

где  $i_{\text{к}} = 138$  кДж/кг – энтальпия конденсата в состоянии насыщения при  $p_{\text{к}} = 5$  кПа, позволяет найти расход рециркуляции

$$g_{\text{рец}} = [2(D_{\text{п}}^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нд}}) - D_{\text{д}}](i_{\text{пв}} - i_{\text{к}})/(i_{\text{ГПК}} - i_{\text{пв}}) = \\ = [2(43,7 + 10,71) - 8,14](251 - 138)/(460 - 251) = 54,43 \text{ кг/с.}$$

Из уравнения теплового баланса для ГПК

$$G_{\text{Г}}(I'_{\text{ГПК}} - I_{\text{ух}}) = (D_{\text{п}}^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нд}} - D_{\text{д}}/2 + g_{\text{рец}}/2)(i_{\text{ГПК}} - i_{\text{пв}}) \quad (5.45)$$

найдем энтальпию уходящих газов КУ:

$$I_{\text{ух}} = I'_{\text{ГПК}} - (D_{\text{п}}^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нд}} - D_{\text{д}}/2 + g_{\text{рец}}/2)(i_{\text{ГПК}} - i_{\text{пв}})/G_{\text{Г}} = \\ = 180 - (43,7 + 10,71 - 8,14/2 + 54,43/2)(460 - 251)/356 = 134,5 \text{ кДж/кг.}$$

Температура уходящих газов (см. рис. 5.32)  $\theta_{\text{ух}} = 120$  °С.

КПД КУ определим по формуле:

$$\eta_{\text{ку}} = (I_{\text{Г}} - I_{\text{ух}})/(I_{\text{Г}} - I_{\text{пв}}) = (595,5 - 134,5)/(595,5 - 15,4) = 0,795.$$

Тепло, отданное газами ГТУ в паровой цикл,

$$Q_{\text{пц}} = 2G_{\text{Г}}(I_{\text{Г}} - I_{\text{ух}}) = 2 \cdot 356(595,5 - 134,5) = 328\,232 \text{ кВт};$$

полученное паром,

$$Q_{\text{пар}} = 2D_{\text{п}}^{\text{вд}}i_0^{\text{вд}} + (2D_{\text{п}}^{\text{нд}} - D_{\text{д}})i_0^{\text{нд}} - [2(D_{\text{п}}^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нд}}) - D_{\text{д}}]i_{\text{к}} = 2 \cdot 43,7 \cdot 3480,2 + \\ + (2 \cdot 10,71 - 8,14) \cdot 2866 - [2(43,7 + 10,71) - 8,14] \cdot 138 = 328\,336 \text{ кВт.}$$

Разница полученных величин не превышает 0,03 %, что свидетельствует о правильности расчетов. В дальнейшем будем считать, что тепловая мощность

КУ равна  $Q_{\text{ку}} = 0,5[(Q_{\text{пц}} + Q_{\text{пар}})/2] = \frac{0,5}{2} \cdot (328\,232 + 328\,336) = 164\,142 \text{ кВт.}$

Тепло, подводимое к воде (пару) в отдельных элементах КУ:

– для ГПК

$$Q_{\text{ГПК}} = (D_{\text{п}}^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нд}} - D_{\text{д}}/2 + g_{\text{рец}}/2)(i_{\text{ГПК}} - i_{\text{пв}}) = \\ = (43,7 + 10,71/2 - 8,14/2 + 55,9/2)(460 - 251) = 15\,267,4 \text{ кВт};$$

– для испарителя низкого давления

$$Q_{\text{исп}}^{\text{нд}} = D_{\text{п}}^{\text{нд}} \cdot r^{\text{нд}} = 10,71 \cdot 2108,4 = 22\,581 \text{ кВт},$$

где  $r^{\text{нд}} = 2108,4$  кДж/кг – теплота испарения, определяемая по давлению  $p_0^{\text{нд}}$ ;

– для пароперегревателя низкого давления

$$Q_{\text{пп}}^{\text{нд}} = D_{\text{п}}^{\text{нд}}(i_0^{\text{нд}} - i_s^{\text{нд}}) = 10,71(2866 - 2748,5) = 1258,4 \text{ кВт},$$

где  $i_s^{\text{нд}} = 2748,5$  кДж/кг – энтальпия насыщенного пара при давлении  $p_0^{\text{нд}}$ ;

– для экономайзера высокого давления

$$Q_{\text{эк}}^{\text{вд}} = D_{\text{п}}^{\text{вд}}(i_{\text{эк}}^{\text{вд}} - i_{\text{д}}) = 43,7(1154,6 - 640) = 22\,488 \text{ кВт};$$

– для испарителя высокого давления

$$Q_{\text{исп}}^{\text{вд}} = D_{\text{п}}^{\text{вд}} \cdot r^{\text{вд}} = 43,7 \cdot 1638,2 = 71\,589,3 \text{ кВт},$$

где  $r^{\text{вд}} = 1638,2 \text{ кДж/кг}$  – теплота испарения, определяемая по давлению  $p_0^{\text{вд}}$ ;

– для пароперегревателя высокого давления

$$Q_{\text{пп}}^{\text{вд}} = D_{\text{п}}^{\text{вд}}(i_0^{\text{вд}} - i_s^{\text{вд}}) = 43,7(3480,2 - 2792,8) = 30\,039,4 \text{ кВт},$$

где  $i_s^{\text{вд}} = 2792,8 \text{ кДж/кг}$  – энтальпия насыщенного пара при давлении  $p_0^{\text{вд}}$ .

Соответствующие относительные величины

$$\overline{Q_{\text{ГПК}}} = Q_{\text{ГПК}}/Q_{\text{ку}} = 15\,267,4/164\,142 = 0,09; \quad \overline{Q_{\text{исп}}^{\text{вд}}} = 0,137;$$

$$\overline{Q_{\text{пп}}^{\text{вд}}} = 0,007; \quad \overline{Q_{\text{эк}}^{\text{вд}}} = 0,137; \quad \overline{Q_{\text{исп}}^{\text{вд}}} = 0,436; \quad \overline{Q_{\text{пп}}^{\text{вд}}} = 0,183.$$

*Тепловой расчет паровой турбины.* Следующим этапом является расчет тепловой схемы паротурбинной установки, целью которого является определение электрической мощности турбогенератора в соответствии с поступающим из КУ паром. Расчет внутреннего относительного КПД паровой турбины проводится по приближенным (эмпирическим) формулам, приведенным, например, в работе [19]. Сначала определим КПД части высокого давления (до смешения с потоком пара из контура низкого давления КУ)  $\eta_{0i}^{\text{вд}}$ , а также параметры потока пара на входе в камеру смешения; затем – параметры пара в камере смешения и рассчитаем внутренний относительный КПД  $\eta_{0i}^{\text{вд}}$  части низкого давления (от камеры смешения до конденсатора). Процесс расширения пара в турбине в  $i,s$ -диаграмме показан на рис. 5.34.

Пусть паровая турбина выполнена с дроссельным парораспределением. Тогда  $\eta_{0i}^{\text{вд}}$  можно оценить по приближенной эмпирической формуле работы [19] для группы ступеней малой верности:

$$\eta_{0i}^{\text{вд}} = (0,92 - 0,2/(Dv_{\text{ср}})) \cdot [1 + (H_0^{\text{гп}} - 7 \cdot 10^2)/2 \cdot 10^4] k_{\text{вл}}, \quad (5.46)$$

где  $v_{\text{ср}} = (v_0 v_z)^{0,5}$ , а  $H_0^{\text{гп}} = H_0^{\text{вд}} = 632 \text{ кДж/кг}$  – располагаемый теплоперепад группы ступеней,  $k_{\text{вл}} = 1$ , т. к. группа ступеней работает на перегретом паре.

Используя  $i,s$ -диаграмму, найдем удельный объем пара на входе в турбину  $v_0 = 0,07 \text{ м}^3/\text{кг}$  и удельный объем пара на выходе из ЧВД  $v_z = 0,45 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $v_{\text{ср}} = 0,177 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

По расходу свежего пара  $D_{\text{п}}^{\text{вд}} = 2 \cdot 43,7 = 87,4 \text{ кг/с}$  и формуле (5.46) получим

$$\eta_{0i}^{\text{вд}} = (0,92 - 0,2/(87,4 \cdot 0,177)) \cdot [1 + (632 - 7 \cdot 10^2)/2 \cdot 10^4] \cdot 1 = 0,89.$$

Использованный теплоперепад

$$H_i^{\text{вд}} = H_0 \cdot \eta_{0i}^{\text{вд}} = 632 \cdot 0,89 = 562 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия пара на выходе из ЧВД

$$i_{\text{к}}^{\text{вд}} = i_0^{\text{вд}} - H_i^{\text{вд}} = 3480,2 - 562 = 2918,2 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия пара перед ЧНД определяется по формуле:

$$i_{см}^{нд} = [2D_{п}^{вд} i_k^{вд} + (2D_{п}^{нд} - D_{л}) i_0^{нд}] / [2(D_{п}^{вд} + D_{п}^{нд}) - D_{л}] =$$

$$= [2 \cdot 43,7 \cdot 2918 + (2 \cdot 10,71 - 8,14) \cdot 2866] / [2 \cdot (43,7 + 10,71) - 8,14] = 2908 \text{ кДж/кг.}$$

Таким образом, пар на входе в часть низкого давления имеет следующие параметры:  $i_{см}^{нд} = 2908 \text{ кДж/кг}$ ,  $p_0^{нд} = 0,5 \text{ МПа}$ ,  $t_0^{нд} = 227 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Для расчета КПД ЧНД воспользуемся эмпирической зависимостью из работы [19]:

$$\eta_{0i}^{нд} = 0,87[1 + (H_0^{нд} - 400)/10^4] k_{вл} - \Delta H_{вс} / H_0^{нд}, \quad (5.47)$$

где  $H_0^{нд} = 716 \text{ кДж/кг}$  – располагаемый теплоперепад ЧНД,  $\Delta H_{вс}$  – потери с выходной скоростью, которые можно найти по эмпирической формуле из работы [19], либо по графикам (рис. 5.35). Для стандартных ступеней ЛМЗ:

$$\Delta H_{вс} = 0,5 \cdot 10^{-3} [(D_{квк})/F]^2 \cdot [1 - 0,1/(\bar{d}_z - 1)], \quad (5.48)$$

где  $F$  – кольцевая площадь последней ступени,  $\bar{d}_z = d_z/l_z$ .

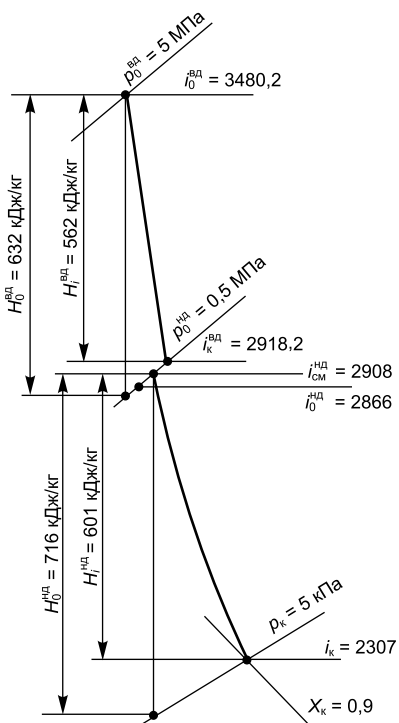


Рис. 5.34. К примеру расчета процесса расширения пара в турбине двух давлений.

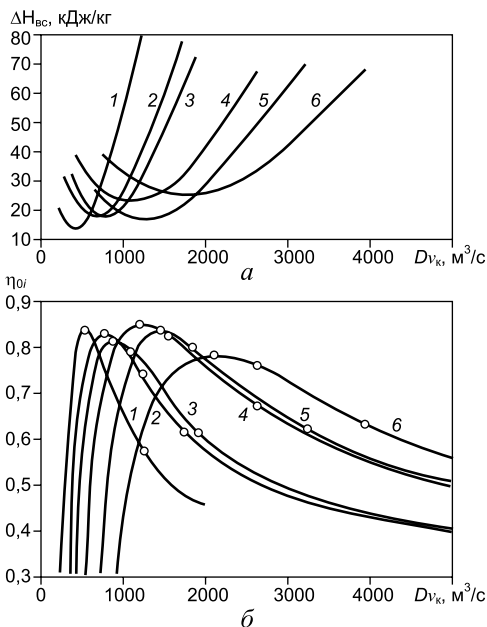


Рис. 5.35. Выходные характеристики ЧНД со стандартными лопатками ЛМЗ:

$a$  – потери с выходной скоростью  $\Delta H_{вс}$  в зависимости от  $Dv_{к}$ ;  $b$  – КПД последней ступени;  $1 - l_z = 550 \text{ мм}$ ,  $d_z = 1350 \text{ мм}$ ;  $2 - l_z = 755 \text{ мм}$ ,  $d_z = 1350 \text{ мм}$ ;  $3 - l_z = 755 \text{ мм}$ ,  $d_z = 1520 \text{ мм}$ ;  $4 - l_z = 960 \text{ мм}$ ,  $d_z = 1520 \text{ мм}$ ;  $5 - l_z = 1000 \text{ мм}$ ,  $d_z = 1800 \text{ мм}$ ;  $6 - l_z = 1200 \text{ мм}$ ,  $d_z = 1800 \text{ мм}$  (все для  $n = 3000 \text{ об/мин}$ ).

Определим длину рабочей лопатки последней ступени  $l_z$  рассчитав объемный расход пара. Расход пара на выходе из ЧНД

$$D_{\Sigma} = 2(D_{\text{п}}^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нд}}) - D_{\text{д}} = 2 \cdot (43,7 + 10,71) - 8,14 = 100,68 \text{ кг/с.}$$

Удельный объем пара при давлении  $p_{\text{к}} = 5$  кПа и известных начальных параметрах пара на входе в ЧНД можно определить по  $i,s$ -диаграмме:  $v_{\text{к}} = 25 \text{ м}^3/\text{кг}$ . Объемный расход  $Dv = D_{\Sigma} v_{\text{к}} = 100,68 \cdot 25 = 2517 \text{ м}^3/\text{с}$ . Принимаем двухпоточную конструкцию ЦВД и объемный расход на один поток  $1258 \text{ м}^3/\text{с}$ , по графикам (рис. 5.35) выберем стандартную лопатку производства ЛМЗ длиной  $l_z = 1000$  мм и корневым диаметром 1,8 м, которой будет соответствовать потеря с выходной скоростью  $\Delta H_{\text{вс}} = 18$  кДж/кг. Коэффициент, учитывающий влияние влажности:

$$k_{\text{вл}} = 1 - 0,4(1 - \gamma_{\text{вл}})(y_0 + y_z)(H_0^{\text{вл}} / H_0^{\text{гп}}), \quad (5.49)$$

где  $H_0^{\text{вл}} = H_0^{\text{нд}} = 716$  кДж/кг,  $H_0^{\text{гп}} = 504$  кДж/кг – располагаемый теплоперепад в зоне влажного пара (по  $i,s$ -диаграмме), влажность в начале процесса  $y_0 = 0$ , в конце процесса расширения задаемся в первом приближении  $y_z = 0,1$ ; коэффициент  $\gamma_{\text{вл}} = 0,1$  (см. [19]). При этих условиях из (5.49) получаем  $k_{\text{вл}} = 0,97$ .

КПД ЦНД находим по (5.47):

$$\eta_{0i}^{\text{нд}} = 0,87[1 + (716 - 400)/10^4]0,97 - 18/716 = 0,84.$$

Использованный теплоперепад ЦНД

$$H_i^{\text{нд}} = H_0 \cdot \eta_{0i}^{\text{нд}} = 716 \cdot 0,84 = 601 \text{ кДж/кг};$$

энтальпия пара в конце процесса расширения

$$i_{\text{к}}^{\text{нд}} = 2908 - 601 = 2307 \text{ кДж/кг.}$$

По  $i,s$ -диаграмме определяем влажность пара в конце процесса расширения пара  $y = 10$  % (см. рис. 5.34). Внутренняя мощность паровой турбины

$$\begin{aligned} N_i^{\text{пт}} &= 2D_{\text{п}}^{\text{вд}} H_0^{\text{вд}} \eta_{0i}^{\text{вд}} + [2(D_{\text{п}}^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нд}}) - D_{\text{д}}] H_0^{\text{нд}} \eta_{0i}^{\text{нд}} = \\ &= 2 \cdot 43,7 \cdot 632 \cdot 0,89 + [2(43,7 + 10,71) - 8,14] \cdot 716 \cdot 0,84 = 109\,714 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Располагаемая мощность паровой турбины

$$\begin{aligned} N_0^{\text{пт}} &= 2D_{\text{п}}^{\text{вд}} H_0^{\text{вд}} + [2(D_{\text{п}}^{\text{вд}} + D_{\text{п}}^{\text{нд}}) - D_{\text{д}}] H_0^{\text{нд}} = \\ &= 2 \cdot 43,7 \cdot 632 + [2(43,7 + 10,71) - 8,14] \cdot 716 = 127\,323,7 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Мощностной относительный внутренний КПД паровой турбины

$$\eta_{0i}^{\text{пт}} = N_i^{\text{пт}} / N_0^{\text{пт}} = 109\,714 / 127\,323,7 = 0,862.$$

Механический КПД и КПД электрогенератора ПТУ определяются по работе [18]  $\eta_{\text{м}} = 0,99$ ,  $\eta_{\text{эг}} = 0,98$ .

Внутренний КПД ПТУ

$$\eta_i^{\text{ПТУ}} = N_i^{\text{пт}} / 2Q_{\text{кы}} = 109\,714 / 328\,284 = 0,334;$$

электрический КПД ПТУ

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПТУ}} = \eta_i^{\text{ПТУ}} \eta_{\text{кы}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{эг}} = 0,334 \cdot 0,795 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 0,258;$$



электрическая мощность ПГУ

$$N_3^{\text{ПГУ}} = 2N_3^{\text{ГТУ}} + N_i^{\text{ПТ}} \eta_m \eta_{\text{эг}} = 2 \cdot 110 + 109\,714 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 326,4 \text{ МВт};$$

теплота, подведенная в камеры сгорания ГТУ,

$$Q_{\text{кв}} = 2N_3^{\text{ПГУ}} / \eta_3^{\text{ГТУ}} = 2 \cdot 110 / 0,35 = 628,571 \text{ МВт}.$$

электрический КПД ПГУ (брутто);

$$\eta_3^{\text{ПГУ}} = N_3^{\text{ПГУ}} / Q_{\text{кв}} = 326,4 / 628,571 = 0,519.$$

Уместно отметить, что полноразмерный энергоблок ПГУ-325 был введен в эксплуатацию в мае 2008 г. на Ивановской ГРЭС в г. Комсомольске (Россия). Основное оборудование поставлено: ГТЭ-110 – НПО «Сатурн»/«Рыбинские моторы»; котлы-утилизаторы П-88 – «ЗиО-Подольск»; одновальная, двухцилиндровая паровая турбина К-110-6,5 и электрогенераторы – ОАО «Силовые машины». Электрический КПД ПГУ-325 по испытаниям составляет 51 %. Разработчиком и изготовителем опытных экземпляров ГТЭ-110 является ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект».

## 6. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГЕНЕРИРУЕМОГО В КУ ПАРА НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ПГУ

Энергетическая ГТУ, работающая в составе ПГУ, служит определяющим звеном технологического процесса, отдавая КУ и ПТУ теплоту своих выхлопных газов. Как было показано ранее, в зависимости от потенциала этих газов можно реализовать паровой цикл с одним, двумя или тремя контурами, включая промежуточный перегрев пара. После КУ генерируемый пар поступает в ПТ, которая, со своей стороны, вместе с конденсатором оказывает влияние на котел. При определенной нагрузке ГТУ между КУ и ПТ устанавливается некий режим совместной работы, причем паровая турбина служит нагрузкой для КУ. Основной целью согласования (выбора) параметров пара является получение максимальной мощности ПТУ, а, следовательно, и наибольшего значения электрического КПД ПГУ.

Создание эффективных ПГУ связано прежде всего с оптимизацией их показателей при выборе параметров пара парового цикла установки. Учитывая широкий спектр характеристик газотурбинных агрегатов, задача оптимального сочетания параметров элементов, входящих в состав ПГУ, должна решаться индивидуально с учетом конкретных технических и экономических особенностей проекта. Приведенный ниже анализ относится к ПГУ, оснащенным одно- или двухконтурными КУ (без дожигания топлива) и работающими на номинальном конденсационном режиме [8].

### 6.1. ПГУ с одноконтурным КУ

ПГУ этого типа имеет самую простую по составу оборудования тепловую схему, которая может отличаться вариантами подогрева основного конденса-

та ПТУ (рис. 5.36, а). Такие схемы ПГУ с котлом-утилизатором одного давления, генерирующим пар с умеренными начальными параметрами, создаются на основе ГТУ мощностью не превышающей 25–30 МВт (так называемые промышленные ПГУ). КПД таких ПГУ составляет 43–50 %.

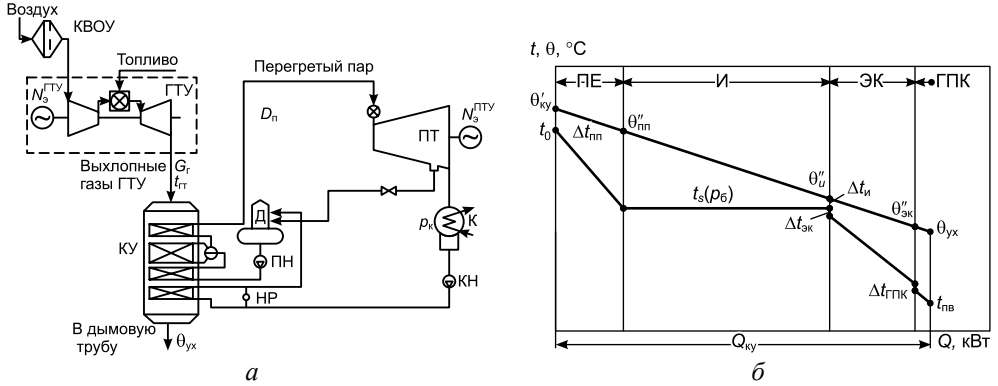


Рис. 5.36. Расчетная тепловая схема ПГУ с КУ одного давления (а) и  $Q, t$ -диаграмма процессов теплообмена в КУ (б) [8]:

КВОУ – комплексное воздухоочистительное устройство; Д – деаэрактор; КН, ПН, НР – соответственно насос конденсатный, питательный и рециркуляции; К – конденсатор; ПЕ, И, ЭК и ГПК – соответственно пароперегревательная, испарительная, экономайзерная поверхность нагрева КУ и газовый подогреватель конденсата;  $\Delta t_{\text{пн}}$  – температурный напор на «горячем конце» пароперегревателя;  $\Delta t_{\text{и}}$  – температурный напор на «холодном конце» испарительной поверхности (в «пинч-поинте») КУ;  $\Delta t_{\text{эк}}$  – недогрев воды до температуры насыщения в экономайзере;  $\Delta t_{\text{гпк}}$  – недогрев воды в ГПК;  $Q_{\text{ку}}$  – количество теплоты, утилизируемой в КУ;  $\theta_{\text{пн}}''$ ,  $\theta_{\text{и}}''$ ,  $\theta_{\text{эк}}''$  – температура газов соответственно за пароперегревателем, испарителем и экономайзером;  $t_{\text{с}}$  – температура насыщения при давлении в барабане  $p_{\text{б}}$ ;  $t_{\text{нв}}$  – температура питательной воды;  $\theta_{\text{ух}}$  – температура уходящих из КУ газов.

Первым и важнейшим этапом общего технико-экономического исследования является оптимизация с точки зрения тепловой экономичности. КПД брутто производства электроэнергии ПГУ с учетом влияния аэродинамического сопротивления КУ на мощность и КПД ГТУ можно определить из выражения

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = \frac{\eta_{\text{э}}^{\text{авт}} k_N}{K_{\text{ПГУ}}} = \frac{N_3^{\text{ГТУ}} + N_3^{\text{ПТУ}}}{Q_{\text{кc}}}, \quad (5.50)$$

где  $N_3^{\text{ГТУ}}$ ,  $N_3^{\text{ПТУ}}$  – электрическая мощность соответственно ГТУ и ПТУ в составе ПГУ, МВт;  $Q_{\text{кc}}$  – теплота топлива, сжигаемого в камере сгорания ГТУ, МВт;  $k_N = \frac{N_3^{\text{ГТУ}}}{N_3^{\text{авт}}}$  – коэффициент снижения мощности ГТУ по сравнению с

эксплуатацией в автономном режиме;  $K_{\text{ПГУ}} = \frac{N_3^{\text{ГТУ}}}{N_3^{\text{ПТУ}}}$  – коэффициент относительной мощности ПГУ (доля мощности ГТУ в схеме ПГУ);  $\eta_{\text{э}}^{\text{авт}}$  – электрический КПД ГТУ в автономном режиме.

Для конкретного типа ГТУ повышение электрического КПД ПГУ определяется, в первую очередь, увеличением электрической мощности паровой турбины, поэтому параметры пара ПТУ следует оптимизировать по отношению к ее мощности так, чтобы максимальная тепловая экономичность ПГУ соответствовала максимальному значению этой мощности.

В общем случае (если пренебречь наличием отбора пара на деаэратор) электрическая мощность ПТУ определится из выражения

$$N_3^{\text{ПТУ}} = D_{\text{п}}^{\text{пт}} H_i^{\text{пт}} \eta_{\text{эм}}, \quad (5.51)$$

где  $H_i^{\text{пт}}$  – теплоперепад, срабатываемый в проточной части паровой турбины, кДж/кг;  $\eta_{\text{эм}}$  – электромеханический КПД ПТУ.

Основной особенностью поиска оптимальных начальных параметров пара ПГУ является наличие зависимости расхода генерируемого пара от его параметров. Теплоперепад, срабатываемый в ПТ, также зависит от начальных параметров пара. Для широкого диапазона изменения параметров зависимости расхода пара и теплоперепада имеют противоположно направленный характер, вследствие чего функциональная зависимость  $N_3^{\text{ПТУ}}$  от начальных параметров пара является гладкой и имеет оптимум. Условие существования этого оптимума получаем из уравнения

$$\frac{dN_3^{\text{ПТУ}}}{ds} = H_i^{\text{пт}} \frac{dD_{\text{п}}^{\text{пт}}}{ds} + D_{\text{п}}^{\text{пт}} \frac{dH_i^{\text{пт}}}{ds} = 0, \quad (5.52)$$

где  $s$  – удельная энтропия, кДж/(кг·К).

Из уравнения (5.52) вытекает соотношение величин, имеющее место в точке оптимума,

$$\frac{dD_{\text{п}}^{\text{пт}}}{D_{\text{п}}^{\text{пт}}} = - \frac{dH_i^{\text{пт}}}{H_i^{\text{пт}}}. \quad (5.53)$$

Таким образом, максимальное значение  $N_3^{\text{ПТУ}}$ , а, следовательно, и тепловой экономичности ПГУ с КУ одного давления имеет место при равенстве относительных изменений расхода генерируемого в КУ пара  $D_{\text{п}}^{\text{пт}}$  и срабатываемого в паровой турбине теплоперепада  $H_i^{\text{пт}}$ .

Характер изменения величин, входящих в условие оптимума (5.53), зависит от ряда параметров схемы ПГУ, а также от внешних факторов. Проанализируем влияние различных характеристик тепловой схемы ПГУ (рис. 5.36, а) и внешних факторов на изменение  $D_{\text{п}}^{\text{пт}}$  и  $H_i^{\text{пт}}$ .

Специфика процессов теплообмена в котле отражена на его  $Q, t$ -диаграмме (рис. 5.36, б). В ней особое значение имеют величины:

- температурного напора на входе в КУ  $\Delta t_{\text{пт}} = \theta_{\text{кы}} - t_0$ , °С;
- температурного напора на «холодном конце» испарительной поверхности КУ (в так называемом «пинч-поинте» котла-утилизатора)  $\Delta t_{\text{и}} = \theta_{\text{и}}'' - t_s$ , °С;
- температуры газов на входе и выходе КУ  $\theta_{\text{кы}}$  и  $\theta_{\text{yx}}$ , °С;
- давления и температуры генерируемого пара  $p_0$  и  $t_0$ , температуры насыщенного пара в испарителе и др.

В общем случае давление генерируемого в КУ пара, в отличие от его температуры, является независимой величиной и подлежит оптимизации, так как оказывает неоднозначное влияние на характеристики схемы ПГУ.

Увеличение давления генерируемого пара при заданном значении температурного напора  $\Delta t_{\text{и}}$ , приводит к снижению его расхода и обуславливает более высокую температуру уходящих из КУ газов. Интенсивность снижения расхода пара при увеличении его давления зависит от различных факторов, доминирующим из которых является температура газов на выходе из газовой турбины. Эта интенсивность возрастает с понижением температуры газов на входе в КУ (рис. 5.37, а), что является следствием процессов, происходящих в испарительной и пароперегревательной поверхностях нагрева КУ, в ходе которых происходит перераспределение между ними теплового потока газов в соответствии с тепловыми и массовыми балансами. Увеличение температурного напора  $\Delta t_{\text{пн}}$  несколько снижает интенсивность изменения расхода пара при варьировании давления  $p_0$ .

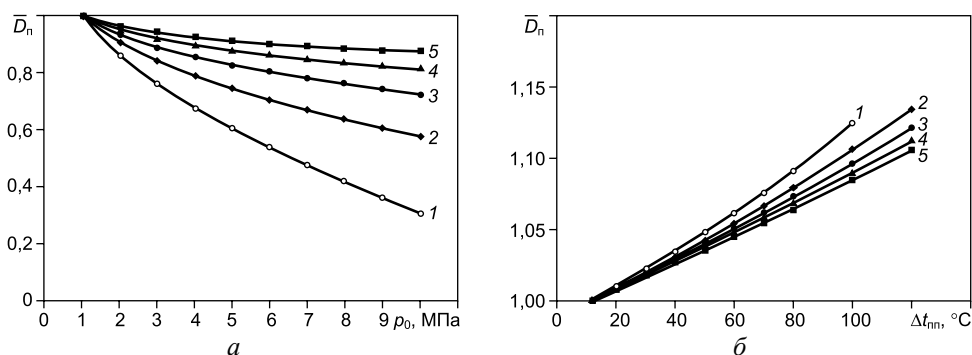


Рис. 5.37. Зависимости относительного расхода пара, генерируемого в одноконтурном КУ, от давления пара при  $\Delta t_{\text{пн}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  (а) и от температурного напора на «горячем конце» пароперегревателя ( $p_0 = 3 \text{ МПа}$ ) (б) для различных температур газов за ГТУ: 1 – 350  $^\circ\text{C}$ ; 2 – 400  $^\circ\text{C}$ ; 3 – 450  $^\circ\text{C}$ ; 4 – 500  $^\circ\text{C}$ ; 5 – 550  $^\circ\text{C}$  [8].

Начальная температура пара  $t_0$  в КУ ограничена температурой газов за ГТУ  $t_{\text{ГТ}} = \theta_{\text{КУ}}$  (рис. 5.36, б), а также значением температурного напора  $\Delta t_{\text{пн}}$  на входе в пароперегреватель КУ, что является особенностью ПГУ по сравнению с традиционными паросиловыми установками. Начальная температура пара оказывает неоднозначное влияние на характеристики схемы ПГУ и на показатели ее экономичности – изменяется как расход пара, так и теплоперепад, срабатываемый в паровой турбине ПГУ. Из рис. 5.37, б видно, что увеличение  $\Delta t_{\text{пн}}$  и вместе с этим снижение  $t_0$  (при  $\theta_{\text{КУ}} = \text{const}$ ,  $p_0 = \text{const}$ ) приводит к увеличению расхода генерируемого пара  $D_{\text{п}}$  и к снижению температуры уходящих газов КУ. Значение  $D_{\text{п}}$  изменяется менее интенсивно по сравнению с варьированием давления пара (см. рис. 5.37, а), при этом указанная интенсивность сравнительно слабо зависит от температуры  $\theta_{\text{КУ}}$ .

Теплоперепад, срабатываемый в паровой турбине, также зависит от начальных параметров пара. С целью выявления наличия и степени влияния параметров генерируемого в КУ пара на характер изменения тепловой экономичности парогазовых установок с одноконтурными КУ были проведены исследования показателей ПГУ на базе ГТУ различных типов: ГТГ-15 (ГП НПКГ «Зоря»-

«Машпроект»), ГТЭ-20/55СТ (АО «Энергоавиа»), ГТУ-16ПЭР (АО «Авиадвигатель»), GT10B (Alstom) (табл. 5.17). Указанные типы газотурбинных агрегатов были выбраны с целью охвата диапазона температур выхлопных газов, характерных для ГТУ малой и средней мощности.

Таблица 5.17

**Характеристики ГТУ, использованных при расчетах схем ПГУ**

Тип ГТУ	Электрическая мощность, МВт	КПД на клеммах генератора, %	Температура газов за ГТУ, °С	Расход газов за ГТУ, кг/с	Избыток воздуха в газах за ГТУ
ГТГ-15	15,2	28,63	345,9	102,3	5,6
ГТЭ-20/55 СТ	20,0	30,00	443,2	102,0	4,4
ГТУ-16ПЭР	16,0	34,50	475,6	57,5	3,6
GT10B	25,1	33,60	539,7	82,8	3,2

Примечание: данные представлены с учетом аэродинамических сопротивлений равных 1 кПа на входе в компрессор ГТУ и 2 кПа – на выходе из ГТУ.

Показатели экономичности тепловой схемы ПГУ (рис. 5.36, а) определялись для условий, соответствующих среднегодовой температуре наружного воздуха ( $t_{нв} = 4,1$  °С). Поверхности теплообмена КУ при его тепловом расчете во всех случаях подбирались таким образом, чтобы обеспечить  $\Delta t_{и} = 10$  °С, недогрев воды в экономайзере и ГПК  $\Delta t_{эк} = \Delta t_{ГПК} = 10$  °С,  $\Delta t_{пт} = 30$  °С. При определении мощности ПГУ приняты: давление пара в конденсаторе  $p_k = 7$  кПа, в деаэраторе  $p_d = 0,12$  МПа, внутренний относительный КПД проточной части ПТ при работе на сухом паре  $\eta_{oi} = 0,8$ . Для ступеней, работающих в зоне влажного пара, вводились необходимые корректировки.

Расчетное исследование показало, что во всех рассмотренных случаях существует определенное оптимальное начальное давление пара (рис. 5.38). Оптимум наиболее ярко выражен в случаях, когда ПГУ создается на базе ГТУ с умеренными температурами выхлопных газов, что характерно для большинства ГТУ малой мощности.

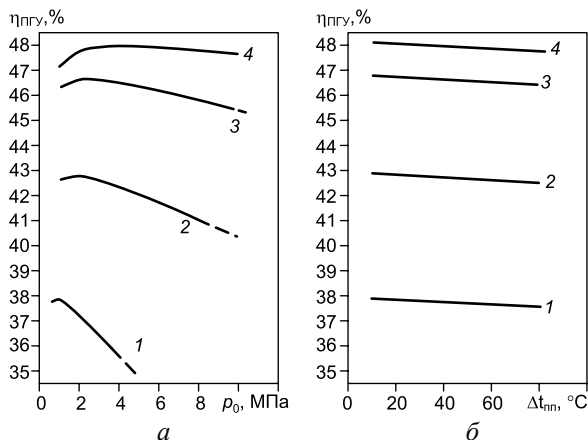


Рис. 5.38. Зависимости КПД производства электроэнергии (брутто) ПГУ от давления пара, генерируемого в одноконтурном КУ (а), и от температурного напора на «горячем конце» пароперегревателя (б) [8]: 1 – ГТГ-15; 2 – ГТЭ-20/55СТ; 3 – ГТУ-16ПЭР; 4 – GT10B; пунктиром обозначена зона начальных давлений, при которых конечная влажность пара в ПТ превышает предельно допустимое значение.

В зависимости от типа ГТУ выбор оптимального давления позволяет повысить экономичность ПГУ до 1,5 %.

В результате исследования показано, что с учетом условия (5.53) изменение электрической мощности  $N_3^{\text{ПГУ}}$  и тепловой экономичности ПГУ с одноконтурным КУ происходит в зависимости от того, какая составляющая мощности ПТУ вследствие варьирования начальных параметров пара изменяется интенсивнее. Так, например, когда при увеличении давления пара относительный рост срабатываемого теплоперепада опережает соответствующее относительное уменьшение расхода пара, то растет электрическая мощность ПТУ и наоборот. В тот момент, когда интенсивность изменения составляющих мощности сравнивается, наблюдается оптимум тепловой экономичности. Исследования показали также, что минимальная температура уходящих из КУ газов, являющаяся критерием максимального КПД КУ (при прочих равных условиях), в схеме ПГУ не может служить достаточным критерием максимальной эффективности установки в целом, а максимальное значение  $\eta_3^{\text{ПГУ}}$  не соответствует минимальному значению  $\theta_{\text{yx}}$  КУ. Следовательно, для достижения максимальной экономичности в рассматриваемом типе ПГУ недостаточно только глубокой утилизации выхлопных газов ГТУ. Необходимо это тепло использовать максимально эффективно в процессе производства электроэнергии в ПТУ, т. е. при оптимальных параметрах пара.

Расчеты показывают, что основным параметром, влияющим на характер изменения тепловой экономичности ПГУ с одноконтурным КУ при выборе оптимальных начальных параметров пара, является температура газов за ГТУ. Получены обобщенные зависимости (рис. 5.39), характеризующие изменение оптимального начального давления пара  $p_0^{\text{опт}}$  от температуры выхлопных газов ГТУ при различных начальных параметрах пара  $t_0$ , определяемых заданным температурным напором на горячем конце пароперегревателя  $\Delta t_{\text{nn}}$ .

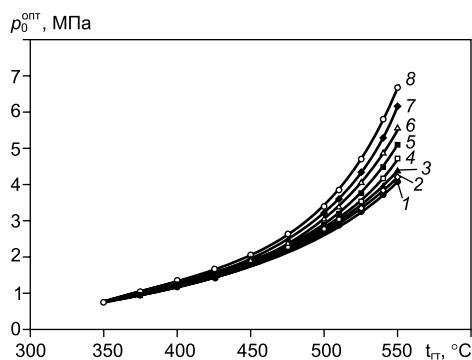


Рис. 5.39. Зависимость оптимального давления перегретого пара в одноконтурном КУ конденсационной ПГУ от температуры выхлопных газов ГТУ и температурного напора  $\Delta t_{\text{nn}}$  [8]:

1 –  $\Delta t_{\text{nn}} = 10$  °C; 2 – 20; 3 – 30; 4 – 40; 5 – 50; 6 – 60; 7 – 70; 8 – 80.

С помощью указанных зависимостей на предпроектной стадии можно определить оптимальное, с точки зрения тепловой экономичности, начальное давление пара для имеющей место температуры выхлопных газов ГТУ и выбранного температурного напора на входе в пароперегреватель КУ.

Выявлено влияния различных параметров схемы ПГУ на характер изменения тепловой экономичности при выборе оптимального начального давления: температурного напора  $\Delta t_{\text{и}}$  на холодном конце испарительной поверхности КУ [в «пинч-поинте» КУ (рис. 5.36, б)], давления в конденсаторе и деаэраторе ПТУ, внутренней относительного КПД проточной части паровой турбины. Помимо общей экономичности паро-

газовой установки, выбор значений указанных параметров схемы определенным образом влияет на характер изменения расхода пара и теплоперепада при варьировании начальных параметров пара, что важно с точки зрения проводимой оптимизации.

Результаты сводятся к следующему: увеличение температурного напора  $\Delta t_{и}$  незначительно сказывается на положении оптимума:  $p_0^{opt}$  слегка смещается в сторону низких давлений. Влияние  $\Delta t_{и}$  наиболее существенно при высоких температурах газов на входе в КУ. Однако в этом случае зона оптимума начального давления достаточно пологая.

С увеличением  $\Delta t_{и}$  оптимум зависимости  $\eta_3^{ПГУ} = f(p_0)$  становится более ярко выраженным. Повышение давления в конденсаторе ПТУ, наряду с ухудшением тепловой экономичности установки, оказывает определенное влияние на положение оптимума:  $p_0^{opt}$  смещается в сторону более высоких значений. Это влияние наиболее заметно при высоких температурах газов на входе в КУ (больше 500 °С), но вследствие пологости области оптимального начального давления для этого диапазона  $\theta_{кy}$  изменение расчетного давления в конденсаторе ПТУ оказывает незначительное влияние на выбор оптимальных начальных параметров пара ПГУ.

При использовании в схеме ПГУ газового подогревателя конденсата (рис. 5.36, а) расход пара на деаэрактор сводится к минимуму, определяемому технологическими требованиями. В результате этого выбор давления в деаэракторе практически не сказывается на оптимизации начальных параметров ПГУ с одноконтурными КУ.

Уменьшение внутреннего относительного КПД паровой турбины, наряду с ухудшением тепловой экономичности ПГУ, снижает конечную влажность пара в паровой турбине. Однако влияние этого фактора на положение оптимума в большинстве случаев незначительно. Это происходит вследствие того, что при давлениях, близких к оптимальным (для конкретной температуры газов за ГТУ и выбранном температурном напоре  $\Delta t_{ин}$ ), конечная влажность невелика.

## 6.2. ПГУ с двухконтурным КУ

Переход в ПГУ к более сложной тепловой схеме ПТУ позволяет повысить ее экономичность, для чего увеличивают число контуров генерации пара в КУ до двух-трех, вводят промежуточный перегрев пара и т. п. Такие технические решения особенно целесообразны по мере повышения начальных параметров ГТУ и ее мощности, вследствие чего возрастают расход выхлопных газов и их температура.

В настоящее время на электростанциях наиболее распространены ПГУ с двухконтурным КУ, в которых иногда применяется промежуточный перегрев пара. Оптимизация параметров паровой ступени такой установки применительно к выбранному типу ГТУ более сложная задача по сравнению с оптимизацией параметров ПГУ с одноконтурным КУ. Для этого используют  $Q, t$ -диаграмму, приведенную, например, на рис. 5.33.

Анализ тепловой схемы ПГУ с двухконтурным КУ и ГТУ позволяет сделать следующие выводы. Изменение давлений перегретого пара ВД и НД дает возможность найти их оптимальное соотношение и взаимосвязь с КПД

ПГУ при постоянной температуре перегретого пара (в конкретном случае  $t_0^{\text{ВД}} = 525 \text{ }^\circ\text{C}$ , давление пара в конденсаторе ПТ  $p_{\text{к}} = 6 \text{ кПа}$  – рис. 5.40, а).

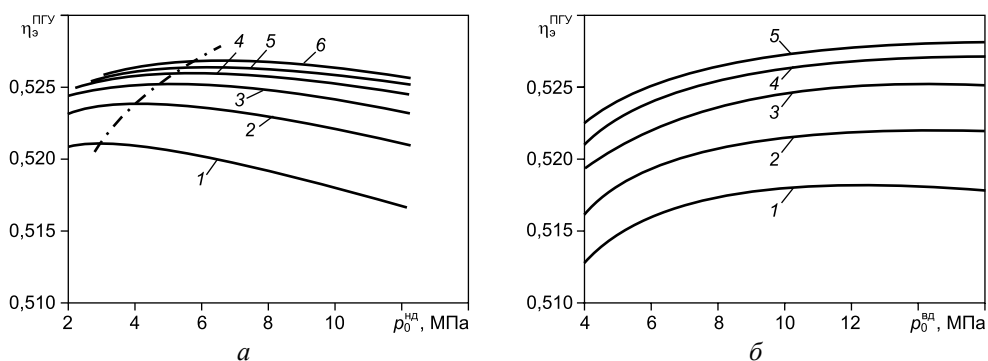


Рис 5.40. Зависимость КПД ПГУ с двухконтурным КУ от давления пара  $p_0^{\text{ВД}}$  при  $p_0^{\text{ВД}} = \text{Var}$  (а) и от  $p_0^{\text{ВД}}$  при  $t_0^{\text{ВД}} = \text{Var}$  (б) [8]:

а:  $t_0^{\text{ВД}} = 525 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 1 –  $p_{\text{к}} = 4 \text{ МПа}$ ; 2 – 6; 3 – 8; 4 – 10; 5 – 12; 6 – 14;

б: 1 –  $t_0^{\text{ВД}} = 420 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 2 – 460; 3 – 500; 4 – 525; 5 – 540.

Экономичность ПГУ с двухконтурным КУ возрастает с увеличением температуры и давления пара ВД (рис. 5.40, б). Предельное значение температуры пара перед турбиной определяется температурой выхлопных газов ГТУ и принятым температурным напором на горячем конце пароперегревателя.

Использование двухконтурного КУ обеспечивает более глубокое охлаждение выхлопных газов ГТУ по сравнению с их охлаждением в ПГУ с одноконтурным КУ, что улучшает основные показатели как установки в целом, так и отдельных ее элементов (рис. 5.41). В ПГУ этого типа целесообразно совершенствовать отдельные элементы тепловой схемы и оптимизировать значения температурных напоров.

Экономичность ПГУ зависит также от давления (и температуры) пара в конденсаторе и уменьшается с его повышением (рис. 5.42).

Отдельно была исследована зависимость экономичности ПГУ с двухконтурным КУ от соотношения температурных напоров на холодных концах испарителей высокого  $\Delta t_{\text{н}}^{\text{ВД}}$  и низкого  $\Delta t_{\text{н}}^{\text{ВД}}$  давления пара (рис. 5.43). Как и следовало ожидать, увеличение  $\Delta t_{\text{н}}^{\text{ВД}}$  и  $\Delta t_{\text{н}}^{\text{ВД}}$  в КУ ухудшает экономичность установки. Так, в ПГУ-450 увеличение указанных температурных напоров с 10 до 30  $^\circ\text{C}$  приводит к снижению относительного КПД производства электроэнергии соответственно на 0,4 и 0,6 % с одновременным повышением температуры уходящих газов. Значение температурного напора на горячем конце пароперегревателя ВД желательно выбирать не более 30  $^\circ\text{C}$  для достижения максимального КПД установки и снижения конечной влажности пара в паровой турбине.

Промежуточный перегрев пара в ПГУ с двухконтурным КУ осуществляется объединением потоков пара ВД после ЧВД и пара НД после соответствующего пароперегревателя. Для всего диапазона значений давления перегретого пара ВД такой промежуточный перегрев заметно повышает экономичность установки (рис. 5.44). Этому соответствует оптимальное соотношение



между высоким и низким давлением пара, которое изменяется незначительно в диапазоне 0,03–0,05.

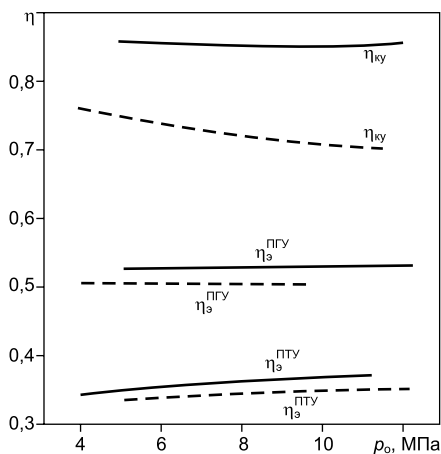


Рис. 5.41. Зависимости КПД КУ, паротурбинной установки и всей ПГУ от давления перегретого пара при  $p_{\text{к}} = 6$  кПа [8].

— — ПГУ с двухконтурным КУ;  
 - - - - ПГУ с одноконтурным КУ.

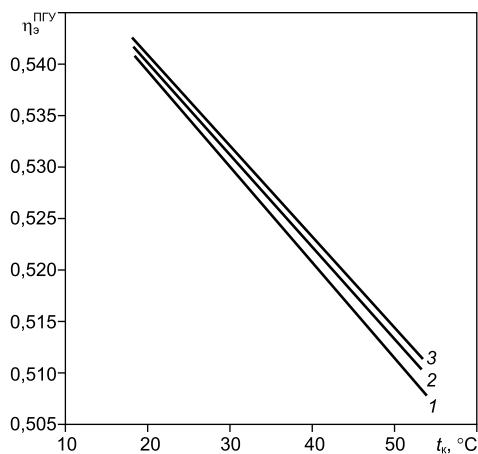


Рис. 5.42. Влияние температуры конденсации в конденсаторе паровой турбины и давления пара ВД на КПД ПГУ с двухконтурным КУ при  $t_0^{\text{ВД}} = 525$  °С [8]:

1 –  $p_0^{\text{ВД}} = 6$  МПа; 2 – 8; 3 – 10.

В практике эксплуатации ПГУ с КУ применяется впрыск водяного пара в КС ГТУ с целью изменить мощность ГТУ и снизить выбросы оксидов азота. Такое техническое решение оказывает заметное влияние на мощность газовой и паровой турбин и ПГУ в целом, изменяет ее экономичность. Увеличение впрыска водяного пара различной температуры (свежего пара при  $t_0^{\text{ВД}} = 525$  °С или пара после ЧВД при  $t = 327$  °С) приводит к повышению электрической мощности ГТУ и снижению мощности ПТУ, хотя общая электрическая мощность ПГУ возрастает на несколько процентов. Экономичность ПГУ в обоих случаях тем ниже, чем больше доля впрыскиваемого водяного пара.

Использование в ПГУ трехконтурного КУ позволяет дополнительно повысить экономичность установки. Применение его целесообразно в мощных энергетических ПГУ с применением ГТУ, имеющих

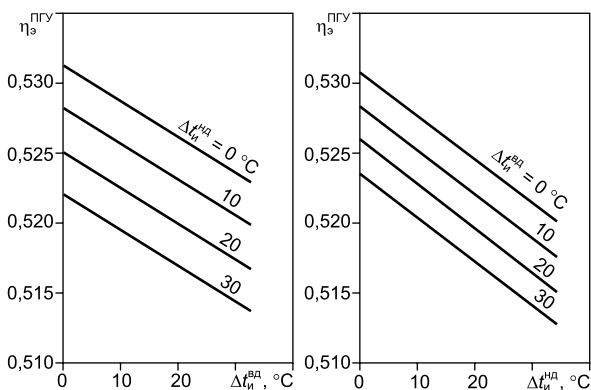


Рис. 5.43. Зависимость КПД ПГУ с двухконтурным КУ от значений температурных напоров  $\Delta t_{\text{н}}^{\text{ВД}}$  и  $\Delta t_{\text{н}}^{\text{ВД}}$  [8].

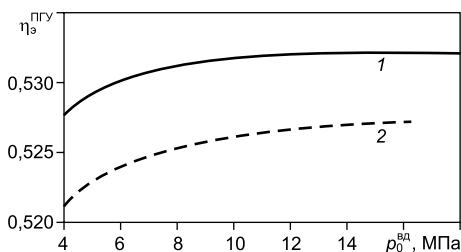


Рис. 5.44. Влияние промежуточного перегрева пара в двухконтурном КУ ПГУ на ее экономичность при изменении давления перегретого пара ВД [8]:

1 – с промежуточным перегревом пара; 2 – без него ( $t_0^{ВД} = 525^\circ\text{C}$ ;  $p_{\text{нп}} = 0,25p_0^{ВД}$ ).

анализа тепловых схем новейших зарубежных ПГУ такого класса, содержащаяся в работе [20].

высокую температуру выхлопных газов ( $t_{\text{гт}} \geq 580^\circ\text{C}$ ). Увеличение КПД таких ПГУ обеспечивается прежде всего количеством пара, генерируемого на уровне НД. Абсолютные значения давлений пара в трехконтурном КУ:  $p_{\text{ВД}} = 10,0 \div 11,5$  МПа;  $p_{\text{сд}} = 1,5 \div 4$  МПа;  $p_{\text{нд}} = 0,4 \div 0,6$  МПа; промежуточный перегрев пара ВД применяется до  $t_{\text{нп}} \approx t_0^{ВД}$ . Основные характеристики по ряду ТЭС с трехконтурными КУ приведены в табл. 5.18 [20].

Более подробные рекомендации по выбору параметров пара в трехконтурных ПГУ в виде эмпирических соотношений, полученных на основе ана-

Таблица 5.18

**Характеристики некоторых действующих ПГУ с КУ трех давлений**

Год ввода, электростанция, страна	Общие характеристики ПГУ	Газовая часть	Паровая часть
1994 Keadby Великобритания	$N_3 = 690$ МВт $\eta_3 = 54,55\%$	2 ГТУ MS9001F GE $N_3 = 225$ МВт $\eta_3 = 35,7\%$	2 КУ с промперегревом $p_0 = 11,0/2,7/0,48$ МПа $t_0 = 540/540/262^\circ\text{C}$ $p_{\text{к}} = 3,7$ кПа $D_{\text{п}} = 143/165/22$ кг/с 1 ПТ
1996 King's Lynn Великобритания	$N_3 = 350$ МВт	1 ГТУ V94.3A Siemens $N_3 = 265$ МВт $\eta_3 = 39\%$	1 КУ с промперегревом $p_0 = 10,1/2,7/0,5$ МПа $t_0 = 520/518/224^\circ\text{C}$ $D_{\text{п}} = 64,2/11,7/15$ кг/с 1 ПТ
1996 South Number Bank Великобритания	$N_3 = 750$ МВт	3 ГТУ GT13E2 Alstom $N_3 = 165$ МВт $\eta_3 = 35,7\%$	3 КУ $p_0 = 9,5/2,0/0,4$ МПа $t_0 = 514/513/147^\circ\text{C}$ $D_{\text{п}} = 57,5/12,5/7,8$ кг/с 1 ПТ
1996 Немау Япония	$N_3 = 670$ МВт $\eta_3 = 54,1\%$	3 ГТУ MS7001FA GE $N_3 = 140,3$ МВт $\eta_3 = 35,9\%$	3 КУ с промперегревом* $p_0 = 14,6/4,3/0,49$ МПа $t_0 = 538/538/250^\circ\text{C}$ $D_{\text{п}} = 47,7/7,2/8,6$ кг/с 1 ПТ ТС4F-26 $N_3 = 250$ МВт

Окончание табл. 5.18.

Год ввода, электростанция, страна	Общие характеристики ПГУ	Газовая часть	Паровая часть
1997 Didcot Великобритания	$N_3 = 340$ МВт	1 ГТУ V94.3A Siemens $N_3 = 265$ МВт $\eta_3 = 39,0$ %	1 КУ с промперегревом $p_0 = 11,0/2,9/0,45$ МПа $t_0 = 540/540/235$ °С
1998–1999 Tarado do Outero Португалия	$N_3 = 340$ МВт $\eta_3 = 56,7$ %	1 ГТУ V94.3A Siemens $N_3 = 250$ МВт $\eta_3 = 38,0$ %	1 КУ с промперегревом $p_0 = 11,3/3,0/0,45$ МПа $t_0 = 550/550/233$ °С 1 ПТ (Siemens) $N_3 = 110$ МВт
1999 Тосорипилла Чили	$N_3 = 400$ МВт	1 ГТУ GT26 Alstom $N_3 = 265$ МВт $\eta_3 = 38,0$ %	1 КУ с промперегревом* $p_0 = 11,8/2,9/0,5$ МПа $t_0 = 568/568/151$ °С $D_n = 83,2/9,7/7,8$ кг/с 1 ПТ
2002 Gebze Турция	$N_3 = 770$ МВт	2 ГТУ 9FA GE $N_3 = 225$ МВт $\eta_3 = 35,7$ %	2 КУ с промперегревом $p_0 = 13,2/3,1/0,5$ МПа $t_0 = 566/563/288$ °С $D_n = 77,2/10,9/11,1$ кг/с 1 ПТ
2002 Severnaya Азербайджан	$N_3 = 400$ МВт	1 ГТУ 701F Mitsubishi $N_3 = 270$ МВт	1 КУ с промперегревом $p_0 = 10,7/3,8/0,5$ МПа $t_0 = 540/568/252$ °С $D_0 = 76,9/11,9/13,3$ кг/с 1 ПТ

\* – КУ с естественной циркуляцией.

## 7. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПГУ НА ЧАСТИЧНЫХ НАГРУЗКАХ [21]

**Методика исследования.** Основная особенность режимов частичной нагрузки ПГУ – существенная взаимосвязь условий работы всех ее элементов. Изменение режимов работы любого из них сразу же приводит к изменению в большей или меньшей степени всех параметров по газовому и пароводяному трактам и, следовательно, экономичности и надежности ПГУ.

При разработке конструкций ПГУ и режимов их работы приходится решать широкий круг задач переменного режима: выбор номенклатуры и числа ГТУ и котлов-утилизаторов, последовательности их разгрузки при числе ГТУ две или более, синхронного или последовательного их отключения; выбор способа регулирования расхода пара через турбину (скользящие начальные параметры,

сопловое или дроссельное парораспределение); расчет параметров пароводяного и газового трактов паротурбинной установки при переменной температуре наружного воздуха и температуре охлаждающей воды в конденсаторе.

При снижении нагрузки ГТУ в большинстве случаев уменьшается не только ее экономичность (что очень важно, так как доля мощности ГТУ в ПГУ составляет примерно 2/3), но и параметры за ней. Изменение параметров газов за ГТУ может оказаться таким, что при вполне нормальных условиях ее эксплуатации работа паровой турбины станет невозможной из-за недопустимого изменения начальных и конечных параметров пара. При повышении температуры наружного воздуха свыше  $t_{\text{нв}} = 20^\circ\text{C}$  (базовый режим  $t_{\text{нв}} = 3,2^\circ\text{C}$ ) температура пара перед турбиной достигает  $540^\circ\text{C}$  и выше и для ее снижения требуется применять впрыск воды.

Таким образом, при рассмотрении режимов частичных нагрузок основным вопросом является обеспечение переменного режима работы паротурбинной части, включающей котел-утилизатор, паровую турбину, конденсатор и, возможно, деаэрагор.

Особенности работы на частичных нагрузках бинарной ПГУ при конденсационном режиме эксплуатации ниже рассматриваются по результатам численного анализа характеристик всех элементов и ПГУ в целом на примере парогазовой установки (рис. 5.45), близкой по составу оборудования и условиям номинального режима к проекту ПГУ-325 (состав оборудования этой ПГУ был рассмотрен выше). По результатам уточненных расчетов работа ПГУ на номинальном режиме (мощность  $N_3^{\text{ГТУ}} = 110$  МВт, температура газов за ней  $t_{\text{ГТ}} = \theta_{\text{КУ}} = 530^\circ\text{C}$ , расход  $G_{\text{Г}} = 365$  кг/с) и выбранным параметрам в конденсаторе (давление  $p_{\text{к}} = 4,81$  кПа, влажность  $y_{\text{к}} = 11,3\%$ ) характеризуется следующими параметрами: начальное давление пара  $p_0^{\text{ВД}} = 5$  МПа; начальная температура  $t_0^{\text{ВД}} = 501,5^\circ\text{C}$ ; расход свежего пара  $D_{\text{п}}^{\text{ВД}} = 88,4$  кг/с; температура пара НД  $t_0^{\text{НД}} = 210,1^\circ\text{C}$ ; давление пара НД  $p_0^{\text{НД}} = 0,49$  МПа; расход пара НД  $D_{\text{п}}^{\text{НД}} = 19,5$  кг/с; КПД котла-утилизатора  $\eta_{\text{КУ}} = 0,83$ , КПД паротурбинной установки  $\eta_{\text{ПГУ}} = 0,33$ , КПД парового цикла  $\eta_{\text{пц}} = 0,287$  (напомним, что  $\eta_{\text{пц}} = \eta_{\text{ПГУ}}\eta_{\text{КУ}}$ ).

Исходными данными для расчета параметров и показателей ПГУ для частичного режима, кроме результатов расчетов номинального режима, являются измененная мощность ГТУ, определяющая температуру газов  $t_{\text{ГТ}}$  на выходе из ГТУ и их расход  $G_{\text{Г}}$ , температура  $t_{\text{ов}}$  и расход  $G_{\text{ов}}$  охлаждающей воды. Необходимый нагрев питательной воды до  $60^\circ\text{C}$  перед подачей ее в котел-утилизатор во избежание низкотемпературной коррозии выходных поверхностей не учитывался. При расчетах также не учитывались электромеханические потери и затраты мощности на привод дожимного топливного компрессора. При этом для выполнения расчетов должны быть известны геометрия трубных пучков котла-утилизатора и характеристика конденсатора.

Указанные исходные данные позволяют определить для данной конкретной ПГУ параметры пароводяного и газового трактов паротурбинной установки и энергетические показатели ПГУ при частичных нагрузках, а также влияние изменения температуры газов за газовой турбиной на перечисленные параметры.

Основная идея расчета состоит в том, что кроме соблюдения уравнений материального и теплового балансов элементов ПГУ, должно выполняться условие соответствия парогенерирующих способностей контуров ВД и НД

котла-утилизатора и пропускной способности частей высокого и низкого давлений (ЧВД и ЧНД) паровой турбины.

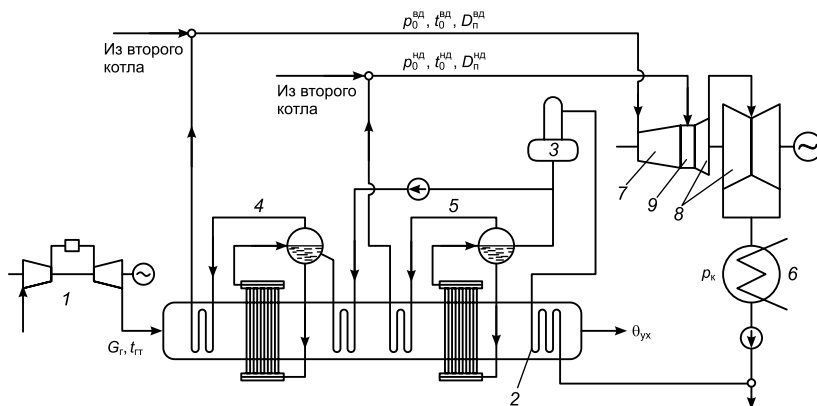


Рис. 5.45. Тепловая схема ПГУ, исследованная на режимах частичных нагрузок [21]:

1 – ГТУ; 2 – газовый подогреватель конденсата (ГПК); 3 – деаэрактор; 4 – контур ВД; 5 – контур НД; 6 – конденсатор; 7 – часть ВД паровой турбины (ЧВД); 8 – часть НД паровой турбины (ЧНД); 9 – камера смешения пара в паровой турбине (перед ЧНД).

Перед началом расчета должен быть задан способ изменения нагрузки паровой турбины: тип парораспределения (сопловое или дроссельное) или режим работы со скользящими начальными параметрами. При сопловом парораспределении следует знать диаграмму парораспределения, с помощью которой можно определить давления за регулируемыми клапанами при заданном расходе пара через турбину. Необходимо также задать давление в контуре ВД, т. е. перед паровой турбиной. При постоянном начальном давлении ( $p_0^{\text{ВД}} = \text{const}$ ) оно известно и равно номинальному. При скользящих начальных параметрах ( $p_0^{\text{ВД}} = \text{var}$ ) им задаются произвольно и затем уточняют путем последовательных приближений.

Расчет выполняется в следующем порядке.

1. Произвольно задается давление в контуре НД  $p_0^{\text{НД}}$ , т. е. в камере смешения пара, поступающего из ЧВД и контура НД.

Рассчитываются парогенерирующая способность контура ВД  $D_{\text{п}}^{\text{ВД}}$  и начальная температура пара  $t_0^{\text{ВД}}$ . Контур рассматривается как последовательность элементов котла: водяного экономайзера, испарителя и пароперегревателя. При этом известны  $\theta_{\text{ку}} = t_{\text{гт}}$  и  $G_{\text{г}}$ , а также параметры питательной воды на входе в экономайзер. Уравнения теплового баланса с присоединенными известными уравнениями теплообмена и теплопередачи позволяют рассчитать параметры генерируемого пара и его расход, а также температуру газов на выходе из экономайзера. При этом одновременно определяется температура газов на входе в контур НД, необходимая для его последующего расчета.

2. Осуществляется расчет парогенерирующей способности контура НД  $D_{\text{п}}^{\text{НД}}$  и температуры на выходе из него  $t_0^{\text{НД}}$  с учетом деаэратора и конденсатора.

3. Рассчитывается процесс расширения пара в ЧВД. При скользящих начальных параметрах это не вызывает особых трудностей. При сопловом парораспределении используется диаграмма парораспределения и процесс расширения пара в регулирующей ступени рассчитывается обычным образом. При дроссельном парораспределении определяются давление за дроссельным клапаном (перед проточной частью) и температура пара за ЧВД  $t_{\kappa}^{\text{вд}}$ , поступающего в камеру смешения. По уравнениям смешения вычисляется температура пара перед ЧНД путем осреднения температур пара, идущего из ЧВД и поступающего из контура НД. Параметры в камере смешения позволяют найти пропускную способность ЧНД  $D_{\text{пт}}^{\text{чнд}}$ .

4. Целью расчета паровой турбины является определение ее мощности, КПД и влажности на выходе при измененных в общем случае расходе пара  $D$  и параметрах  $p_0$  и  $t_0$  перед турбиной. Сравниваются пропускная способность ЧНД  $D_{\text{пт}}^{\text{чнд}}$  и парогенерирующая способность котла-утилизатора ( $D_{\text{п}}^{\text{вл}} + D_{\text{п}}^{\text{нд}}$ ). При их невязке задаются новым значением  $p_0^{\text{нд}}$ , и расчет повторяется до их совпадения.

Особенностью расчета переменного режима паровой турбины является произвольность параметров перед ней, определяемых режимом работы ГТУ и КУ. Поэтому в расчетах необходимо использовать уравнение Флюгеля в исходной форме:

$$\frac{D}{D_0} = \left[ \frac{p_{00} v_{00}}{p_0 v_0} \frac{p_0^2 - p_{\kappa}^2}{p_{00}^2 - p_{\kappa 0}^2} \right]^{1/2}, \quad (5.54)$$

где индекс «00» относится к номинальному режиму.

Расчет КПД паровой турбины в измененном режиме выполнялся последовательно от первой ступени до последней. Методом последовательных приближений определялись параметры перед каждой ступенью с проверкой одинаковости расходов через отсеки, расположенные до и после рассматриваемой ступени. Затем по соотношению

$$\frac{\Delta p}{1 - \rho_0} = A \frac{\Delta \psi_{\phi}}{\Delta \psi_{\phi 0}} - B \left[ \frac{\Delta \psi_{\phi}}{\Delta \psi_{\phi 0}} \right]^2, \quad (5.55)$$

где  $\psi_{\phi} = u/c_a$  – отношение скоростей окружной и изэнтропийного истечения пара;

$$A = \frac{2}{\varphi \cos \alpha_1 \psi_{\phi 0} (1 - \rho_0)^{0.5} - \psi_{\phi 0}^2} - 1;$$

$$B = 1 + A \psi_{\phi 0}^2 / 2,$$

определялась реактивность ступени  $\rho$  и рассчитывались треугольники скоростей, потери и КПД ступени.

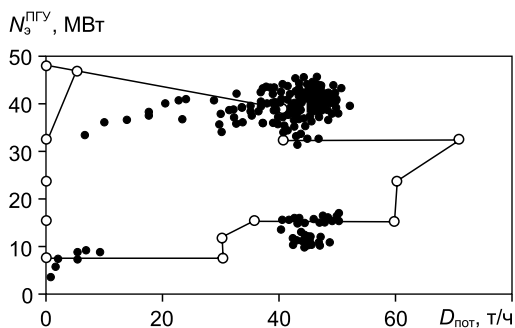
Расчет ступеней ЦНД проводился по струйкам для 10 сечений с интегрированием потерь по высоте. Во влажных ступенях учитывались потери от влажности по соотношению:

$$\xi_{\text{вл}} = 2\psi_{\phi} [0,9(1 - x_0) + 0,35(x_0 - x_2)], \quad (5.56)$$

где  $x_0$  и  $x_2$  – степень сухости перед и за ступенью.

## ПРОМЫШЛЕННАЯ ПГУ-ТЭЦ МОЩНОСТЬЮ 50 МВт ФИРМЫ KAWASAKI

Фирма Kawasaki (KHI) разработала комплектную теплофикационную ПГУ мощностью 50 МВт на базе выпущенной в 2001 г. ГТУ L20A мощностью 20 МВт. Особенностью установки является не только высокая тепловая эффективность, но и возможность работы в широком диапазоне соотношения мощность/отпуск технологического пара в соответствии с требованиями потребителя. ПГУ-ТЭЦ в компании Sumitomo Corporation эксплуатируется в условиях более существенного изменения паровой нагрузки в дневное и ночное время, чем изменение электропотребления, например, приведенных ниже на диаграмме. Электрическая мощность ПГУ может вырабатываться в двух диапазонах 35–46 МВт и 10–17 МВт, при этом нагрузка по пару составляет 10–50 т/ч при расчетной величине 50 т/ч. Первая коммерческая теплофикационная ПГУ, установленная на комбинате пищевых продуктов в 2004 г. (г. Чива, Япония), не только снабжает электроэнергией и паром предприятия компании, но и продает избыток электроэнергии другим потребителям. Тепловая схема установки структурно аналогична схеме «дубль-блока», но отличается тем, что большая часть острого пара из контура высокого давления КУ направляется потребителю, при этом двухцилиндровая ПТ на расчетном режиме имеет мощность всего 10 МВт. При снижении отбора технологического пара невостребованный потребителем пар срабатывается в паровой турбине, увеличивая ее мощность. Каждая ГТУ имеет двухконтурный КУ с параметрами пара ВД – 6 МПа/473 °С и НД – 0,75 МПа/263 °С. Температура выхлопных газов ГТУ на входе в КУ составляет 525–555 °С во всем диапазоне электрической нагрузки. В тепловой схеме КУ конденсат при  $t = 35$  °С подогревается в баке питательной воды до 60 °С и направляется в газодводяной подогреватель КУ и нагревается в нем до 80 °С. Далее питательная вода поступает в деаэратор, обогреваемый отборным паром ПТ, достигает температуры 110 °С и питательными насосами подается в испарители контуров ВД и НД. В диапазоне нагрузки 50–100 % выхлопные газы ГТУ имеют концентрацию  $\text{NO}_x = 23$  ppm (при  $\text{O}_2 = 15$  %). Каждый КУ вертикальной компоновки имеет каталитический конвертор, расположенный за испарительной секцией контура ВД, что позволяет снизить выбросы  $\text{NO}_x$  до 5 ppm.



Общий вид промышленной ПГУ-ТЭЦ и возможные режимы ее работы по отпуску технологического пара.

5. При скользящем давлении по параметрам пара перед ЧВД и в камере смешения определяется пропускная способность ЧВД  $D_{пт}^{чвд}$ , которая затем сравнивается с парогенерирующей способностью контура ВД  $D_{п}^{вд}$ . При их невязке уточняется начальное давление  $p_0^{вд}$ , и расчет повторяется до их совпадения с требуемой точностью.

При постоянном начальном давлении ( $p_0^{вд} = \text{const}$ )  $D_{п}^{вд} = D_{пт}^{чвд}$ .

6. По известным параметрам перед ЧНД и расходу пара рассчитывается процесс расширения, уточняется давление в конденсаторе и определяется температура уходящих газов котла-утилизатора.

7. Определяются мощности ЧВД и ЧНД, мощностной относительный внутренний КПД паровой турбины [19], КПД паротурбинной установки, котла-утилизатора, парового цикла и ПГУ в целом.

**Влияние температуры газов за ГТУ на работоспособность и экономичность ПГУ.** На рис. 5.46 показаны графики изменения температуры газов  $\theta_{кв}$  и их расходов  $G_r$  при  $t_{нв} = 15^\circ\text{C}$  при синхронном разгрузении ГТУ для двух случаев. Сплошные линии относятся к ГТУ, компрессор которой имеет в качестве регулирующего органа только входной направляющий аппарат (ВНА), а штриховые – к ГТУ с компрессором, имеющим поворотные направляющие аппараты (ПНА) первых четырех ступеней, как это выполнено у ГТУ V64.3 фирмы Siemens. Наличие ПНА при снижении нагрузки ГТУ позволяет уменьшать расход воздуха даже при постоянной частоте вращения и сохранять неизменной температуру газов за ГТУ.

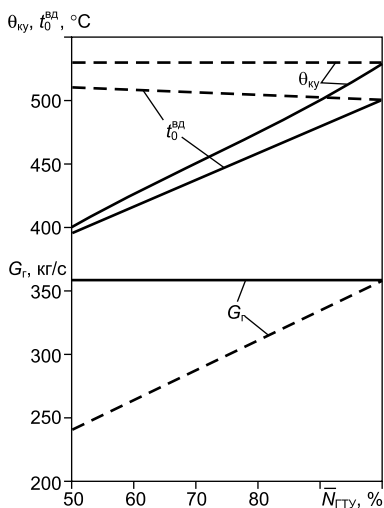


Рис. 5.46. Изменение параметров газа на входе в котел-утилизатор и температуры свежего пара при частичных нагрузках при регулировании расхода воздуха через компрессор ГТУ (—) и без регулирования (---).

В табл. 5.19 приведены результаты расчета параметров по тракту ПТУ для режимов частичных нагрузок. При снижении мощности ГТУ, имеющей средства регулирования расхода воздуха через компрессор ( $\theta_{кв} = \text{const}$ ), начальная температура  $t_0^{вд}$  не только не падает (при  $\theta_{кв} = \text{var}$  в случае снижения нагрузки вдвое она падает более чем на  $100^\circ\text{C}$ ), но даже возрастает. Это приводит к следующим последствиям.

Прежде всего, в камеру смешения поступает пар из ЧВД с большей температурой  $t_{к}^{вд}$  (примерно на  $50^\circ\text{C}$  при снижении нагрузки вдвое) и в большем количестве. Несмотря на то, что при  $\theta_{кв} = \text{const}$  контур НД генерирует пар в меньшем количестве и с более низкой температурой, перед ЧНД реализуется практически классическое скользящее давление: температура перед ЧНД  $t_0^{вд}$  остается почти постоянной, а давление перед ней изменяется пропорционально нагрузке ГТУ. При  $\theta_{кв} = \text{var}$  температура  $t_0^{вд}$  при 50 %-ной нагрузке ГТУ оказывается на  $43^\circ\text{C}$  меньше. Это приводит к возрастанию влажности за последней сту-



пенью более чем на 2 %, что при длинных рабочих лопатках вызывает опасность эрозии. Следовательно, при проектировании паротурбинных установок ПГУ, у которых ГТУ имеет ограниченные возможности по регулированию расхода воздуха через компрессор, для номинального режима необходимо выбирать меньшую конечную влажность, обеспечивая необходимый запас на снижение нагрузки.

Таблица 5.19

**Параметры пара ПТУ при постоянной (в числителе) и изменяющейся температуре выхлопных газов (в знаменателе) ГТУ при скользящем начальном давлении ( $t_{нс} = 15^\circ\text{C}$ , синхронное разгрузке ГТУ)**

Показатель	Нагрузка ГТУ, %		
	100	75	50
Температура пара перед турбиной, °C	501,5/501,5	504,7/447,0	509,3/396,3
Давление пара перед стопорным клапаном, МПа	5,00/5,00	4,23/3,96	3,49/2,95
Температура пара контура ВД, поступающего в камеру смешения, °C	210,1/210,1	215,0/191,2	216,9/166,0
Расход пара контура ВД, кг/с	88,4/88,4	76,38/72,82	62,67/57,45
Температура пара из контура НД, °C	232,7/232,7	222,3/226,8	208,8/217,0
Расход пара из контура НД, кг/с	19,56/19,56	15,4/20,3	11,6/20,8
Расход пара в ЧНД, кг/с	108,0/108,0	91,8/93,1	74,3/78,2
Давление в контуре НД, МПа	0,49/0,49	0,414/0,414	0,336/0,337
Температура пара перед ЧНД, °C	215/215	215,1/199,2	214,8/171,2
Давление в конденсаторе, кПа	4,81/4,81	4,04/4,10	3,33/3,48
Влажность за последней ступенью, %	11,34/11,34	11,03/11,77	10,55/12,68

Дополнительное опасное снижение температуры свежего пара и соответствующее увеличение влажности на выходе из турбины могут происходить при снижении температуры окружающего воздуха. Оно усугубляется одновременным снижением температуры охлаждающей воды, что вызывает углубление вакуума в конденсаторе.

Увеличение сухости за последней ступенью паровой турбины при  $\theta_{кв} = \text{const}$  приводит к тому, что при снижении нагрузки внутренний относительный КПД паровой турбины возрастает почти на 0,5 % (рис. 5.47). Как видно из рис. 5.48, по сравнению с вариантом  $\theta_{кв} = \text{var}$  при  $\theta_{кв} = \text{const}$  КПД парового цикла  $\eta_{пц} = \eta_{пту}\eta_{кв}$  снижается существенно меньше, чем уменьшается КПД ГТУ вследствие использования ПНА.

Таким образом, даже несмотря на то, что доля мощности ПТУ составляет примерно только половину мощности ГТУ, выигрыш в целом по ПГУ при снижении нагрузки ГТУ до 50 % по принятым данным находится на уровне 1 % (абс.) или 2 % (отн.) по сравнению с КПД ПГУ с нерегулируемым компрессором. Повышенные значения КПД ПГУ объясняются неучетом его снижения вследствие электромеханических потерь в электрогенераторе.

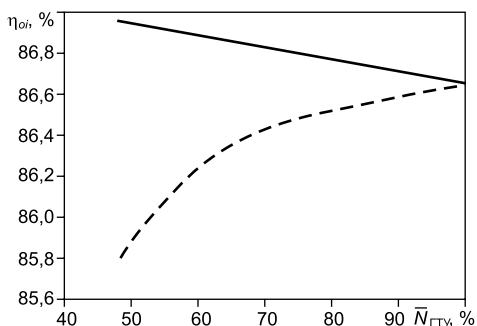


Рис. 5.47. Сравнение относительного внутреннего КПД паровой турбины ПГУ при регулировании температуры газов за ГТУ (—) и без него (---).

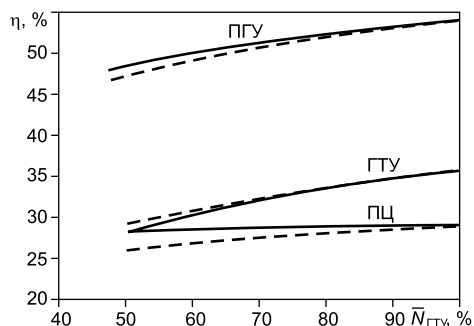


Рис. 5.48. Сравнение экономичности ГТУ, парового цикла и ПГУ при снижении нагрузки при регулировании расхода воздуха через компрессор (—) и без него (---).

### Влияние температуры наружного воздуха на характеристики ПГУ.

Изменение температуры газов за ГТУ при изменении  $t_{нв}$  вносит существенные ограничения в режим работы ПГУ. На рис. 5.49, а показаны графики изменения температуры  $\theta_{кв}$  и расхода газов  $G_r$  на входе в котел-утилизатор в зависимости от температуры наружного воздуха для различных нагрузок ГТУ. Если при  $\bar{N}_{ГТУ} = 1$  и расчетном режиме ( $t_{нв} = 15^\circ\text{C}$ )  $\theta_{кв} = 530^\circ\text{C}$ , то при относительной мощности ГТУ  $\bar{N}_{ГТУ} = N_{ГТУ} / N_{ГТУ}^{\text{ном}} = 0,5$  где  $N_{ГТУ}^{\text{ном}}$  – номинальная мощность ГТУ, температура газов  $\theta_{кв}$  снижается до  $400^\circ\text{C}$ . При увеличении  $t_{нв}$  от  $-40$  до  $+45^\circ\text{C}$  и  $\bar{N}_{ГТУ} = 1$   $\theta_{кв}$  изменяется на  $230^\circ\text{C}$ . Со снижением нагрузки изменение  $\theta_{кв}$  уменьшается. Соответственно будет изменяться температура свежего пара, что может сделать условия работы паровой турбины ПГУ недопустимыми. С ростом  $t_{нв}$  (рис. 5.49, б) КПД ГТУ падает, причем чем ниже нагрузка, тем это падение больше.

На рис. 5.50 показана принятая в расчетах зависимость температуры охлаждающей воды  $t_{ов}$  от температуры  $t_{нв}$  в предположении проточного водоснабжения конденсатора. Предполагается, что при  $t_{нв} < -15^\circ\text{C}$   $t_{ов}$  сохраняется равной  $+5^\circ\text{C}$ .

В табл. 5.20 приведены результаты расчетов параметров газового и пароводяного трактов ПГУ для  $\bar{N}_{ГТУ} = 1$ , показывающие большинство особенностей работы ПГУ при изменении  $t_{нв}$ . При увеличении  $t_{нв}$  от  $-40^\circ\text{C}$  до  $+45^\circ\text{C}$  температура пара, поступающего из контура высокого давления, возрастает от  $395,1$  до  $569,2^\circ\text{C}$ , что требует обоснования возможности обеспечения необходимого срока службы ротора паровой турбины. Таким образом, при повышении температуры наружного воздуха лимитирующим режимом паротурбинной установки является режим номинальной (или пиковой) мощности.

С ростом  $t_{нв}$  расход пара из контура ВД увеличивается, а из контура НД уменьшается. Тем не менее, расход пара при максимальной  $t_{нв}$  примерно на 9 %, а давление ВД – на 18 % больше номинального; соответственно этому растут и осевое усилие на упорный подшипник.

Существенное влияние  $t_{нв}$  оказывает на давление в конденсаторе паровой турбины  $p_k$  (см. табл. 5.20 и рис. 5.51, а), изменяющееся от 2,66 до 17,5 кПа в диапа-

зоне температур  $-40\text{ }^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{нв}} \leq 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Как известно, почти все турбинные заводы ограничивают максимальное давление в конденсаторе, опасаясь больших вибрационных напряжений в рабочих лопатках последней ступени. В частности, для рабочих лопаток последней ступени ЛМЗ длиной 960 мм предельное давление в конденсаторе при нагрузке паровой турбины выше 50 % составляет 9–12 кПа. Как видно из рис. 5.51, *а*, это делает невозможным длительную работу паровой турбины и, следовательно, ПГУ на номинальной нагрузке ГТУ при  $t_{\text{нв}} > 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

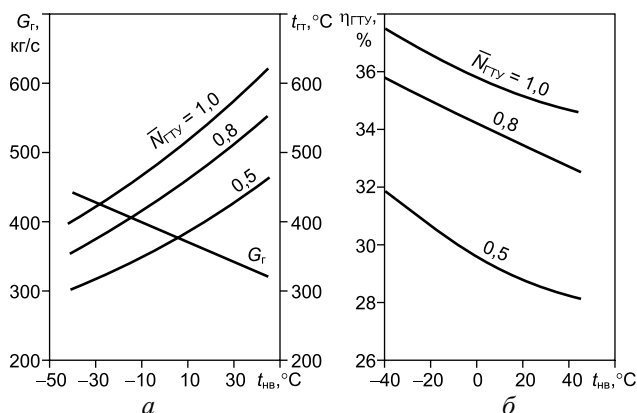


Рис. 5.49. Зависимость расхода выхлопных газов ГТУ и их температуры (*а*) и КПД ГТУ (*б*) от температуры наружного воздуха для различных нагрузок.

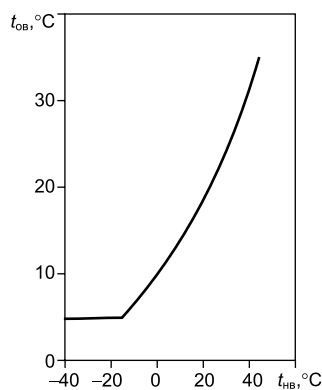


Рис. 5.50. Принятая зависимость температуры охлаждающей воды от температуры наружного воздуха.

Таблица 5.20

**Результаты расчетов двухконтурной ПГУ при переменной температуре наружного воздуха для номинальной мощности ГТУ**

Показатель	Температура наружного воздуха, °C				
	-40	-15	-3	+15	+45
Расход газов ГТУ, кг/с	440	407	389	365	320
Температура газов за ГТУ, °C	400	452	487	530	630
Температура пара контура ВД, °C	395,1	440,1	468,5	501,5	569,2
Давление в контуре ВД, МПа	3,40	4,07	4,51	5,00	5,92
Расход пара из контура ВД, кг/с	66,0	76,5	83,2	88,4	102,8
Температура пара контура НД, °C	225,5	230,5	232,3	232,7	237,7
Температура пара перед ЧНД, °C	176,0	191,5	201,6	215,0	250,5
Давление в контуре НД, МПа	0,397	0,442	0,466	0,490	0,555
Расход пара из контура НД, кг/с	25,74	23,91	21,81	19,56	15,76
Давление в конденсаторе, кПа	2,66	2,94	3,88	4,81	17,53
Конечная сухость, %	86,93	87,42	87,87	88,66	93,81

При снижении  $t_{\text{нв}}$  и постоянном расходе охлаждающей воды давление в конденсаторе уменьшается не только из-за снижения ее температуры (рис. 5.50), но и вследствие уменьшения расхода пара, поступающего в конденсатор. Снижение  $p_{\text{к}}$ , а также температуры пара перед ЧНД приводит к существенному росту конечной влажности, потери от которой в турбине, однако, не могут компенсировать возрастание КПД цикла из-за уменьшения конечного давления. При этом следует иметь в виду, что последняя ступень должна быть спроектирована так, чтобы не достигался предельный вакуум.

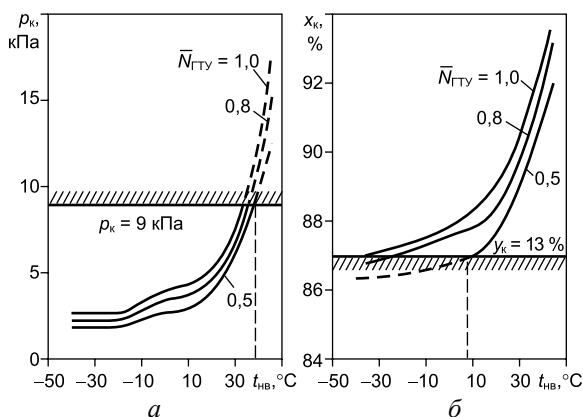


Рис. 5.51. Зависимость давления в конденсаторе (а) и сухости пара за последней ступенью (б) от температуры наружного воздуха для различных нагрузок ГТУ.

работы лопаток в эксплуатации. Если в качестве допустимой принять конечную влажность  $y_{\text{к}} = 13\%$  (заводы допускают существенно меньшую влажность), то, как видно из рис. 5.51, б, при  $N_{\text{ГТУ}} = 0,5$  эксплуатация ПГУ по условию эрозионного износа рабочих лопаток последней ступени возможна только при  $t_{\text{нв}} > 8^\circ\text{C}$ . При  $y_{\text{к}} = 12\%$  работа ПГУ возможна только при положительных температурах наружного воздуха. Конечно, указанные значения относятся только к конкретной ГТУ, но они указывают на то, что условия работы паротурбинной части ПГУ могут существенно ограничивать возможность ее работы.

Рассмотрим влияние  $t_{\text{нв}}$  на параметры ПГУ при снижении нагрузки. Как видно из рис. 5.52, при  $t_{\text{нв}} \geq 32^\circ\text{C}$  температура свежего пара  $t_0^{\text{вп}}$  становится выше  $540^\circ\text{C}$ , которая является стандартной для большинства паровых турбин по условию длительной прочности ее роторов. Таким образом, при  $t_{\text{нв}} \geq 32^\circ\text{C}$  по условию надежности ротора паровой турбины от ГТУ нельзя получить полную мощность. Часто технические условия на ГТУ требуют возможности работы до  $t_{\text{нв}} = 45^\circ\text{C}$ , при которой, как видно из рис. 5.52, максимально допустимая мощность ГТУ находится на уровне  $80\%$ .

По существу, выполненный анализ показывает, что при необходимости обеспечения работы ПГУ в широком диапазоне изменения температуры  $t_{\text{нв}}$  нельзя проектировать ГТУ в отрыве от паротурбинной установки. Одним из

На рис. 5.51, б показано влияние  $t_{\text{нв}}$  на конечную сухость. При снижении нагрузки ГТУ сухость за последней ступенью уменьшается. Возможность работы паровой турбины зависит от допустимой конечной влажности, которая связана в первую очередь с периферийной окружной скоростью рабочих лопаток последней ступени, ее конструкцией и эффективностью используемой системы влагоудаления. Она выбирается заводом-изготовителем паровой турбины на основании статистических данных по эрозионному износу ра-

способов обеспечения нормальной работы ПГУ в этих условиях является выполнение ГТУ с поворотными направляющими аппаратами первых трех-четырёх ступеней компрессора. Это дает возможность поддерживать высокую температуру пара в камере смешения перед ЧНД и тем самым сгладить существенное снижение вакуума, которое часто не может быть использовано из-за достижения предельного значения. Другим методом обеспечения нормальной работы ПГУ может быть снижение расхода охлаждающей воды (что также дает экономию энергии собственных нужд на привод циркуляционных насосов).

На рис. 5.53, а показано влияние  $t_{нв}$  на КПД парового цикла ПГУ с ограничивающими линиями  $t_0^{вд} = 540^\circ\text{C}$ ,  $y_k = 13\%$  и  $p_k = 9$  кПа. Если считать, что линии  $\bar{N}_{ГТУ} = 0,5$  и  $1$  являются предельными, то фигура  $abcdea$  определяет область допустимых режимов работы в связи с изменением температуры наружного воздуха.

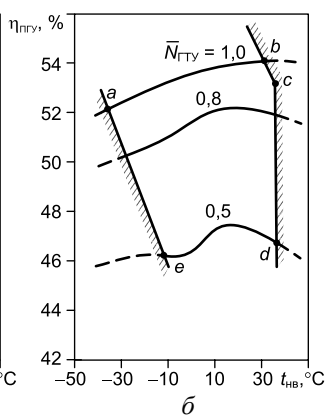
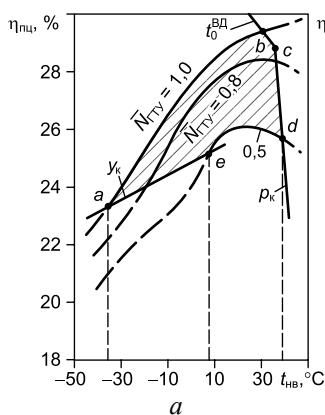
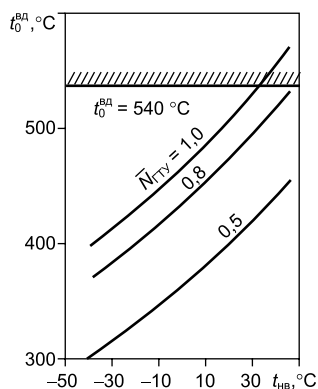


Рис. 5.52. Зависимость температуры свежего пара от температуры окружающего воздуха для различных нагрузок ГТУ.

Рис. 5.53. Зависимость КПД парового цикла (а) и КПД ПГУ (б) от температуры наружного воздуха и области допустимых режимов их работы по условиям надежной работы паровой турбины.

Из сравнения рис. 5.49, б и 5.53, а видно, что снижение  $t_{нв}$  оказывает противоположное действие на экономичность ГТУ и парового цикла:  $\eta_{ГТУ}$  растет, а  $\eta_{пц}$  падает. Итоговый результат показан на рис. 5.53, б. Роль паротурбинной установки столь значительна, что при снижении  $t_{нв}$  при  $\bar{N}_{ГТУ} = 1$  КПД ПГУ  $\eta_{пц}$  уменьшается, несмотря на увеличение  $\eta_{ГТУ}$ . При понижении температуры наружного воздуха при  $\bar{N}_{ГТУ} < 1$   $\eta_{пц}$  имеет максимум, обусловленный тем, что при больших  $t_{нв}$  конечная влажность невелика, уменьшение  $\eta_{пц}$  мало и преобладающую роль играет увеличение  $\eta_{ГТУ}$  (см. рис. 5.49, б). Затем определяющей становится роль парового цикла, и КПД ПГУ снижается.

**Влияние последовательности разгрузки ГТУ на показатели ПГУ.**

Снижение нагрузки ПГУ можно осуществить двумя способами (рис. 5.54).

При первом способе мощность обеих ГТУ уменьшается синхронно (рис. 5.54, а) вплоть до минимума регулировочного диапазона ГТУ (в

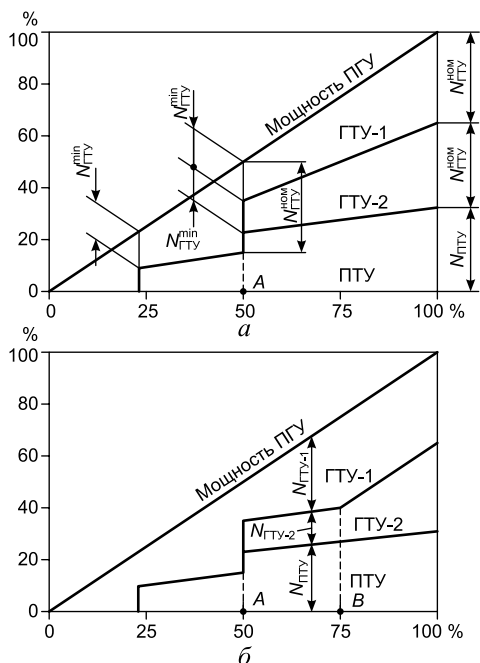


Рис. 5.54. Синхронное (а) и последовательное (б) разгружение ГТУ парогазовой установки, включающей две ГТУ.

остается неизменной, а ГТУ-1 уменьшается до 50 %. Дальше осуществляются остановка ГТУ-2, перевод ГТУ-1 на полную мощность и ее последовательное разгружение до 50 % так, как это описано выше.

Выбор схемы разгружения ПГУ имеет два аспекта. Первый связан с ее реализацией средствами автоматики. С этой точки зрения схема с синхронным разгружением ГТУ более проста и потому более предпочтительна. Второй связан с изменением параметров газов на входе в котлы-утилизаторы и соответственно параметров пара, генерируемого контурами ВД и НД отдельных котлов. С этой точки зрения выбор схемы разгружения ГТУ неочевиден, и именно он является предметом приведенного ниже анализа.

В табл. 5.21 представлены параметры пара в ПТУ для синхронного и последовательного разгружения ГТУ при скользких начальных параметрах для двухконтурной ПТУ при отсутствии средств поддержания температуры газов на выходе из ГТУ (например, поворотными направляющими аппаратами первых ступеней компрессора). В этом случае при снижении мощности ГТУ со 100 до 50 % температура газов уменьшается с 530 до 400 °С.

На рис. 5.55, а представлена зависимость температуры пара контура ВД  $t_0^{ВД}$  от относительной мощности ГТУ. Видно, что последовательное разгружение ГТУ обеспечивает в зоне 75 %-ной нагрузки температуру пара на 10–13 °С выше, чем синхронное. Заметим, что температуры пара в коллекторах  $t_0^{ВД}$  и  $t_0^{НД}$  (рис. 5.45) при последовательном разгружении ГТУ определялись по уравнениям смешения.

рассматриваемом случае – 50 %). Это позволяет разгрузить ПГУ примерно вдвое, затем остановить одну из ГТУ (ГТУ-2) с соответствующим котлом-утилизатором, а мощность ГТУ-1 увеличить до номинальной. После этого начинается разгрузка ГТУ-1 вплоть до 50 % с одновременным снижением мощности ПТУ. При этой нагрузке ГТУ температура за ней получается такой, что работа ПТУ становится невозможной исходя из требований к надежности паровой турбины. Поэтому в этот момент котел-утилизатор отключают от ГТУ-1 шиберными заслонками, ее мощность уменьшают до технического минимума, а затем отключают полностью.

При втором способе (рис. 5.54, б) мощность ГТУ снижают последовательно. Сначала ГТУ-1 работает при постоянной 100 %-ной нагрузке, а мощность ГТУ-2 уменьшается до 50 %. Затем мощность ГТУ-2

Таблица 5.21

**Параметры пара в паротурбинной части двухконтурной ПГУ при синхронном и последовательном разгрузках ГТУ при отсутствии средств регулирования температуры газов за газовыми турбинами**

Нагрузка, %		Параметры пара							Конечная сухость, %
		Контур высокого давления			Контур низкого давления			Давление в конденсаторе, кПа	
ГТУ-1	ГТУ-2	Расход, кг/с	Температура, °С	Давление, МПа	Расход, кг/с	Температура, °С	Давление, МПа		
100	100	88,43	501,5	5,00	19,56	232,7	0,49	4,81	88,66
100	80	82,65	482,5	4,52	19,99	230,4	0,46	4,54	88,35
90	90	82,07	479,3	4,48	19,90	230,1	0,46	4,51	88,28
100	60	76,05	468,4	4,11	20,30	228,0	0,43	4,24	88,25
80	80	75,75	459,9	4,08	20,58	227,1	0,43	4,24	88,04
100	50	72,82	462,8	3,92	20,27	226,8	0,41	4,10	88,23
75	75	72,40	450,0	3,87	20,60	225,7	0,41	4,12	87,88
90	50	69,25	446,7	3,70	20,51	224,6	0,40	3,95	87,93
70	70	69,40	439,4	3,68	21,10	224,1	0,40	3,99	87,77
70	50	63,33	429,3	3,31	20,98	220,8	0,37	3,72	87,59
60	60	63,29	418,1	3,30	21,10	220,7	0,37	3,72	87,54
50	50	57,45	396,3	2,95	20,79	217,0	0,34	3,48	87,32
100	0	47,28	502,6	2,62	8,28	202,0	0,25	2,81	90,08

Вслед за начальной температурой  $t_0^{вд}$  следует конечная сухость (рис. 5.55, б). Хотя выигрыш в сухости не превышает 0,5 %, тем не менее последовательное разгружение ГТУ имеет некоторое преимущество. Аналогичное преимущество последовательного разгружения имеется для средневзвешенного КПД ГТУ, а также для КПД паротурбинной установки и паровой турбины. Итоговый выигрыш в КПД ПГУ при последовательном разгрузке ГТУ показан на рис. 5.56. При суммарной нагрузке ГТУ 75 % он не превышает 0,4 %, что дает экономию топлива около 0,8 %.

Полученный вывод о преимуществах последовательного разгружения ГТУ справедлив в тем большей степени, чем сильнее уменьшается температура газов за ГТУ при снижении их нагрузки. При наличии средств поддержания температуры газов за ГТУ преимущества в экономии топлива уменьшатся, и более целесообразным будет использование синхронного разгружения как более простого.

Поскольку, как указывалось выше, особенности работы элементов ПГУ на частичных нагрузках определяются главным образом энергетическими и климатическими характеристиками использованных ГТУ, а также тепловой схемой КУ, то применение ГТУ с отличными от исследованных характеристиками, изменение номинальных параметров свежего пара, изменение числа контуров КУ и тепловой схемы ПГУ (например, применение одновальная

ПГУ) могут обусловить иные особенности работы ПГУ на частичных режимах, для определения которых потребуются аналогичные расчетные или экспериментальные исследования.

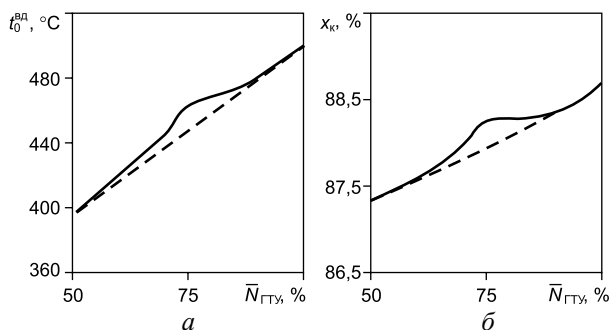


Рис. 5.55. Зависимость температуры свежего пара (а) и конечной сухости (б) от мощности ГТУ при последовательном (—) и синхронном (---) их разгрузении.

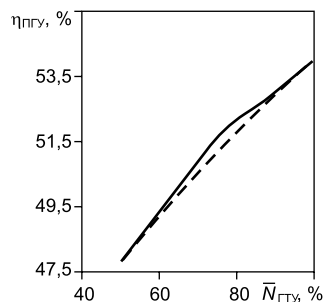


Рис. 5.56. Зависимость КПД ПГУ от мощности ГТУ при последовательном (—) и синхронном (---) их разгрузении.

## 8. ПГУ, ОБРАЗОВАННЫЕ ПАРОТУРБИНЫМИ НАДСТРОЙКАМИ ГТУ-ПРИВОДОВ

Имеется три пути создания промышленных ПГУ:

- строительство современных бинарных (или частично бинарных) ПГУ с использованием новейшего оборудования (ГТУ, КУ, ПТ);
- ГТУ-надстройки при модернизации или реконструкции действующих паротурбинных ТЭЦ;
- ПТУ-надстройки действующих в различных областях экономики газотурбинных приводных агрегатов; особенностью таких ПГУ является то, что паровая турбина может приводить во вращение как электрогенератор, так и технологическое оборудование (компрессор, насос, центробежный нагнетатель).

Последний путь имеет наибольшие перспективы в газотранспортной системе страны, а также на предприятиях нефтехимического комплекса. Об этом, в частности, свидетельствуют опыт и результаты создания таких паротурбинных надстроек на КС магистральных газопроводов.

На КС Вайтхаус (Германия) международного газопровода Мегал внедрена бинарная парогазовая установка на базе газотурбинных ГПА Ingersoll-Rand LM2500 (США) (рис. 5.57) [22]. На КС установлены три ГПА единичной номинальной мощностью 18,9 МВт и КПД 34,5 %. Все три ГПА имеют индивидуальные КУ, снабжающие паром паровую турбину. Последняя развивает мощность 7,1 МВт при работе одного КУ и 20 МВт при работе трех КУ. Паровая турбина приводит в действие дополнительный центробежный нагнетатель газа. Все четыре нагнетателя соединены параллельно.



Система газовой обвязки ГПА позволяет при необходимости вывести в ремонт или остановить любой из агрегатов. Третий газотурбинный ГПА в нормальном режиме работы КС остается в резерве. В этом случае КПД цикла повышается от 34,5 до 47,5 %. Котлы-утилизаторы с температурой перегретого пара 480 °С и давлением 4 МПа смонтированы на стальных рамах у выхлопных труб агрегатов. Баланс располагаемой мощности КС Вайтхаус и эффективность работы агрегатов приведены в табл. 5.22.

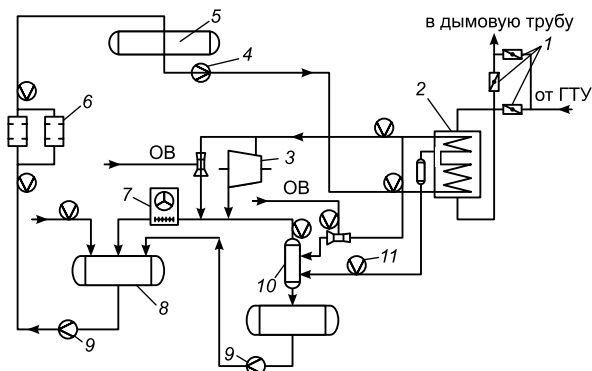


Рис. 5.57. Схема бинарной ПГУ на КС Вайтхаус [22]: 1 – газорегулирующие заслонки; 2 – котел-утилизатор; 3 – паровая турбина; 4 – подпиточный насос; 5 – резервуар подпиточной воды; 6 – установка водоподготовки; 7 – воздушный конденсатор; 8 – конденсатосборник; 9 – конденсатный насос; 10 – расширительный сосуд; 11 – задвижка с электроприводом; ОВ – охлаждающая вода.

Таблица 5.22

**Показатели ПГУ КС Вайтхаус**

Схема включения агрегатов	Мощность ГТУ, МВт	Мощность ПТ, МВт	КПД, %
1 ГТУ	18,9	–	34,5
1 ГТУ + ПТ	18,9	7,1	47,4
2 ГТУ + ПТ	37,8	14,3	47,5
3 ГТУ + ПТ	56,7	20,0	46,7

Другим примером создания ПГУ на базе газоперекачивающих агрегатов является паротурбинная надстройка, введенная в 1995 г. на КС «Грязовец». Образованная таким образом «приводная» ПГУ была первая в России опытной установкой, созданной с целью радикального снижения выбросов выхлопных газов ГТУ-приводов в атмосферу в целом по станции и экономии топливного газа; мощность паровой турбины передавалась центробежному нагнетателю природного газа, заменяя таким образом один газотурбинный привод [23].

В состав оборудования ПГУ входят: один газотурбинный агрегат ГТН-25; одноконтурный котел-утилизатор типа КГТ-50/16-500 с блоком дожигающих устройств (БДУ); паровая турбина К-11-10П; нагнетатель типа 235-23-1 мощностью 10 МВт; воздушно-конденсационная установка с промежуточным теплоносителем. Принципиальная тепловая схема ПГУ представлена на рис. 5.58, а, а параметры теплоносителей и показатели ПГУ – в табл. 5.23.

Испытания показали, что на режиме максимальной мощности ГТН (25,2 МВт) эффективный КПД ПГУ составил 34,3 % против КПД автономно работающего ГТН – 24,8 %, т. е. абсолютное приращение КПД составило 9,5 % при мощности ПГУ 10 МВт.

Выбор рабочих параметров пара для ПТУ производился на основании расчетов [24], результаты которых приведены на рис. 5.58, б. Как указывалось выше, в котлах-утилизаторах ПГУ минимальный температурный напор находится на холодном конце испарителя  $\Delta t_{\text{и}}$  и определяется принятыми начальными параметрами пара. Так,  $\Delta t_{\text{и}} = 30^\circ\text{C}$  обеспечивается при  $p_0 \approx 0,3$  МПа. По мере роста начальных параметров пара при фиксированном  $\Delta t_{\text{и}}$  уменьшается температурный напор  $\Delta t_{\text{пт}}$  и увеличивается температура уходящих газов. Максимальными параметрами будут такие, при которых температурный напор  $\Delta t_{\text{пт}}$  достигнет минимального значения. Оптимальными (относительно КПД парового цикла) параметрами пара для установки на базе ГТН-25 являются давление 1,4–1,6 МПа и температура 320–340 °С. При этом мощность паровой турбины составляет 9,3 МВт. Изменение основных расчетных показателей ПГУ в зависимости от давления пара показаны на рис. 5.58, б при коэффициенте аэродинамического сопротивления КУ 0,03; как видно КПД ПГУ и мощность ПТУ достаточно слабо изменяются при отклонении давления пара от оптимального значения.

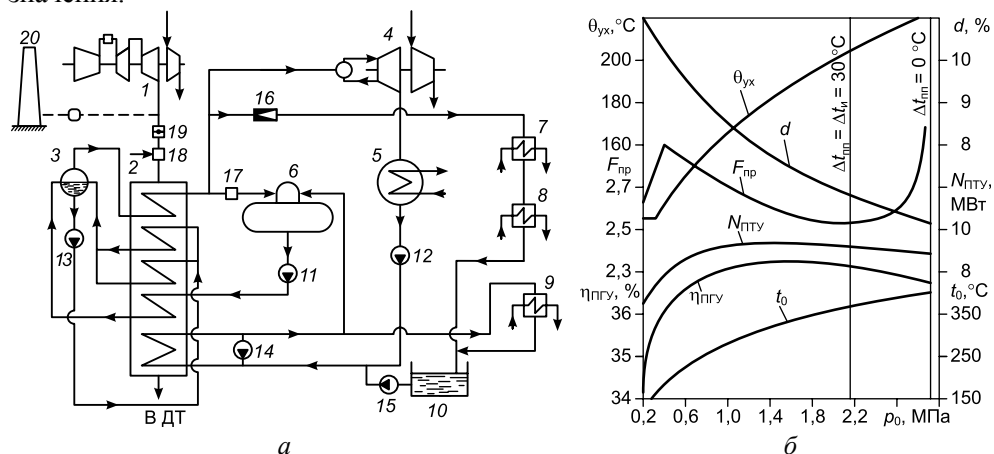


Рис. 5.58. Тепловая схема одноконтурной бинарной ПГУ на КС «Грязовец» [23] (а) и влияние параметров свежего пара на показатели ПГУ (б) при  $\Delta t_{\text{и}} = 30^\circ\text{C}$  [24]:

1 – ГТУ-привод; 2 – КУ; 3 – барабан-сепаратор; 4 – паровая турбина с нагнетателем; 5 – конденсатор ПТ; 6 – деаэрактор; 7 – пусковой конденсатор; 8 – охладитель конденсата; 9 – водо-водяной теплообменник; 10 – бак запаса конденсата; 11 и 12 – питательные и конденсатные насосы; 13 – циркуляционные насосы; 14 – насосы рециркуляции; 15 – насосы бака запаса конденсата; 16 – РОУ; 17 – регулятор давления; 18 – БДУ; 19 – шибберы; 20 – байпасная труба;  $N_{\text{ПГУ}}$  – мощность парового контура;  $t_0$  – температура пара перед турбиной;  $d$  – расход пара, отнесенный к расходу воздуха через компрессор.

Сравнительно низкая экономичность ПГУ является следствием прежде всего низкого КПД ГТУ, а также весьма низких параметров пара при одноконтурной схеме КУ. Кроме того в ПГУ применялось стандартное (а не специально разработанное под проект) тепломеханическое оборудование; новыми элементами являлись БДУ и шибберные устройства для переключения потока выхлопных газов. Возможным путем повышения КПД парового цикла, а

следовательно ПГУ в целом, может служить применение сжигания дополнительного топлива перед котлом-утилизатором и увеличение за счет этого температуры газового потока на входе в КУ.

С учетом опыта проектирования и эксплуатации ПГУ на КС «Грязовец» АО «НПО ЦКТИ» разработал проект более совершенной ПГУ для КС «Приводино» на базе ГПА мощностью 16 МВт, причем нагрузкой ПТ могли служить как нагнетатель природного газа аналогичной мощности, так и электрогенератор. В состав ПГУ входят: три ГПА типа ГТН-16М-1 мощностью по 16 МВт (два рабочих и один резервный); три котла-утилизатора КГТ-30/4-9/0,7, каждый из которых производит пар двух давлений; температура уходящих газов за ними 120 °С; ПТ мощностью 16 МВт; воздушно-конденсационная установка с промежуточным теплоносителем; АСУ ТП парогазовой установки, обеспечивающая полную автоматизацию ПГУ, включая и ее пуск.

Теплотехнические показатели ПГУ приведены в табл. 5.23 параллельно с данными другого проекта ПГУ на КС «Донская». Из таблицы видно значительное возрастание КПД ПГУ на конденсационном режиме работы (43,16 % и 46,34 %); кроме того в режиме теплофикации при отпуске ≈ 10 Гкал/ч теплоты значения КПД в обеих ПГУ достигают 47,14 % и 52,3 %.

Таблица 5.23

**Теплотехнические показатели ПГУ на КС «Грязовец», «Приводино» и «Донская» ОАО «Газпром»**

Показатель	КС «Грязовец» ( $t_{нв} = 15\text{ °C}$ )	Электрогенерирующие ПГУ ( $t_{нв} = 5\text{ °C}$ )			
		КС «Приводино»		КС «Донская»	
		конденсационный режим	теплофикационный режим	конденсационный режим	теплофикационный режим
Тип базовой ГТУ	ГТН-25	ГТН-16-М-1		ГТН-25-1	
Исходные параметры ГТУ (по условиям ISO):					
– мощность, МВт	25,00	17,07	17,07	27,54	27,54
– КПД, %	29,00	30,53	30,53	30,60	30,60
– температура выхлопных газов, °С	404	400	400	464	464
Параметры паротурбинной надстройки:					
– давление пара, МПа	1,57	3,87/0,76	3,86/0,73	3,86/0,66	3,86/0,66
– температура пара, °С	380	390/214	390/213	434/217	434/217
– мощность паротурбинного привода, МВт	10,00	19,52	17,63	22,14	20,69
Показатели ПГУ:					
– мощность (брутто), МВт	35,00	70,73	68,84	77,22	75,77
в т. ч. газотурбинная, МВт	25,00	51,21	51,21	55,08	55,08
– величина отпуска тепла, Гкал/ч	–	–	9,0	–	10,0
– ожидаемый КПД, %	37,40	43,16	47,14	46,34	52,30

**Разработки НПО ЦКТИ [25, 26].** В ходе выполнения перечисленных выше разработок были детально отработаны технические решения в части:

- унификации технологической схемы;
- разработки типоразмерного ряда котлотурбинного оборудования, обеспечивающего создание ПГУ на базе серийного оборудования для всего спектра существующего и перспективного газотурбинного парка ОАО «Газпром»;
- выбора вспомогательного оборудования, включая систему конденсации пара, химводоочистку и т. д.;
- создания алгоритмов управления, пуска и останова, программного и аппаратного обеспечения АСУ ТП и ее структуры;
- компоновки оборудования, строительной части ПГУ и генплана;
- создания эффективной системы моделирования, позволяющей быстро и надежно получать технические характеристики и технико-экономические показатели любых модификаций ПГУ.

Накопленный опыт проектирования и строительства ПГУ позволяет на основе полных сметно-финансовых расчетов по выполненным проектам определять стоимость новых объектов уже на начальных стадиях разработки.

Перечисленные технические решения НПО ЦКТИ и разработки других организаций и приобретенный практический опыт могут быть использованы для реализации ПГУ малой и средней мощности не только на компрессорных станциях, но и в промышленной и муниципальной теплоэнергетике. В качестве базовых для создания ПГУ данного класса рассмотрены газотурбинные агрегаты, перечень которых представлен в табл. 5.24.

Таблица 5.24

**Характеристики ГТУ для привода электрогенератора в условиях ISO**  
( $t_{не} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Тип газовой турбины	Изготовитель	$N$ , МВт	Температура газов за ГТУ, $^{\circ}\text{C}$	$G_1$ , кг/с	КПД (эл.), %
ГТУ-2,5П	АО «Авиадвигатель», г. Пермь	2,6	355,7	25,7	21,8
ГТУ-4П	АО «Авиадвигатель», г. Пермь	4,1	420,4	28,9	24,6
ДВ-71Л	ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», г. Николаев	6,0	410,0	30,0	30,5
НК-14Э	НПО «Труд», г. Самара	9,5	537,0	37,5	30,0
PGT-10	Nuovo-Pignone, Италия	10,1	484,0	42,1	30,9
GT-35	Siemens	16,8	375,0	93,5	31,6
ГТУ-89СТ	МКБ «Гранит»	20,0	442,0	101,3	32,0
АЛ-31СТЭ	НПО «Сатурн», Москва	20,0	518,0	62,9	35,5
GT-10	Siemens	24,6	534,0	79,2	34,2
НК-37-1	НПО «Труд», г. Самара	25,0	425,0	101,5	36,4
LM2500DL	GE	25,4	542,0	67,1	36,4

Принципиальные тепловые схемы проектируемых ПГУ с унифицированным набором основного оборудования показан на рис. 5.59.

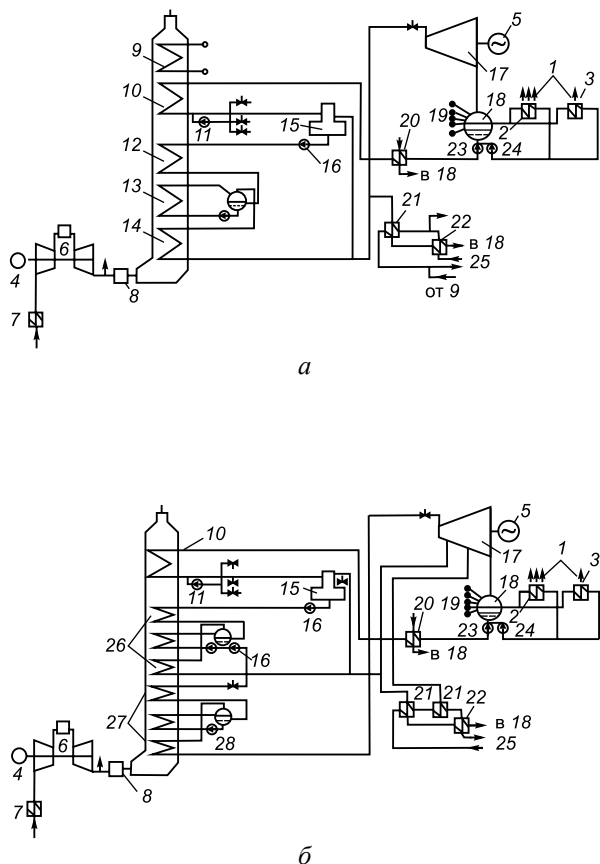


Рис. 5.59. Принципиальные схемы одноконтурной (а) и двухконтурной (б) ПГУ:

1 – сухая градирня; 2, 3 – аппараты воздушного охлаждения с включенными вентиляторами и с отключенными вентиляторами соответственно; 4 – нагнетатель или электрогенератор; 5 – электрогенератор; 6 – ГТУ; 7 – подогреватель воздуха; 8 – блок дожигających устройств; 9 – теплофикационный экономайзер; 10 – газодынная подогреватель; 11 – насос рециркуляции; 12 – экономайзер; 13 – испаритель; 14 – пароперегреватель; 15 – деаэрактор; 16 – питательный насос; 17 – паровая турбина; 18 – смешивающий конденсатор; 19 – от ХВО, ВП, СП, ГВП, ОК; 20 – сальниковый подогреватель и эжектор; 21 – подогреватель сетевой воды; 22 – охладитель конденсата сетевого подогревателя; 23 – конденсатный насос; 24 – конденсатный циркуляционный насос; 25 – обратная и прямая сетевая вода; 26 – контур НД; 27 – контур ВД; 28 – циркуляционный насос.

С учетом возможных значительных объемов внедрения рассматриваемых ПГУ в энергетику и газотранспортную систему выполнено комплектование широкого спектра парогазовых установок для рассматриваемых ПГУ на базе ограниченного числа типоразмеров основного оборудования. Все заданное разнообразие параметров газотурбинных установок может быть удовлетворено типоразмерными рядами из четырех унифицированных котлов-утилизаторов (15–32 т/ч) (табл. 5.25 и рис. 5.60) и шести паровых турбин (6–30 МВт) (табл. 5.26). Указанные образцы оборудования либо серийно выпускаются, либо разработаны и готовы к выпуску, либо подлежат разработке.

Разработанный на основе многочисленных расчетов ряд возможных составов ПГУ на базе указанных выше ГТУ, котлов-утилизаторов и паровых турбин представлен в табл. 5.27 и 5.28. Он включает 36 типоразмеров установок (18 – ПГУ для КС и 18 – ПГУ для электростанций) с диапазоном: по

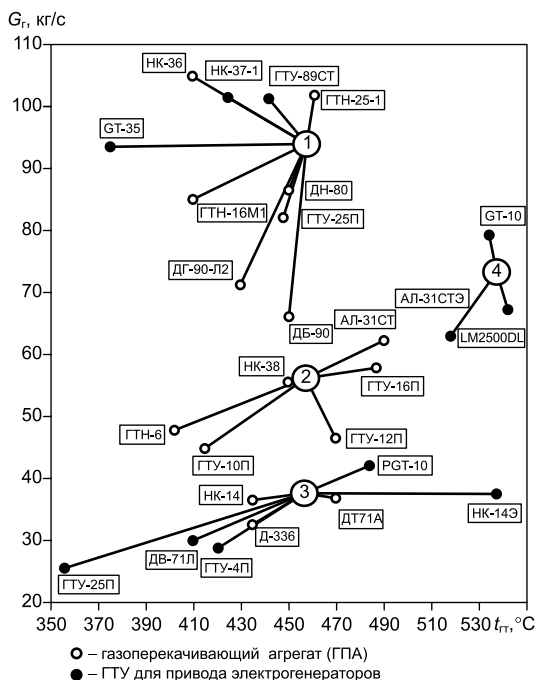


Рис. 5.60. Классификация газотурбинных установок по параметрам выхлопа (расход  $G_g$  и температура  $t_{гт}$  выхлопных газов).

Проектные характеристики котлов-утилизаторов: 1 – КГТ-32/4-8/0,7; 2 – КГТ-20/4-5/0,7; 3 – КПМ5/К6; 4 – КГТ-32/8,0-8/0,7.

На основании накопленного опыта разработки и проектирования ПГУ предложен концептуальный комплекс технических решений по технологическим схемам (рис. 5.59), вспомогательному оборудованию, параметрам ПГУ, а также ряд общих решений для всех типоразмеров ПГУ, а именно: система конденсации пара на базе сухой градирни со смешивающим конденсатором (Геллера–Форго); схемы парогенерирующих контуров с принудительной циркуляцией, последовательное питание контуров НД и ВД; схемы обвязки деаэратора и газового подогревателя конденсата.

Отдельные решения применены индивидуально для каждого типа ПГУ в зависимости от состава:

- схема ПГУ двухконтурная (для установок с паровой турбиной мощностью более 12 МВт) или одноконтурная (для остальных);
- проектные параметры пара для одноконтурных ПГУ – 1,6 МПа/440 °С; для двухконтурных ПГУ – 4,0 МПа/440 °С – 0,65 МПа/200 °С (за исключением парогазовых установок с высокоэкономичными ГТУ АЛ-31СТЭ, ГТ-10, LM2500, для которых рекомендуются параметры – 8,0 МПа/535 °С – 0,65 МПа/200 °С; при проектировании оборудования возможно снижение верхнего давления до 5–6 МПа);

мощности – 10–100 МВт; по КПД – 31–51 % (нижний предел КПД соответствует ПГУ с агрегатами малой мощности – ГТУ-2,5П с КПД 22 %).

Сооружение ПГУ на КС позволит экономить природный газ непосредственно на компрессорной станции, т. е. в газоснабжающей системе. Кроме того, такие ПГУ характеризуются наименьшими капитальными затратами, благодаря снижению количества котлов-утилизаторов, соответственно сокращению числа ПТ.

Несмотря на несколько меньшую экономическую эффективность, ПГУ с приводом от паровой турбины электрогенератора на практике оказались более привлекательны, так как здесь обеспечивается полное отсутствие изменений в основной технологии компримирования природного газа. Поэтому в последнее время рассматриваются только электрогенерирующие ПТУ-надстройки на КС.

- подогрев воздуха на всасе компрессора для ПГУ на базе ГТА, характеризующихся режимами с ограниченной мощностью;

- дожигание топлива перед котлом-утилизатором для тех вариантов, в которых в чисто утилизационном режиме не обеспечивается достижение нормальной загрузки паровой турбины;

- теплофикационная установка, включающая 2-ступенчатый подогрев сетевой воды в сетевых подогревателях (для двухконтурных ПГУ) или 1-ступенчатый, но с теплофикационным экономайзером на хвосте котла-утилизатора (для одноконтурных ПГУ).

Для большинства вариантов ПГУ выполнены детальные расчеты на частичных режимах в широком диапазоне температур наружного воздуха. Эти расчеты подтвердили правильность выбора проектных характеристик основного оборудования, а также основные алгоритмы реализации переменных режимов. Один из примеров полученных характеристик для ПГУ в составе двух ГТУ-25П с котлами-утилизаторами и одной ППА-16 приведен на рис. 5.61.

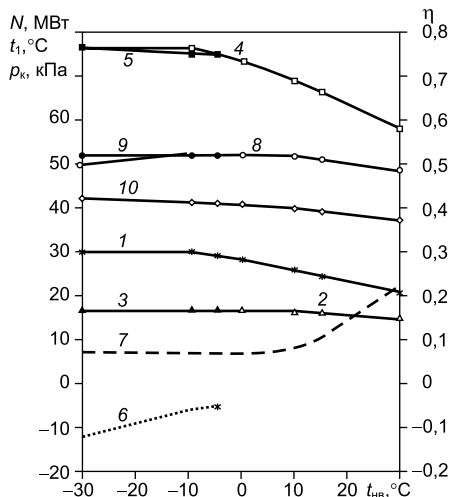


Рис. 5.61. Изменения энергетических параметров ПГУ и КПД в зависимости от  $t_{нв}$ :

1 – мощность ГТУ; 2 –  $N_3^{ПГУ}$  (без подогрева воздуха); 3 –  $N_3^{ПГУ}$  с подогревом воздуха; 4 –  $N_3^{ПГУ}$  без подогрева воздуха; 5 –  $N_3^{ПГУ}$  с подогревом воздуха; 6 – температура подогретого воздуха ( $t_1$ ); 7 – давление в конденсаторе ( $p_k$ ); 8 – КПД ПГУ без подогрева воздуха; 9 – КПД ПГУ с подогревом воздуха; 10 – КПД ГТ.

Таблица 5.25

**Проектные параметры котлов-утилизаторов**

Показатель	КГТ-32/4-8/0,7	КГТ-20/4-5/0,7	КГТ-32/8-8/0,7	КПМ5/К6
Параметры газов:				
– расход, кг/с	93,2	55,9	73,0	37,3
– температура на входе, °C	455,8	455,8	535,4	455,8
– температура максимальная, °C	500,0	500,0	–	500,0
– температура уходящих газов, °C	118,80	118,80	106,00	140,76
– температура после теплофикационного экономайзера, °C	–	–	–	100,0
– коэффициент избытка воздуха	3,98	3,98	3,15	3,98
– аэродинамическое сопротивление, кПа	2,5	2,5	2,5	2,5
Пар ВД:				
– расход, т/ч	32,4	19,5	32,0	15,5
– давление, МПа	3,9	3,9	7,9	1,6
– температура, °C	430,8	430,8	510,4	355,8
– максимальная температура, °C	440,0	440,0	535,0	440,0

Окончание табл. 5.25.

Показатель	КГТ-32/4-8/0,7	КГТ-20/4-5/0,7	КГТ-32/8-8/0,7	КПМ5/К6
Пар НД:				
– расход, т/ч	8,2	4,9	7,7	–
– давление, МПа	0,6	0,6	0,6	–
– температура, °С	200,0	200,0	210,6	–
Состояние разработки	Рабочая документация – готов к выпуску	Технические предложения		

Таблица 5.26

**Проектные характеристики паровых турбин**

Показатель	Наименование паровых турбин					
	ПТГ-20	ПТГ-20М	ПГПА-16*	ПТГ-30	К-6-16У	К-11-1,0П*
Электрическая мощность ПТ, МВт	21,1	29,7	16,4	28,3	6,0	11,4
Начальные параметры пара ВД:						
– расход, т/ч	73,1	102,3	60,2	89,7	33,0	52,9
– температура, °С	440,0	440,0	425,0	507,7	320,0	377,0
– давление, МПа	4,0	4,0	3,4	7,5	1,6	1,0
Начальные параметры пара НД:						
– расход, т/ч	20,9	29,3	15,0	20,1	–	–
– температура, °С	215,0	215,0	200,0	210,1	–	–
– давление, МПа	0,700	0,700	0,583	0,600		
Давление в теплофикационном отборе, МПа	0,2	0,2	–	0,2	–	–
Конденсатор паровой турбины:						
– давление пара, кПа	10,0	10,0	9,8	10,0	9,8	4,8
– расход пара, т/ч	93,4	130,7	74,7	109,0	32,8	52,5
Расход охлаждающей воды, т/ч	4000	5000	3400	4500	1400	2100
Изготовитель	Кировский завод				Калужский завод	
Генератор	Т-32	Т-32	Т-20	Т-32	Т-6	Т-12
Состояние разработки	Рабочая документация – готов к выпуску	Техническое предложение	Рабочая документация – готов к выпуску	Техническое предложение	Серийный образец	Серийный образец

\* – поставка в модификации привода электрогенератора.



Таблица 5.27  
Перечень вариантов состава оборудования ПГУ для компрессорных станций

Базовая ГТУ		ПГУ		Схема ПГУ <sup>1)</sup>	Количество АВО в сухой градирне <sup>2)</sup> , шт.	Котел-утилизатор (рис. 5.59), шт.	Мощность ПГУ <sup>3)</sup> , МВт		КПД ПГУ (брутто) <sup>3)</sup> , %		
Тип/количество агрегатов, шт.	КПД ГТ, %	Мощность (на валу ГПА) <sup>3)</sup> , МВт	Тип/количество агрегатов, шт.				Мощность (эл.), МВт	с дожиганием	без дожигания	с дожиганием	без дожигания
НК-14/3	27,9	6,0	К-11-1,0/1	10,1	8,2	1	9	28,1	26,3	38,9	40,6
НК-14/4	27,9	6,0	К-11-1,0/1	12,0	11,1	1	12	36,1	35,2	40,1	40,7
Д-336/4	28,2	6,1	К-11-1,0/1	12,0	9,9	1	11	36,3	34,3	38,5	40,7
ДТ-71А/3	29,0	7,7	К-11-1,0/1	10,2	9,4	1	9	33,2	32,5	40,3	40,9
ДТ-71А/4	29,0	7,7	К-11-1,0/1	12,7	12,7	1	12	43,5	43,5	41,0	41,0
ГТН-6/4	23,6	6,6	ППА-16/1	16,4	14,6	2	12	41,0	39,1	37,3	37,6
ГГУ-10П/4	33,7	10,0	ПТГ-20/1	20,7	15,3	2	14	60,8	55,4	44,7	46,5
ГГУ-12П/4	33,3	12,1	ПТГ-20/1	20,8	19,7	2	14	69,0	68,0	46,5	46,9
АЛ-31СТ/3	32,6	15,4	ПТГ-20/1	20,7	20,7	2	13	66,8	66,8	47,2	47,2
ДГ-90-Л2/3	33,3	15,6	ПТГ-20/1	21,2	19,1	2	15	67,9	65,9	46,4	47,0
ДБ-90/3	33,4	15,6	ПТГ-20/1	20,9	19,4	2	14	67,8	66,2	46,7	47,2
НК-38/3	37,1	15,5	ППА-16/1	16,4	15,9	2	11	63,0	62,4	49,5	49,7
ГТУ-16П/3	34,6	15,9	ПТГ-20/1	19,3	19,3	2	13	67,2	67,2	48,7	48,7
ГТУ-16М1/3	30,1	16,2	ПТГ-20М/1	28,9	21,2	2	19	77,5	69,8	41,8	43,2
ГТН-25-1/2	30,0	24,0	ПТГ-20/1	23,1	20,8	2	15	71,1	68,9	42,4	43,0
НК-36/2	33,4	24,0	ППА-16/1	16,5	16,5	2	12	64,5	64,5	44,8	44,8
ДН-80/2	34,3	24,3	ППА-16/1	16,6	16,6	2	12	65,2	65,2	46,0	46,0
ГТУ-25П/2	39,3	25,0	ППА-16/1	16,4	15,6	2	11	66,3	65,5	51,1	51,5

Примечания к табл. 5.27 и 5.28: <sup>1)</sup> – одноконтурная, 2 – двухконтурная; <sup>2)</sup> в качестве АВО, из которых укомплектована сухая градирня, принят аппарат с площадью 7400–7600 м<sup>2</sup> и вентилятором ПП-60-5 с расходом воздуха 700 000 м<sup>3</sup>/ч. Количество АВО определено исходя из максимального приближения к давлению в конденсаторе 10 кПа в расчетном режиме (15 °С); <sup>3)</sup> характеристики соответствуют режиму температуры наружного воздуха +15 °С в стационарных условиях без тепловой нагрузки.

Таблица 5.28

## Перечень вариантов состава оборудования ПГУ для электростанций

Базовая ГТУ		ПГУ		Схема ПГУ <sup>1)</sup>	Количество АВО в сухой градирне <sup>2)</sup> , шт.	Котел-утилизатор (рис. 5.59), шт.	Мощность ПГУ <sup>3)</sup> , МВт		КПД ПГУ (брутто) <sup>3)</sup> , %	
Тип/количество агрегатов, шт.	КПД ГТ, %	Мощность (на валу ГПА) <sup>3)</sup> , МВт	Тип/количество агрегатов, шт.				Мощность (эл.), МВт	с дожигом	без дожига	с дожигом
НК-14/3	27,9	6,0	К-11-1,0/1	10,1	9	3	28,1	26,3	38,9	40,6
НК-14/4	27,9	6,0	К-11-1,0/1	12,0	12	3	36,1	35,2	40,1	40,7
Д-336/4	28,2	6,1	К-11-1,0/1	12,0	11	3	36,3	34,3	38,5	40,7
ДТ-71А/3	29,0	7,7	К-11-1,0/1	10,2	9	3	33,2	32,5	40,3	40,9
ДТ-71А/4	29,0	7,7	К-11-1,0/1	12,7	12	3	43,5	43,5	41,0	41,0
ГТН-6/4	23,6	6,6	ППА-16/1	16,4	12	2	41,0	39,1	37,3	37,6
ГТУ-10П/4	33,7	10,0	ПТ-20/1	20,7	14	2	60,8	55,4	44,7	46,5
ГТУ-12П/4	33,3	12,1	ПТ-20/1	20,8	14	2	69,0	68,0	46,5	46,9
АЛ-31СТ/3	32,6	15,4	ПТ-20/1	20,7	13	2	66,8	66,8	47,2	47,2
ДГ-90-Л2/3	33,3	15,6	ПТ-20/1	21,2	15	2	67,9	65,9	46,4	47,0
ДБ-90/3	33,4	15,6	ПТ-20/1	20,9	14	1	67,8	66,2	46,7	47,2
НК-38/3	37,1	15,5	ППА-16/1	16,4	11	2	63,0	62,4	49,5	49,7
ГТУ-16П/3	34,6	15,9	ПТ-20/1	19,3	13	2	67,2	67,2	48,7	48,7
ГТУ-16М1/3	30,1	16,2	ПТ-20М/1	28,9	19	1	77,5	69,8	41,8	43,2
ГТН-25-1/2	30,0	24,0	ПТ-20/1	23,1	15	1	71,1	68,9	42,4	43,0
НК-36/2	33,4	24,0	ППА-16/1	16,5	12	1	64,5	64,5	44,8	44,8
ДН-80/2	34,3	24,3	ППА-16/1	16,6	12	1	65,2	65,2	46,0	46,0
ГТУ-25П/2	39,3	25,0	ППА-16/1	16,4	11	1	66,3	65,5	51,1	51,5

Многовариантные расчеты ПГУ различных составов выполнялись с помощью разработанного гибкого комплекса математических моделей. Создание моделей производилось на базе системы машинного построения программы, которая автоматически строит алгоритм расчета по описанию задачи. Для всех 36 вариантов ПГУ произведена оценка стоимости строительства на основании имеющегося опыта, данных заводов-изготовителей и близких прототипов в виде детальных сметных расчетов по ПГУ на КС «Приводино» и КС «Донская».

Удельные капиталовложения (в ценах на 2002 г.) для большинства установок лежат в диапазоне:

- 700–500 USD/кВт – ПТ для ПГУ на КС при изменении мощности паровой турбины от 12 до 30 МВт для паротурбинной надстройки;
- 800–470 USD/кВт для энергетических ПГУ при изменении мощности ПГУ от 10 до 100 МВт.

Анализ возможностей поставщиков оборудования и существующего опыта сооружения ПГУ показывает, что срок строительства, включая изготовление и поставку оборудования, может составлять 1,5–2 года.

## 9. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПГУ МАЛОЙ И СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ

Энергетические ПГУ малой мощности создаются, как правило, на базе промышленных ГТУ, описанных ранее в гл. 2. Такие ПГУ могут быть как комплектной поставки газотурбостроительных фирм, так и результатом реализации различных энергосберегающих проектов с использованием собственных ГТУ. Энергоблок ПГУ предназначен в основном для выработки электрической энергии, поэтому ГТУ и ПТУ имеют отдельные электрогенераторы; количество ГТУ в блоке не превышает трех.

В табл. 5.29 приводится состав оборудования и характеристики ПГУ-блоков (электростанций) промышленного типа, сооруженных в течение 1992–97 гг. для энергоснабжения населенных пунктов и инфраструктуры в районе магистрального газопровода TransCanada Pipelines (ТСП), который проходит на севере провинции Онтарио [27]. Оригинальным техническим решением являлось то, что ПГУ-блоки (по одному на каждой КС) строились не на основе ГТУ-приводов КС, а как самостоятельные блочно-модульные конструкции, в которых и паровая, и газовая турбина вращают свои электрогенераторы. Одновременно котлами-утилизаторами были оснащены приводные ГТУ КС, благодаря чему ПГУ-блок электростанции получал дополнительный пар для увеличения мощности паровой турбины. Так, на КС Найпигон, установлена ГТУ LM2500 компании GE мощностью 22 МВт (температура выхлопных газов 523 °С) и паровая турбина Alstom мощностью 18 МВт, при этом на нее подается также пар от КУ, которыми снабжены две приводные ГТУ компрессорных агрегатов типа RB211. КПД ПГУ-станций по выработке электроэнергии с учетом сбросной теплоты ГТУ-приводов КС составляет ~ 60–68 %.

Отличительной чертой установленных на ГТУ котлов-утилизаторов является специально предусмотренная возможность их работы в «сухом» режиме, что обеспечивается использованием в трубных пучках жаропрочных сплавов Инколлой-800. При прекращении подачи питательной воды КУ продолжает

работать как дымовая труба для сброса выхлопных газов ГТУ в атмосферу. Это удешевляет эксплуатацию и повышает надежность работы КУ в суровом климате Северной Канады, сокращаются капвложения за счет отказа от байпасной дымовой трубы ГТУ и газоплотных шиберов.

Таблица 5.29

**Характеристики ПГУ-блоков, сооруженных вблизи КС магистрального газопровода TransCanada Pipelines**

Показатель	КС Найпигон	КС Капаскесинг	КС Норсбей
Тип ГПА и их количество	RB-211+КУ – 2 шт.	RB-211 – 2 шт. Coberga 6000 – 1 шт. все с КУ	RB-211 – 1 шт. с КУ
Мощность ГТУ-привода, МВт	21,5	21,5	21,5
Температура выхлопных газов, °С	490	490	490
КПД ГТУ %	34,2	38,0	34,2
<b>Состав ПГУ</b>			
Тип ГТУ	LM-2500 GE	FT-8 Pratt & Whitney	
Мощность ГТУ, МВт	22,0	25,4	
КПД ГТУ, %	37,5	38,1	
Температура выхлопных газов, °С	523	443	
Паровая турбина	Alstom		
Мощность (установ.) ПТУ	18	31	27
<b>Котел-утилизатор</b>			
<i>Пар ВД</i>			
Давление, МПа	5,17	5,17	5,17
Температура, °С	451	450	450
Производительность, кг/с	8,73	8,50	8,50
<i>Пар НД</i>			
Давление, МПа	0,35	0,35	0,35
Температура, °С	158	158	158
Производительность, кг/с	2,45	2,35	2,35
Общая мощность ПГУ, МВт	40,0	56,4	52,4
КПД ПГУ, %	68	68	60 с одним КУ на КС
Год сооружения	1992	1992	1997

Рассматриваемая схема строительства допускает значительное удаление котлов-утилизаторов приводных ГТУ от паротурбинной части ПГУ. Так, на

КС Норсбей котлы-утилизаторы ГПА находятся на расстоянии 1 км от самой ПГУ.

Относительно тепловых схем указанных ПГУ для КС можно отметить, что они являются достаточно традиционными – КУ вырабатывают перегретый пар двух давлений сравнительно низких параметров (схема была приведена на рис. 3.27). Это обусловлено низкой температурой выхлопных газов ГТУ; дополнительное сжигание топлива в КУ рассматриваемого проекта применяется лишь как средство поддержания мощности ПГУ на номинальном уровне при различных отклоняющих воздействиях (температура окружающего воздуха, нагрузка ГТУ и т. п.). Общая мощность электрогенерирующего оборудования ПГУ-электростанций описанного типа на 2002 г. составляла около 200 МВт.

Далее рассмотрим номенклатуру и характеристики комплектных ПГУ зарубежных фирм, предлагаемых на мировом рынке по состоянию на 2007 г. [28]. Диапазон мощности комплектных ПГУ ограничим значением 250–300 МВт, что соответствует применению в тепловой схеме двух ГТУ среднего класса мощности (80–100 МВт). В большинстве случаев отсутствуют описания параметров паросилового цикла, конструкций КУ и ПТ, от которых в существенной мере зависит экономичность ПГУ, поэтому приводимые в таблицах данные не имеют комментариев. Тенденция изменения удельного расхода теплоты ( $HR$ ) в зависимости от мощности энергоблока ПГУ показана на рис. 5.62. Несмотря на достаточно большой разброс данных аппроксимирующая кривая имеет такой же характер, как и зависимость КПД ГТУ от ее мощности (рис. 2.33). Правый конец кривой проходит через значение  $HR$  соответствующее достигнутому  $\eta_{ПГУ} = 60\%$ .

В области малых и средних мощностей ПГУ их КПД резко снижается, однако минимальное значение остается на уровне 40 %.

Характеристики ПГУ производства известных турбостроительных фирм Solar Turbines, Rolls-Royce, Pratt & Whitney Power Systems, MAN Turbo, Hitachi и Mitsui приведены в сводной табл. 5.30. Эти ПГУ выполнены на основе промышленных (авиапроизводных) ГТУ собственных разработок, КПД и температуру выхлопных газов которых можно найти в таблицах гл. 2.

Парогазовые установки для муниципальной энергетики выпускаются фирмами Mitsui Engineering и Solar Turbines. При этом обеспечивается также отпуск потребителям горячей воды или пара, используемого для технологических целей. Как видно из таблицы минимальные мощности ПГУ составляют 7,3–8,5 МВт при КПД 39,6–40,1 %. Наивысшая экономичность (53 %) характерна для ПГУ мощностью 129 МВт на основе ГТУ Trent.

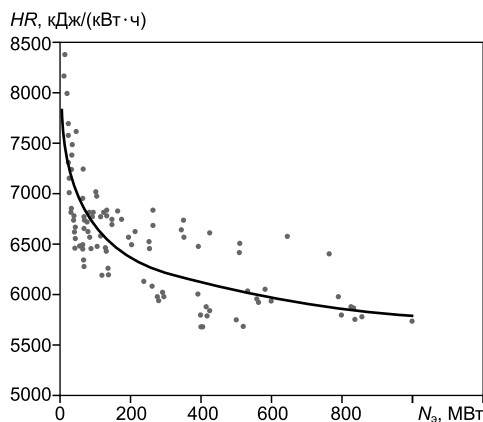


Рис. 5.62. Зависимость удельного расхода теплоты ( $HR$ ) от электрической мощности комплектных ПГУ, представленных на рынке в 2007 г. [28].

Таблица 5.30

**Характеристики бинарных ПГУ  
на основе промышленных ГТУ малой мощности**

Модель ПГУ	Год вы-пуска	Мощность эл. (нетто), кВт	КПД, %	Мощность ГТУ, кВт	Мощность ПТУ, кВт	Количество и модель ГТУ
<b>Solar Turbines</b>						
STAC 60	1993	7 300	39,6	5 500	1 800	1 × Taurus 60
STAC 70	1994	9 480	41,7	7 520	1 960	1 × Taurus 70
STAC 100	1994	13 770	41,0	10 690	3 080	1 × Mars 100
STAC 130	1998	17 724	42,7	14 000	3 724	1 × Titan 130
<b>Mitsui Engineering &amp; Shipbuilding</b>						
MACS70	1997	8 500	40,7	6 560	1 940	1 × MSC70
MACS90	1997	11 730	40,6	8 910	2 820	1 × MSC90
MACS100	1997	13 250	41,7	9 930	3 320	1 × MSC100
<b>Pratt &amp; Whitney Power Systems</b>						
FT8 PowerPac*	1990	32 910	49,7	24 737	8 755	1 × FT8
FT8 TwinPac*	1990	66 745	50,4	49 828	18 020	2 × FT8
FT8-3 PowerPac	1990	36 570	50,6	27 220	10 006	1 × FT8-3
FT8-3 TwinPac	1990	74 185	51,3	54 840	20 597	2 × FT8-3
<b>MAN Turbo</b>						
THM 1304-11	1999	32 920	45,5	21 520	11 400	2 × THM 1304-11
<b>Rolls-Royce</b>						
RB211-G62DLE	1993	37 725	50,2	26 716	12 045	1 × RB211
2 × RB211-G62	1993	75 480	50,2	53 432	24 118	2 × RB211
RB211-GT62DLE	1999	39 760	51,4	28 626	12 205	1 × RB211
2 × RB211-GT62	1999	79 540	51,4	57 252	24 439	2 × RB211
RB211-GT61 DLE	2000	42 640	52,8	31 171	12 593	1 × RB211
2 × RB211-GT61	2000	85 300	52,8	62 342	25 215	2 × RB211
Trent 60 DLE	1996	64 232	52,7	50 068	15 261	1 × Trent
Trent 60 DLE	1996	89 482	50,2	50 068	41 348	1 × Trent
2 × Trent 60 DLE	1996	129 216	53,0	100 136	31 277	2 × Trent
Trent 60 WLE	2001	72 670	50,3	58 000	15 893	1 × Trent
Trent 60 WLE	2001	102 828	48,6	58 000	47 043	1 × Trent
2 × Trent 60 WLE	2001	146 035	50,5	116 000	32 495	2 × Trent
<b>Hitachi</b>						
2025	1988	81 360	50,1	53 860	27 500	2 × H-25
3025	1988	122 190	50,1	80 790	41 400	3 × H-25

\* – модели ПГУ производятся также фирмой MAN Turbo.

Типичная для ПГУ средней мощности тепловая схема дубль-блока показана на рис. 5.63 для ПГУ модели 2025 мощностью 81,4 МВт фирмы Hitachi. Каждая из ГТУ Н-25 оснащена двухконтурным КУ с параметрами пара ВД 5,59 МПа/480 °С и пара НД 0,58 МПа/158 °С. При давлении в конденсаторе 5,2 кПа и температуре уходящих газов из КУ 108 °С ПГУ имеет КПД равный 50,1 %. Аэродинамические потери тракта всасывания ГТУ 1 кПа; выхлопного тракта с КУ – 2,5 кПа.

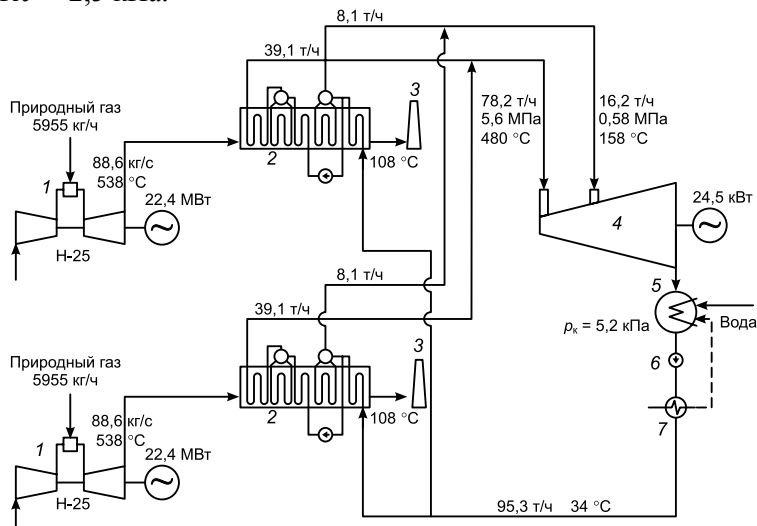


Рис. 5.63. Тепловая схема двухконтурной ПГУ модели 2025 на основе ГТУ Н-25 фирмы Hitachi:

1 – ГТУ; 2 – КУ; 3 – труба; 4 – ПТУ; 5 – конденсатор; 6 – конденсатный насос; 7 – паровой сальниковый затвор.

**Парогазовые установки фирмы Siemens Power Generation.** Выпуск ПГУ утилизационного типа осуществляется этой фирмой с начала семидесятых годов. После объединения с фирмой Westinghouse и приобретения части производственных мощностей бывшей фирмы АВВ концерн Siemens занял ведущее место в Европе по производству ПГУ на базе ГТУ моделей SGT собственной разработки. В табл. 5.31 приведены характеристики ПГУ малой и средней мощности, представляющих интерес для когенерационных систем. Фирма выпускает энергетические ПГУ в диапазоне мощности от 36 до 830 МВт при КПД от 50 до 58,8 %.

ПГУ моделей SCC-1000, 2000, 3000 выпускаются как в одновальном варианте, так и в варианте дубль-схемы. Показательной для фирмы является выпускаемая с 1996 г. одновальная бинарная ПГУ типа SCC-1000F мощностью 100 МВт и КПД брутто 54 %; она предназначена для работы в базовом и маневренном режимах. Тепловая схема и параметры пара КУ показаны на рис. 5.64, а описание компоновки ПГУ приведено на zoom-странице № 16.

ГТУ SGT-1000F является усовершенствованной моделью ГТУ V64.3 мощностью 60 МВт, выпущенной в начале 1990-х годов. Выхлопные газы ГТУ через осевой диффузор подводятся к двухконтурному котлу-утилизатору.





точным подводом пара низкого давления. Диапазон мощностей 110–300 МВт удовлетворяется двухцилиндровыми турбинами, причем цилиндр низкого давления чаще всего выполняется двухпоточным с подводом пара в средней части. Парогазовые установки, выпускаемые фирмой, по тепловой и компоновочной схемам практически идентичны ПГУ типа КА фирмы Alstom.

Параметры пара на входе в контуры высокого, среднего и низкого давления соответственно равны 5–14 МПа и 480–540 °С; 2–3 МПа и 270–320 °С; 0,6–0,7 МПа и 200–230 °С. Промежуточный перегрев обычно осуществляется до температуры свежего пара (480–540 °С) при давлении 2–3 МПа. В конденсационных турбинах давление пара на выходе составляет 3–5 кПа, в турбинах с противодавлением – 0,25–1,5 МПа. Фирмой Ansaldo (Италия) на базе ГТУ фирмы Siemens разработано семейство парогазовых установок типа COBRA. Их основные характеристики при мощности более 115 МВт примерно такие же, как и у ПГУ типа SCC фирмы Siemens.

**Парогазовые установки на базе ГТУ фирмы GE.** ПГУ малой мощности (24–117 МВт) выпускаются на базе широко известных моделей ГТУ LM2500, LM6000 и LMS100 (табл. 5.32); их КПД составляет 44–51,8 %. В ПГУ типа S малой и средней мощности (64–239 МВт) используются стационарные энергетические ГТУ различных модификаций модели MS6001. Котлы-утилизаторы этих ПГУ выполняются модульной конструкции с горизонтальной или вертикальной компоновкой и имеют естественную или принудительную циркуляцию рабочего тела в испарительном контуре. В теплообменных поверхностях используются оребренные трубы. На рис. 5.65 показан модульный котел-утилизатор одного давления, вертикальной компоновки ПГУ S106B фирмы GE.

Таблица 5.32

**Парогазовые энергетические установки фирмы GE**

Модель ПГУ	Год выпуска	Мощность эл. (нетто), МВт	КПД, %	Мощность ГТУ, МВт	Мощность ПТУ, МВт	Количество и модель ГТУ
LM2000PS	2000	24,1	44,4	18,3	6,4	1 × LM2000PS
LM2500+RD	2005	43,9	51,0	32,7	12,1	1 × LM2500+RD
LM6000PC Sprint	1998	62,5	49,5	50,6	13,1	1 × LM6000PC
LM6000PD Sprint	2000	58,7	51,4	42,3	12,5	1 × LM6000PD
LM6000PF Sprint	2006	59,6	51,8	47,8	13,0	1 × LM6000PF
LMS100PA	2006	117,6	50,1	102,5	17,0	1 × LMS100PA
S106B	1987	64,3	49,0	41,6	23,8	1 × MS6001B
S106C	2002	67,2	54,3	44,8	23,1	1 × MS6001C
S206C	2002	136,1	54,3	89,6	48,1	2 × MS6001C
S106FA	1991	118,4	55,0	76,3	43,9	1 × MS6001FA
S206FA	1991	239,4	55,6	152,6	90,3	2 × MS6001FA

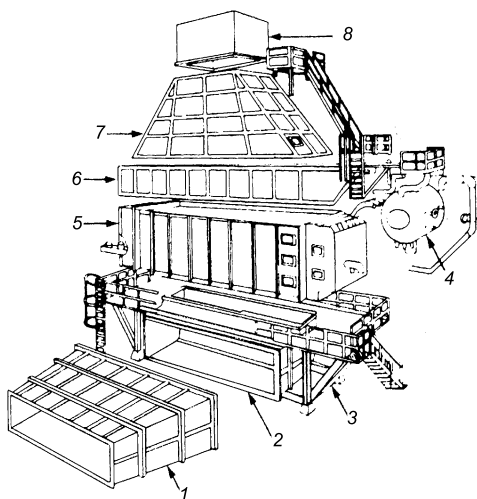


Рис. 5.65. Одноконтурный котел-утилизатор ПГУ S106B мощностью 64,3 МВт фирмы GE:

1 – входной диффузор; 2 – входной патрубок; 3 – рама; 4 – паровой барабан; 5 – блок пароперегревателя и испарителя; 6 – экономайзер; 7 – выхлопной патрубок; 8 – дымовая труба.

пар одного давления, но его параметры для разных станций заметно различаются, находясь в пределах от 3,3 МПа/454 °С до 9,2 МПа/538 °С. Для ПГУ, выпускаемых в последние годы, характерным является как применение пара двух давлений, так и его промежуточный перегрев.

Во многих ПГУ фирмы GE потребителям кроме электроэнергии поставляется также технологический пар или горячая вода. Парогазовые установки, в которых применяются ГТУ, разработанные GE, выпускаются также рядом фирм (Mitsubishi, Ansaldo, Bharat Heavy Electricals, IHI Power Systems).

**Парогазовые установки фирмы Alstom.** Выпуск ПГУ начал этой фирмой в середине семидесятых годов. К середине 90-х годов построено и сдано заказчикам 60 установок общей мощностью 13 450 МВт. В настоящее время фирма ориентирована на выпуск ПГУ средней и большой мощности (165–860 МВт). Все парогазовые установки этой фирмы, основанные на использовании собственных газовых и паровых турбин, сдаются заказчику «под ключ». Продолжительность монтажа и наладки одного блока ПГУ, как правило, не превышает 18 месяцев. Фирма поставляет ПГУ в двух основных вариантах: с паровыми турбинами, работающими на паре одного либо двух давлений.

Для этой фирмы характерна тенденция к использованию схем с увеличенным количеством ГТУ, работающих на одну паровую турбину. Выпускаемые фирмой парогазовые установки серии KA базируются на ГТУ типов GT8C2, GT11N2, GT13E2, GT24, GT26. Характеристики ПГУ, рассчитанных на применение в электросетях с частотой 50 Гц, приведены в табл. 5.33 по данным [28].

Выпускаемые ПГУ различаются схемой взаимного расположения агрегатов и их количеством в одном блоке. Это отражается и в обозначении модификации ПГУ. Так, в ПГУ типа S206FA используются две ГТУ типа MS6001FA.

Из более, чем 100 выпущенных ПГУ, примерно половина этого количества выполнены по одновальной схеме (расположенные на одном валу генератор, паровая и газовая турбины). В конце семидесятых годов на базе ГТУ типа 7001E (мощностью 83 МВт при начальной температуре газа 1104 °С) была создана ПГУ типа 107 с мощностью 125 МВт и КПД 43 %, предназначенная для работы в электросети с частотой 60 Гц. В последующем за счет использования ГТУ типа 7F и 9F были созданы одновальные ПГУ мощностью 225–325 МВт с КПД около 52 %. В большинстве установок (около 70 %) используется

Таблица 5.33

**Парогазовые энергетические установки типа КА фирмы Alstom**

Тип ПГУ	Год начала эксплуатации	ГТУ		Мощность, МВт			КПД, %
		Тип	Количество, шт.	ГТУ	ПГУ	ПГУ	
КА8С2-2	1998	GT8С2	2	112,6	52,4	165,0	50,3
КА13Е2-1	1994	GT13Е2	1	179,9	72,9	252,8	52,8
КА13Е2-2	1994	GT13Е2	2	359,8	147,6	507,4	53,0
КА26-2 ICS	2006	GT26	2	576,6	281,1	857,7	59,0

В наименовании ПГУ серии КА указывается тип использованной ГТУ и их количество в одном блоке: например, в ПГУ серии КА13Е2-4 использовано четыре ГТУ типа GT13Е2. В ПГУ фирмы применяются стандартные паровые турбины, которые при мощности выше 50 МВт и использовании пара двух давлений выполняются двухцилиндровыми. Все ПГУ оснащены модульными котлами, водо- или воздухоохлаждаемыми конденсаторами; используются электрогенераторы с замкнутой воздушной системой охлаждения. В парогазовых установках серии КА параметры пара имеют такие значения: в ПГУ, работающих на паре одного давления, – 3–5,5 МПа/460–480 °С; в ПГУ, работающих на паре двух давлений, перед ЦВД 2,8–6,8 МПа/460–480 °С; перед ЦНД 0,56–0,72 МПа/155–165 °С.

ПГУ первой схемы, являющиеся более простыми и имеющие меньшую стоимость, фирма рекомендует применять при использовании топлив с высоким содержанием серы; при этом температура питательной воды для предотвращения низкотемпературной коррозии должна быть не ниже 50 °С. Парогазовые установки, работающие по второй схеме, рекомендуются при использовании топлив с низким содержанием серы и при большом (свыше 4000 в год) числе часов работы под нагрузкой. Для парогазовых установок типа КА13-2, работающих на паре двух давлений, КПД составляет 52,8–53,2 %, коэффициент использования теплоты топлива – 84 %, а коэффициент готовности – 0,992.

На основе разработанной в 1994 г. новой версии ГТУ GT8С2 выпускаются полнокомплектные одно-вальные ПГУ типа КА8С2-1SS. Первые два блока таких ПГУ мощностью по 83 МВт были установлены в Таиланде (рис. 5.66). ПГУ снабжается двухконтурным котлом-утилизатором с принудительной циркуляцией и однокорпусной однопоточной паровой тур-

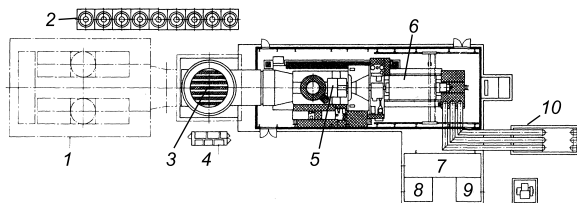


Рис. 5.66. Компонетка (план) парогазовой электростанции с блоком КА8С2-2 мощностью 165 МВт фирмы Alstom:

1 – котел-утилизатор; 2 – охладители масляных систем; 3 – байпас (пусковая свеча); 4 – топливный насос; 5 – ГТУ; 6 – электрогенератор; 7 – АСУ; 8 – пусковой модуль; 9 – аккумуляторы; 10 – распределительное устройство.

биной, при этом достигается КПД 50 %. Мощность ГТУ – 57,2 МВт, КПД – 34,7 %. В одновальной ПГУ ГТУ подключается через редуктор с одной стороны генератора, а с другой его стороны через обгонную муфту присоединяется паровая турбина, которая обычно снабжается камерой отбора пара с параметрами 1,1 МПа/210 °С. Паровая турбина имеет байпасный паропровод для пропуска 100 % расхода пара в конденсатор при отключенной паровой турбине. В этом случае пар на технологические нужды отбирается непосредственно из контура ВД котла-утилизатора. Описанная ПГУ позволяет регулировать электрическую мощность в диапазоне от 100 до 30 %.

## 10. КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ МОЩНЫХ ПГУ С НАИВЫСШЕЙ ЭКОНОМИЧНОСТЬЮ

Анализ конструктивно-технологических особенностей мощных ПГУ с наивысшей тепловой экономичностью (58–60 %) выполнен для ПГУ-энергоблоков фирм GE, Mitsubishi, Siemens и Alstom.

**Одновальная ПГУ типа S109H фирмы GE.** Как указывалось в гл. 1 фирмой GE разработана ГТУ 9H с начальной температурой газов 1430 °С с замкнутым паровым охлаждением сопловых и рабочих лопаток первых двух ступеней ГТ. Эти установки будут использоваться только в составе ПГУ с паровым контуром трех давлений и промежуточным перегревом пара. Они не предназначены для автономной работы. При температуре газов на выходе из турбины ГТУ 9H 593 °С в паровом цикле можно будет использовать пар 565/565 °С. КПД нетто такой ПГУ составит 60 %.

Как и все остальные мощные энергетические ГТУ фирмы GE, установки серии H выполнены по простому циклу одновальными с приводом электрического генератора со стороны компрессора и блочно-кольцевыми камерами сгорания, рассчитанными на сжигание двух видов топлива. Дисковый сбалансированный ротор турбогруппы выполнен двухпорным; 18-ступенчатый компрессор смоделирован в масштабе 3:1 с 14-ступенчатого компрессора ВД ГТД CF680C2 с изменением профилей первой и добавлением на выходе еще четырех ступеней.

Входной направляющий аппарат и направляющие аппараты первых четырех ступеней выполнены поворотными. Степень сжатия в компрессоре составляет 23, расход воздуха – 685 кг/с.

Газовая турбина в отличие от предыдущих моделей фирмы выполнена 4-ступенчатой. Это позволило сохранить высокий КПД при возросшей степени расширения.

В камере сгорания ГТУ 9H установлено 14 пламенных труб. Их диаметр увеличен по сравнению с ГТУ 9F на 20 %. В них осуществляется сжигание обедненной предварительно подготовленной топливовоздушной смеси при температуре 1480–1600 °С. При сохранении высокой полноты сгорания выбросы  $\text{NO}_x$  составляют менее 10 ppm.

Парогазовый энергоблок типа S109H, работающий на ТЭС в г. Уэльсе с 2002 г. включает ГТУ 9H с КУ и имеет  $N_3 = 480$  МВт и КПД около 60 %. На

базе этой же ГТУ создана при участии фирмы Toshiba первая в мире ПГУ-ТЭС (конденсационного типа) общей мощностью 1520 МВт при КПД = 60 %; электростанция введена в эксплуатацию в Японии в 2008 г.

**ПГУ с начальной температурой газа в газовой турбине 1500 °С фирмы Mitsubishi** [29]. ГТУ с начальной температурой 1500 °С, предназначенная для мощных трехконтурных ПГУ, создавались фирмой практически одновременно в двух классах мощности, образовавших ГТУ серии Н. Доводочные работы по внедрению парового охлаждения элементов камеры сгорания и лопаточных аппаратов первой ступени выполнялись на машинах промежуточной серии G с постепенным увеличением начальной температуры газов от 1450 °С до 1500 °С. Основные параметры этих ГТУ приведены в табл. 5.34.

Таблица 5.34

**Основные технические данные ПГУ на базе ГТУ фирмы Mitsubishi**

Показатель	M501F	M501G	M701G	M501H
Степень сжатия в компрессоре	16	20	21	21
Число ступеней компрессора	16	17	17	15
Расход воздуха, кг/с	453	567	737	–
Температура перед газовой турбиной, °С	1400	1500	1500	1500
Число ступеней турбины	–	4	4	4
Охлаждаемые ступени турбины	–	1–3	1–3	1–2
Мощность ГТУ, МВт	185	254	334	–
КПД ГТУ, %	–	38,5	39,0	–
ПГУ по схеме ГТУ+ПТ:				
– мощность, МВт	–	370	483	400
– КПД, %	–	58	58	60
Первый запуск	–	Февраль 1997 г.	Октябрь 1998 г.	Февраль 1999 г.
Начало коммерческой эксплуатации	–	Июнь 1997 г.	Июль 1999 г.	–

Паровой цикл ПГУ с тремя уровнями давлений на основе ГТУ M501G и M701G отличается от традиционного тем, что весь расход пара из испарителя среднего давления при  $t = 295$  °С поступает на охлаждение камеры сгорания и в дальнейшем смешивается с основным потоком пара за ЧВД. Первая ГТУ M501G входила в парогазовый энергоблок мощностью 330 МВт, установленный на одном из заводов компании МНИ (Mitsubishi Heavy Industries) в 1997 г. Эта станция эксплуатировалась в основном в пиковом режиме с отключением в ночное время (с 22.00 до 6.30). На конец 2000 г. ГТУ имела наработку 10 359 ч при 513 пусках, выработав соответственно 2 412 ТВт·ч электроэнергии.

Котлы-утилизаторы этих ГТУ с тремя уровнями давлений без промперегрева пара имели вертикальную компоновку и естественную циркуляцию

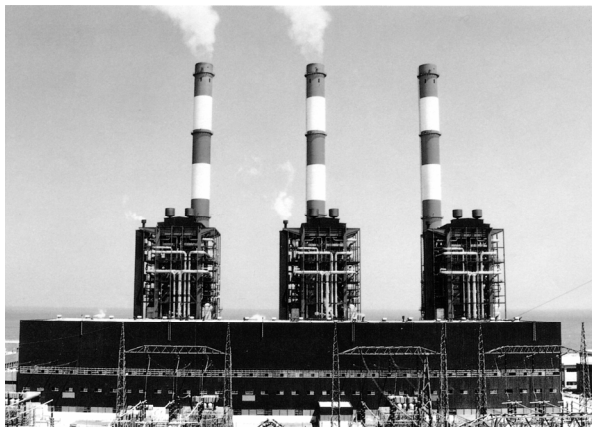


Рис. 5.67. Три парогазовых энергоблока мощностью по 400 МВт на основе ГТУ M501H и вертикальных трехконтурных КУ на электростанции Ulsan (республика Корея) [29].

Камера сгорания M501G имеет паровое охлаждение корпуса переходного участка, стенка которого выполнена многослойной для образования параллельных каналов для прохода охладителя. Давление пара, поступающего на охлаждение, составляет 4,1 МПа и превышает давление газового потока во избежание перетечек газа в систему охлаждения. Пар поступает из контура СД котла-утилизатора. При охлаждении переходного участка камеры сгорания, пар нагревается до температуры 566 °С и далее смешивается с потоком пара из пароперегревателя.

Выбросы оксидов азота для этих ГТУ составляют 9,5 ppm при использовании каталитического конвертора в газоходе КУ. В камере сгорания пилотная форсунка окружена кольцом из восьми горелок с предварительным смешением топлива с воздухом. Эта конструкция крепится к пароохлаждаемому переходному участку камеры. Отличительной особенностью является наличие байпасного канала со специальным высокотемпературным клапаном, управляющим перепуском части поступающего воздуха в зону переходного участка. Это позволяет выдерживать оптимальное качество топливо-воздушной смеси в диапазоне нагрузок 40–100 %. Температура выхлопных газов ГТУ на входе в КУ составляет 591 °С. На конец 2003 г. компания MHI поставила 27 ГТУ модели M501G в США.

В 1999 г. ГТУ серии G на заводской ПГУ-ТЭС была демонтирована и заменена головным образцом ГТУ серии H (M501H) для проведения опытно-промышленных испытаний. При имеющей место степени сжатия в компрессоре, отбираемый для системы охлаждения лопаток воздух охлаждается топливным газом в теплообменнике с промежуточным теплоносителем, во избежание перетечек топлива в систему охлаждения воздуха. Сопловые и рабочие лопатки первой ступени турбины имеют интенсивное паровое охлаждение.

В 1998 г. японская электрогенерирующая компания Tohoku Electric Power построила новый парогазовый блок с двумя ГТУ M701G, имеющими паро-

(рис. 5.67). Параметры пара, генерируемого в КУ: контур ВД – 13,7 МПа/566 °С, расход – 281 т/ч; контур СД – 4,1 МПа/295 °С, расход – 75 т/ч; контур НД – 0,49 МПа/267 °С, расход – 65 т/ч. На станции имелся специальный малый паровой котел, снабжавший паром систему охлаждения газовых турбин и концевые уплотнения паровой турбины в момент запуска ГТУ. По данным фирмы-изготовителя ГТУ M501G в составе ПГУ-ТЭС уже работает при начальной температуре газов 1500 °С.

вую систему охлаждения, и паровой турбиной мощностью 265 МВт [29]. С момента запуска в 1999 г. и до конца октября 2000 г. ГТУ М701G имели наработку 10 565 ч при 65 пусках (первая турбина) и 10 085 ч при 61 пуске (вторая турбина). Схема парогазового блока с ГТУ М701G представлена на рис. 5.68.

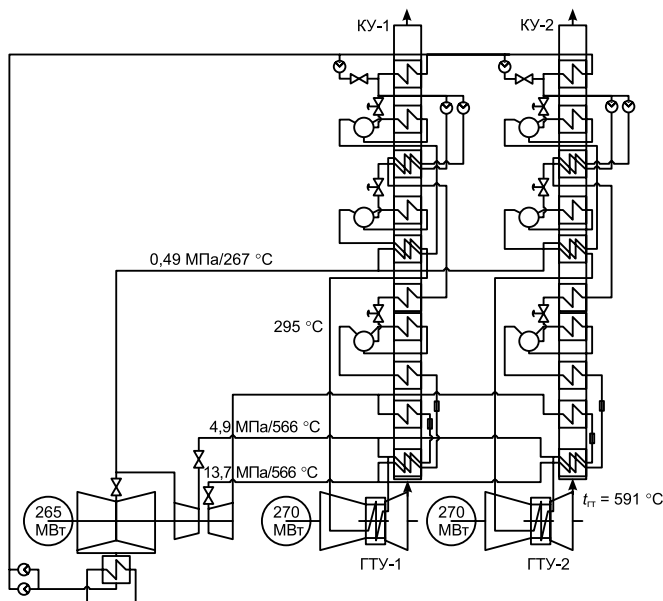


Рис. 5.68. Схема парогазовой установки электростанции Higashi Nigata (Япония) с ГТУ М701G [29].

В энергоблоке с ГТУ М701G вспомогательный паровой котел не применялся, поскольку для этих целей при мощности ГТУ выше 25% от номинальной было достаточно пара среднего давления от КУ. Первые ГТУ М701G развивали мощность 270 МВт при начальной температуре газа 1450 °С и степени сжатия в компрессоре 20. После нескольких лет эксплуатации начальная температура была повышена до 1500 °С. При этом ее мощность возросла до 334 МВт при  $\pi_k = 21$ .

Разрабатываемые модели М501Н и М701Н, имеющие более расширенную систему парового охлаждения, также рассчитаны на температуру 1500 °С (табл. 5.34). Как и предыдущие модели М501F и М701F, ГТУ серии Н являются одновальными, с осевым выхлопом и горизонтальным разъемом корпуса; отбор мощности проводится с холодной стороны ротора. Для охлаждения переходного участка камеры сгорания впервые в мировой практике применено паровое охлаждение стенок камеры сгорания. В ГТУ М501Н, при начальной температуре газа 1500 °С, паровое охлаждение имеют также сопловые и рабочие лопатки первых двух ступеней турбины и их диски. Компрессор этой ГТУ имеет степень сжатия 21 при 15 ступенях повышенной эффективности. ГТУ серии М501Н предназначена для работы в парогазовом цикле, причем

паровая турбина и генератор соединяются непосредственно с валом ГТУ, образуя таким образом одновальную ПГУ мощностью 400 МВт.

**ПГУ мощность 755 МВт фирмы Siemens.** В 1998 г. введена в эксплуатацию новая парогазовая установка на ТЭС Seabank Power Station (Великобритания). Электростанция работает на природном газе. Установка разработана фирмой Siemens. Это пятая по счету и наиболее экономичная установка комбинированного цикла, построенная фирмой в Великобритании. В основу ее положен блочный принцип. Она представляет собой многовальнный парогазовый энергоблок и включает пять основных модулей: две газотурбинные установки; два котла-утилизатора; одну паротурбинную установку; оборудование пароводяного цикла; электротехническое оборудование и системы регулирования. Выходная мощность энергоблока при проектных условиях – 755 МВт, расчетный КПД цикла – 57,3 %.

Газовые турбины модели SGT5-4000F (V94.3A) номинальной мощностью 255 МВт рассчитаны на частоту вращения 3000 об/мин и имеют кольцевую камеру сгорания с 24 гибридными горелками. Конструкция камеры сгорания и горелок обеспечивает пониженное (30 ppm) образование оксидов азота и равномерное распределение температур на входе в турбину. Генератор размещен со стороны воздушного компрессора, что упрощает компоновку установки в целом. При работе в автономном режиме КПД газовой турбины достигает 38 %. Давление поступающего природного газа находится в пределах 7,5–3,1 МПа. Оборудование топливopодачи обеспечивает необходимое качество газа перед турбиной. Из-за отсутствия резервного топлива предусмотрена возможность бесперебойной подачи газа в случае незначительных нарушений газоснабжения.

Выхлопные газы из газовых турбин поступают в котлы-утилизаторы барабанного типа с естественной циркуляцией с тремя контурами давления и одним контуром промежуточного перегрева в соответствии с термодинамическим циклом паровой турбины. Расходы и параметры пара в каждом контуре следующие: контур ВД – расход пара 253,3 т/ч, параметры пара 11 МПа/550 °С, контур СД – расход пара 52,1 т/ч, параметры пара 3 МПа/320 °С, контур НД – расход пара 36,2 т/ч, параметры пара 0,48 МПа/235 °С, параметры промперегрева пара – 2,85 МПа/550 °С при расходе 247,6 т/ч. Температура уходящих газов на выходе из котлов-утилизаторов – 90 °С. Дымовые трубы имеют высоту 65 м.

Паровая турбина типа КН мощностью 248 МВт конденсационного типа выполнена двухцилиндровой с одним цилиндром высокого и среднего давлений и одним двухпоточным цилиндром низкого давления. Она не имеет регулирующей ступени. Частота вращения, как и ГТУ, 3000 об/мин. Два водоохлаждаемых конденсатора рассчитаны на 50 %-ную производительность каждый. Конечная влажность пара – 8–9 %. Расчетное давление в конденсаторе – 5,7 кПа при температуре 11 °С. Для охлаждения циркуляционной воды, проходящей через конденсаторы, установлены две градирни гибридного типа.

Три электрических генератора типа THRJ 108/44 (два для газовых турбин и один для паровой) имеют идентичную конструкцию. В них предусмотрено водородное охлаждение с использованием газовойодяных теплообменников. Номинальная мощность генераторов – 293 МВА. Коэффициент мощности –



0,85. Системы регулирования и управления включают 13 контрольных центров РСС, из них шесть для газовых турбин (по три на машину), четыре для паровой турбины и три для остального оборудования. Они способствуют достижению максимальной экономичности и надежности эксплуатации, а также сокращению выбросов в окружающую среду.

**ПГУ на основе GT24 с КС высокого и низкого давлений фирмы Alstom Power.** Электростанция Монтеррей III (в Мексике) парогазового цикла мощностью 1000 МВт оборудуется четырьмя одновальными ПГУ, выполненными по технологии KA24-1 ICS, каждая из которых включает ГТУ типа GT24, котел-утилизатор, паровую турбину и электрогенератор. Главными исполнителями заказа на сооружение электростанции Монтеррей III стали фирмы Iberdrola Energia (Испания) и Alstom Power (Швейцария). Номинальная электрическая мощность каждого энергоблока – 250 МВт при сжигании природного газа и окружающей температуре 39 °С. Удельный расход теплоты – 6500 кДж/кВт·ч (соответствует КПД = 55,4 %) по низшей теплоте сгорания. Принципиальная тепловая схема энергоблока приведена на рис. 5.69.

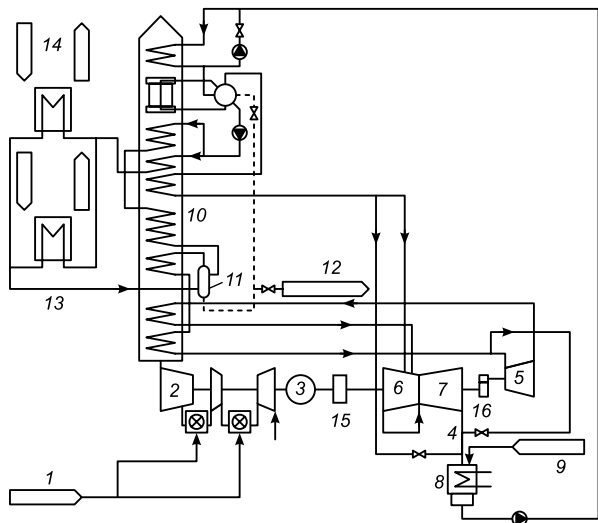


Рис. 5.69. Принципиальная тепловая схема парогазовой установки электростанции Монтеррей III (Мексика):

1 – природный газ; 2 – газовая турбина; 3 – генератор; 4 – паровая турбина; 5 – часть высокого давления; 6 – часть среднего давления; 7 – часть низкого давления; 8 – конденсатор; 9 – подпиточная вода; 10 – котел-утилизатор; 11 – сепаратор; 12 – продувка; 13 – охладитель воздуха; 14 – воздух к газотурбинной установке; 15 – муфта сцепления; 16 – редуктор.

Конструкция GT24 рассчитана на частоту 60 Гц. Жестко связанная с валом генератора газовая турбина имеет 5 ступеней, компрессор – 22 ступени. Степень повышения давления в компрессоре – 30. Температура выхлопных газов за турбиной – 620 °С, их расход – 360 кг/с. Подвод тепла осуществляется в двух кольцевых камерах сгорания высокого и низкого давления, использующих принцип последовательного сжигания природного газа (см. гл. 1). Малотоксичные горелки обеспечивают низкий уровень образования оксидов азота  $\text{NO}_x$  (менее 25 ppm). Входной воздух охлаждается в испарительном охладителе с целью повышения его плотности. В условиях географического расположения и климатических показателей электростанции Монтеррей III испарительный охладитель может находиться в работе большую часть времени. Из последней ступени компрессора воздух проходит вначале вокруг коль-

цевой камеры сгорания для ее охлаждения и затем поступает к горелкам первой камеры (EV), где смешивается с топливом. Образующиеся горячие газы протекают через первую ступень высокого давления 5-ступенчатой газовой турбины, после чего попадают во вторую кольцевую камеру сгорания (SEV). Повторно нагретые газы далее поступают в 2–5 ступени газовой турбины и затем через выхлопной диффузор – в котел-утилизатор.

Воздух, отбираемый за компрессором для работы системы охлаждения ГТ, охлаждается в двух прямоточных охладителях за счет подогрева питательной воды высокого давления из системы котла-утилизатора. Трехфазный синхронный генератор имеет водовоздушную систему охлаждения TEWAS. Номинальная мощность его – 280 МВА, коэффициент мощности – 0,9, частота – 60 Гц, напряжение – 21 кВ. Генератор может быть использован в качестве пускового двигателя для ГТУ. Для этого применен статический преобразователь частоты.

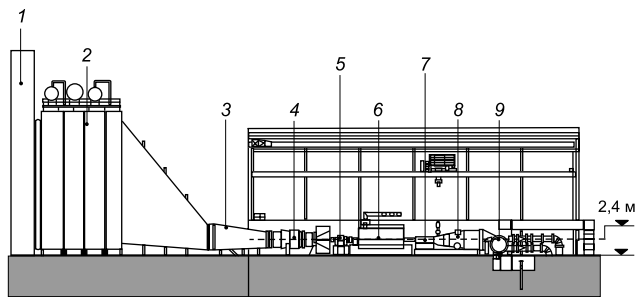
Паровая турбина конденсационного типа выполнена двухцилиндровой с однопоточным выхлопом низкого давления. Один комбинированный цилиндр включает части среднего и низкого давлений. Они содержат 22 ступени с рабочими лопатками реактивного типа и имеют частоту вращения 3600 об/мин. В другом цилиндре – высокого давления – 10 ступеней рабочих лопаток активного типа вращаются с частотой 8956 об/мин; он связан с основным валом через понижающий редуктор геликоидального типа. Применение высокоскоростной паровой турбины позволяет использовать более эффективную конструкцию рабочих лопаток при низких объемных расходах пара. Фирменная муфта сцепления типа SSS связывает основной ротор паровой турбины с ротором генератора ПГУ. Она облегчает работу газовой турбины при пусках и допускает автономную работу ГТУ и генератора в случае отключения паровой турбины.

Котел-утилизатор горизонтального типа состоит из прямоточного котла высокого давления с промежуточным пароперегревателем и барабанного котла низкого давления с естественной циркуляцией. Паропроизводительность прямоточного котла по свежему пару – 57 кг/с, по промежуточно перегретому пару – 58 кг/с, параметры пара составляют соответственно 16 МПа/565 °С и 3,8 МПа/564 °С. Паропроизводительность барабанного котла – 11 кг/с, параметры пара – 0,7 МПа/318 °С. Для облегчения эксплуатации прямоточный котел оснащен специальным сепаратором пара.

Энергоблоки оборудованы байпасной системой со 100 % пропуском пара, которая используется при пусках, остановках и сбросах нагрузки. Охлаждение циркуляционной воды происходит в закрытой системе оборотного водоснабжения с применением градирен. На четыре энергоблока установлено пять циркуляционных насосов со 100 % производительностью, из которых один постоянно находится в резерве. Для восполнения потерь воды с продувкой и утечками в пароводяном тракте имеются две установки химического обессоливания воды. ПГУ рассчитаны на длительную работу при базовой и частичных нагрузках с возможностью ежедневных пусков и остановов при изменении окружающей температуры в диапазоне от 3,5 до 44,2 °С.

## ОДНОВАЛЬНАЯ ПГУ ФИРМЫ SIEMENS

Фирма Siemens разработала и представила на рынок комплектную одновальную ПГУ типа SCC-1000F мощностью 100 МВт и КПД нетто 52,6 %. ПГУ построена на базе широко известной модели ГТУ V64.3A мощностью 67,7 МВт, получившей новый индекс SGT-1000F. ГТУ оснащена кольцевой камерой сгорания и при начальной температуре газа 1160 °С имеет КПД 36,5 %. Паровая турбина оборудована регулируемыми отборами пара для технологических процессов или подогрева сетевой воды. Общая компоновка энергоблока показана на рисунке. Основное оборудование, расположенное в одну линию вдоль основного пролета машинного зала, имеет длину 48 м. В него входят: ГТУ SGT-1000F, присоединенная с компрессорного конца через понижающий редуктор к валу электрогенератора. Охлаждаемый воздухом генератор типа TLRI имеет мощность 140 МВт, напряжение на клеммах 10,5 кВ; благодаря скользящим опорам возможно его перемещение в поперечном (относительно осевой линии оборудования) направлении. К противоположному концу вала электрогенератора, через самосинхронизирующуюся муфту, подключен ротор ЦВД паровой турбины (т. н. схема TWIN). При запуске ПГУ, благодаря обгонной муфте, паровая турбина автоматически подключается к валу генератора при достижении частоты вращения ее ротора 3000 об/мин. Осевой выхлопной диффузор ЦВД паровой турбины непосредственно стыкуется с расположенным на уровне пола конденсатором; конденсатные насосы размещены в подвальном помещении для надежного слива конденсата. Выхлопные газы ГТУ через осевой диффузор подводятся к двухконтурному КУ горизонтальной компоновки с параметрами пара 7 МПа/540 °С в контуре ВД и 0,5 МПа/200 °С в контуре НД; компоновочно КУ вынесен за пределы здания машинного зала. Тепловая схема ПГУ показана на рис. 5.64. При пуске из холодного состояния интервал времени до полного набора мощности ПГУ составляет 120 мин; запуск из прогретого состояния длится 80 мин. Основное преимущество одновальной компоновки ПГУ состоит в возможности стандартизации периферийного оборудования, упрощения системы управления и достижения оптимальной работы оборудования в течение полностью автоматизированного пуска ПГУ, ее эксплуатации и останова. Комплексное воздухоочистительное устройство для ГТУ имеет забор воздуха на высоте 7 м, что ограничивает попадание пыли и, следовательно, потери мощности. За исключением некоторых элементов масляной системы, все вспомогательное оборудование ГТУ расположено в контейнерах, которые находятся за пределами машинного зала.



Компоновочная схема ПГУ:  
 1 – дымовая труба; 2 – двухконтурный КУ; 3 – выхлопной диффузор; 4 – ГТУ; 5 – редуктор; 6 – генератор; 7 – самосинхронизирующаяся муфта; 8 – паровая турбина; 9 – конденсатор ПТ.

## 11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ И ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПГУ

### 11.1. Характеристики энергетических ПГУ на конденсационном режиме

Рассмотрим энергоблок ПГУ, работающий на природном газе и имеющий в своем составе ГТУ, двухконтурный КУ без дожигания топлива и ПТУ с отпуском тепла из регулируемого отбора [30]. Уравнения баланса энергоблока имеют вид

$$\left. \begin{aligned} Q_{\text{кc}} + Q_{\text{нв}} &= N_{\text{ГТУ}} + Q_{\text{ГТ}} + Q_{\text{ГТ}}^{\text{ГТУ}} + \Delta N_{\text{ЭМ}}^{\text{ГТУ}}; \\ Q_{\text{ГТ}} &= Q_{\text{КУ}}^{\text{бр}} + Q_{\text{УХ}}^{\text{КУ}} + Q_5^{\text{КУ}}; \\ Q_{\text{КУ}}^{\text{бр}} &= Q_3^{\text{ПТУ}} + Q_{\text{отп}} + Q_{\text{отп}}^{\text{пот}} + Q_{\text{сн}} + Q_{\text{ГТ}}^{\text{ПТУ}}; \\ Q_3^{\text{ПТУ}} &= N_{\text{ПТУ}} + Q_{\text{конд}} + \Delta N_{\text{ЭМ}}^{\text{ПТУ}}; \\ N_{\text{отп}} &= N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}} - N_{\text{сн}}, \end{aligned} \right\} \quad (5.57)$$

где  $Q_{\text{кc}}$  – подвод тепла топлива в камеру сгорания ГТУ, МВт;  $Q_{\text{кc}} = B_{\text{кc}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} / 3600$  ( $B_{\text{кc}}$  – расход природного газа в камеру сгорания ГТУ, тыс. м<sup>3</sup>/ч;  $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  – теплота сгорания природного газа, кДж/м<sup>3</sup>);  $Q_{\text{нв}}$  – тепло, содержащееся в использованном наружном воздухе, МВт;  $Q_{\text{ГТ}}$ ,  $Q_{\text{УХ}}^{\text{КУ}}$  – тепло, содержащееся в выхлопных газах ГТУ и дымовых газах на выходе из КУ соответственно, МВт;  $Q_{\text{КУ}}^{\text{бр}}$  – тепловая мощность КУ брутто, МВт;  $Q_3^{\text{ПТУ}}$  – расход тепла на производство электроэнергии в ПТУ, МВт;  $Q_{\text{конд}}$  – потери тепла в конденсаторе ПТУ, МВт;  $Q_{\text{отп}}$  – полезное тепло, отпущенное потребителю, МВт;  $Q_{\text{отп}}^{\text{пот}}$  – потери тепла с отпуском, МВт;  $Q_{\text{сн}}$  – расход тепла на собственные нужды, МВт;  $Q_{\text{ГТ}}^{\text{ГТУ}}$ ,  $Q_5^{\text{КУ}}$ ,  $Q_{\text{ГТ}}^{\text{ПТУ}}$  – потери тепла от наружного охлаждения ГТУ, КУ и ПТУ соответственно, МВт;  $\Delta N_{\text{ЭМ}}^{\text{ГТУ}}$ ,  $\Delta N_{\text{ЭМ}}^{\text{ПТУ}}$  – электромеханические потери ГТУ и ПТУ, МВт;  $N_{\text{ГТУ}}$ ,  $N_{\text{ПТУ}}$  – активная мощность генераторов ГТУ и ПТУ соответственно, МВт;  $N_{\text{отп}}$  – активная мощность, отпущенная от блока потребителю, МВт;  $N_{\text{сн}}$  – мощность механизмов собственных нужд блока, МВт.

Из формул 5.57 следует общее уравнение баланса установки

$$Q_{\text{кc}} = N_{\text{отп}} + Q_{\text{отп}} + N_{\text{сн}} + (Q_{\text{УХ}}^{\text{КУ}} - Q_{\text{нв}}) + Q_{\text{конд}} + Q_{\text{сн}} + Q'_{\text{пот}}, \quad (5.58)$$

где  $Q'_{\text{пот}} = \Delta N_{\text{ЭМ}}^{\text{ГТУ}} + \Delta N_{\text{ЭМ}}^{\text{ПТУ}} + Q_5^{\text{КУ}} + Q_{\text{ГТ}}^{\text{ГТУ}} + Q_{\text{ГТ}}^{\text{ПТУ}} + Q_{\text{отп}}^{\text{пот}}$  – прочие потери, определяемые расчетным путем (величина этих потерь практически не поддается учету во время эксплуатации).

Поделив левую и правую части уравнения (5.58) на  $Q_{\text{кc}}$ , получим уравнение баланса ПГУ в относительных единицах

$$1 = \delta^{N_{\text{отп}}} + \delta^{Q_{\text{отп}}} + \delta^{N_{\text{сн}}} + \delta^{Q_{\text{УХ}}^{\text{КУ}}} + \delta^{Q_{\text{конд}}} + \delta^{Q_{\text{сн}}} + \delta^{Q'_{\text{пот}}}. \quad (5.59)$$

Слагаемые, входящие в уравнение, имеют следующий физический смысл:  $\delta^{N_{\text{отп}}}$  и  $\delta^{Q_{\text{отп}}}$  доли тепла топлива, подведенного к установке, эквивалентные отпуску электрической и тепловой энергии. Их сумма – коэффициент исполь-

зования тепла топлива ПГУ; остальные слагаемые представляют собой доли тепла топлива, эквивалентные потерям с электрическими собственными нуждами, с уходящими газами КУ, в конденсаторе ПТУ, с тепловыми собственными нуждами и прочим. Таким образом, уравнение (5.59) описывает структуру затрат топлива и удобно для интегрального анализа эффективности работы установки.

Уравнение (5.59) не исключает возможности определения традиционных удельных технико-экономических показателей оборудования: КПД газотурбинной установки  $\eta_{ГТУ}$ , КПД котла-утилизатора  $\eta_{ку}$ , удельного расхода тепла на производство электроэнергии в паротурбинной установке  $q_{ПТУ}$ , удельных расходов тепла  $q_{сн}$  и электроэнергии  $\varepsilon_{сн}$  на собственные нужды, коэффициента использования тепла топлива Кит

$$\eta_{ГТУ} = N_{ГТУ} / Q_{кс}; \quad (5.60)$$

$$\eta_{ку} = Q_{ку}^{бр} / (Q_{ГТ} - Q_{нв}); \quad (5.61)$$

$$q_{ПТУ} = Q_3^{ПТУ} / N_{ПТУ}; \quad (5.62)$$

$$q_{сн} = Q_{сн} / Q_{ку}^{бр}; \quad (5.63)$$

$$\varepsilon_{сн} = N_{сн} / (N_{ГТУ} + N_{ПТУ}); \quad (5.64)$$

$$\text{Кит} = (N_{отп} + Q_{отп}) / Q_{кс}. \quad (5.65)$$

Проблема, как отмечалось ранее, возникает при определении удельных расходов условного топлива на отпуск электроэнергии  $b_3$  и отпуск тепла  $b_T$ . Это связано с тем, что действующая методика разделения топлива между электроэнергией и теплом не применима к энергоблокам ПГУ. В конденсационном режиме проблем не возникает

$$b_3^{\text{конд}} = 123 Q_{кс} / N_{отп} = 123 / \eta_{ПГУ}. \quad (5.66)$$

При работе энергоблока с отпуском тепла потребителям необходимо задаться экономически целесообразным для данного региона и времени года значением  $b_T$ . Тогда вследствие ряда преобразований получаем следующую простую формулу:

$$b_3 = b_3^{\text{конд}} - 3,6 b_T (1 - d_3) / d_3, \quad (5.67)$$

где  $d_3 = N_{отп} / (N_{отп} + Q_{отп})$  – доля электроэнергии в отпускаемой энергии.

Полученное значение  $b_3$  не может служить основой для анализа эффективности работы энергоблока, однако вполне пригодно для разработки тарифов.

Таким образом, основной задачей энергетической характеристики энергоблока ПГУ является представление пользователю исходной информации, достаточной для проведения расчетов по уравнениям (5.59)–(5.67). В состав энергетической характеристики должны входить характеристики ГТУ, КУ, ПТУ и зависимости расхода электроэнергии и тепла на собственные нужды. Методика построения последних практически аналогична методике, применяемой для паротурбинных энергоблоков.

*Характеристики газотурбинных установок.* Нормообразующими параметрами характеристик ГТУ являются электрическая мощность и температу-

ра наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ . Внешними факторами, которые фиксируются при построении характеристик, а затем учитываются с помощью поправок, являются атмосферное давление  $p_a$ , относительная влажность воздуха  $\phi$ , частота вращения  $n$  и включение системы антиобледенения  $k_{\text{ао}}$ .

Экспериментальным путем определяются следующие характеристики:

- расход тепла топлива в камеру сгорания ГТУ  $Q_{\text{КС}} = f(N_{\text{ГТУ}}, t_{\text{нв}})$ ;
- температура газов за ГТУ  $t_{\text{ГТ}} = f(N_{\text{ГТУ}}, t_{\text{нв}})$ ;
- расход газов за ГТУ  $G_{\text{Г}} = f(N_{\text{ГТУ}}, t_{\text{нв}})$ ;
- поправочные кривые к приведенным показателям на изменение внешних факторов.

Зависимости КПД ГТУ, расхода воздуха через компрессор, а также тепла, содержащегося в наружном воздухе и в выхлопных газах ГТУ, получаем из перечисленных экспериментальных зависимостей расчетным путем. Для некоторых типов одновальных газотурбинных установок, например, V94.2 и ГТЭ-110, на основании статистической обработки значительного объема экспериментальных данных, полученных при различных внешних условиях, сделаны следующие выводы.

При регулировании мощности ГТУ согласованным изменением расхода топлива и угла установки  $\alpha_{\text{ВНА}}$  ВНА компрессора, расходы тепла топлива в камеру сгорания при одинаковых электрических нагрузках и различных температурах наружного воздуха практически идентичны (рис. 5.70, а). Другими словами, при фиксированной мощности ГТУ ее КПД не зависит от температуры наружного воздуха (рис. 5.70, б). При тех же условиях, температура газов на выходе ГТУ (рис. 5.70, в) зависит как от электрической мощности, так и от температуры наружного воздуха.

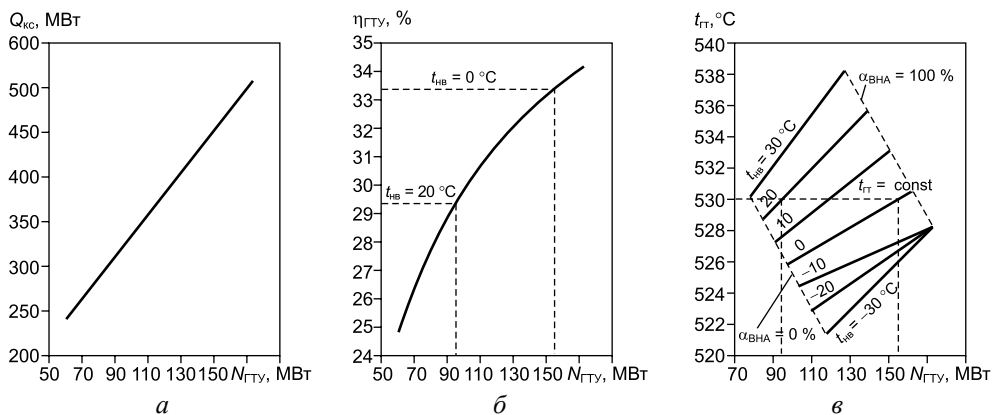


Рис. 5.70. Типовые нагрузочные характеристики ГТУ  
 а – зависимости для расхода тепла топлива в камеру сгорания; б – зависимости для КПД brutto; в – зависимости для температуры выхлопных газов.

Изложенное справедливо, если режим работы ГТУ определяется заданием по мощности ( $N_{\text{ГТУ}} = \text{const}$ ). Другой способ работы ГТУ – поддержание заданной температуры газов на выходе  $t_{\text{ГТ}} = \text{const}$ , т. е. максимально возможная для текущих условий нагрузка ГТУ. Если сравнить два режима с одина-

ковыми значениями  $t_{гт}$ , полученными при различных  $t_{нв}$ , то в режиме с меньшей температурой наружного воздуха мощность и КПД ГТУ выше (рис. 5.70, б, в).

Представляется, что способ использования в качестве одного из нормообразующих показателей не  $N_{ГТУ}$ , а  $t_{гт}$  может быть полезен при анализе состояния ГТУ: если на диаграмме, приведенной на рис. 5.70, в, по оси ординат отложить фактическое значение  $t_{гт}$ , то пересечение линий  $t_{гт} = \text{const}$  и  $t_{нв} = \text{const}$  должно произойти в точке, близкой к фактическому значению  $N_{ГТУ}$ . В противном случае существует отклонение фактического состояния ГТУ от проектных показателей.

Энергетические характеристики ГТУ могут дополнительно включать зависимости сопротивления входа  $\Delta p_{вх}$  и выхода  $\Delta p_{вых}$ , а также поправочные коэффициенты к основным характеристикам на их отклонение. Повышение сопротивлений для конкретной ГТУ характеризует изменение ее состояния в процессе эксплуатации и приводит к ухудшению технико-экономических показателей. Таким образом, наличие указанных зависимостей облегчает диагностику причин снижения экономичности.

*Характеристики котлов-утилизаторов.* В отличие от традиционного котла, сжигающего природный газ, КПД котла-утилизатора  $\eta_{ку}$  определяется не теплом, содержащимся в уходящих газах, а соотношением тепла, содержащегося в газах на выходе КУ  $Q_{ух}$ , и тепла, содержащегося в выхлопных газах ГТУ  $Q_{гт}$ . В большинстве случаев, производимая обработка экспериментальных данных не позволяет выявить однозначной зависимости между температурой уходящих газов  $\theta_{ух}$  и  $Q_{гт}$ , а также между  $\eta_{ку}$  и  $Q_{гт}$ . Данное положение, по-видимому, объясняется тем, что одно и то же значение  $Q_{гт}$  может достигаться при различных сочетаниях  $t_{гт}$  и  $G_{гт}$ , а изменение одного из этих параметров может быть «критичным» для эффективности работы КУ в целом.

При разработке энергетической характеристики энергоблока ПГУ-450Т были построены зависимости основных параметров пароводяного тракта КУ от  $t_{гт}$  и  $G_{гт}$ . Примеры таких зависимостей для контура высокого давления показаны на рис. 5.71 и 5.72, из которых видно, что расход пара контура высокого давления  $D_{п}^{ВД}$  определяется расходом газов за ГТУ и практически не зависит от температуры газов. Температура пара контура высокого давления  $t_0^{ВД}$ , напротив, слабо зависит от  $G_{гт}$  и существенно от  $t_{гт}$ . Подобные зависимости были построены для всех поверхностей нагрева КУ. Это дало возможность рассчитать  $Q_{ку}^{бр}$  для всех возможных сочетаний  $t_{гт}$  и  $G_{гт}$  при фиксированных значениях ряда параметров: температуры среды на входе в газовый подогреватель конденсата (ГПК), повышении энтальпии воды в ПЭН и расходах непрерывных продувок. Поскольку  $t_{гт}$  и  $G_{гт}$  для установки V94.2 однозначно определяются сочетанием мощности ГТУ и температуры наружного воздуха (например, рис. 5.70, в), была построена зависимость, показанная на рис. 5.73.

Таким образом, в общем случае нормообразующими параметрами характеристик КУ являются расход и температура выхлопных газов ГТУ.

Характеристики, получаемые экспериментальным путем, следующие: расход пара контура ВД  $D_{п}^{ВД} = f(t_{гт}, G_{гт})$ ; температура пара контура ВД  $t_0^{ВД} = f(t_{гт}, G_{гт})$ ; давление пара контура ВД  $p_0^{ВД} = f(D_{п}^{ВД})$ ; расход пара контура НД  $D_{п}^{НД} = f(t_{гт}, G_{гт})$ ; температура пара контура НД  $t_0^{НД} = f(t_{гт}, G_{гт})$ ; давление пара контура НД

$p_0^{нд} = f(D_n^{нд})$ ; температура среды за ГПК  $\theta''_{ГПК} = f(t_{гт}, G_T)$ . Зависимости тепловой мощности КУ, тепла, содержащегося в дымовых газах за КУ, и КПД брутто КУ определяются расчетным путем на основании характеристик ГТУ и экспериментальных зависимостей КУ.

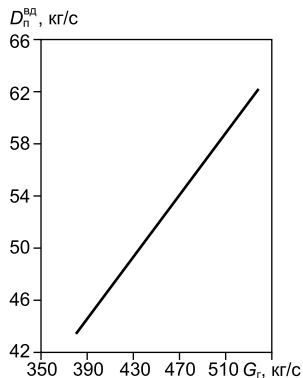


Рис. 5.71. Зависимость расхода пара контура высокого давления КУ от расхода газов за ГТУ.

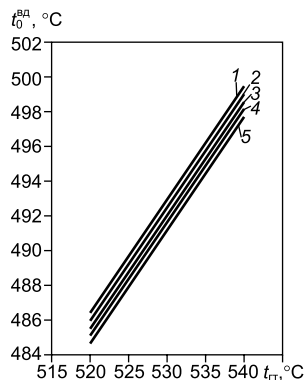


Рис. 5.72. Зависимость температуры пара контура высокого давления КУ от температуры газов при различных расходах выхлопных газов ГТУ:

1–5 –  $G_T$  равно соответственно 380, 420, 460, 500, 540 кг/с.

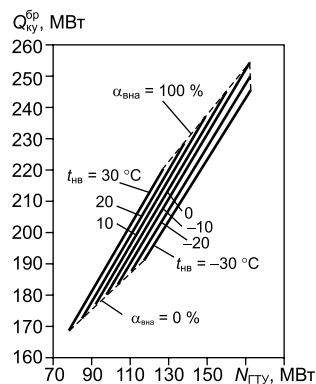


Рис. 5.73. Зависимость тепловой мощности КУ брутто от электрической мощности ГТУ при различных температурах наружного воздуха.

Метод обратного баланса дает более существенную погрешность, чем описанный выше. Это связано со значительными неравномерностями поля температур уходящих газов котлов-утилизаторов.

Зависимости основных параметров пароводяного тракта КУ от  $t_{гт}$  и  $G_T$  могут использоваться не только в качестве промежуточных для построения более общих характеристик  $Q_{ку}^{бр} = f(t_{гт}, G_T)$  и  $\eta_{ку} = f(t_{гт}, G_T)$ , но и для детального анализа состояния котла-утилизатора. Энергетические характеристики КУ могут дополнительно включать зависимости температуры воды на входе в последнюю по ходу газов поверхность нагрева (например, ГПК), а также поправочные коэффициенты к основным характеристикам на их отклонение, используемые при оценке причин снижения экономичности.

*Характеристики паротурбинных установок.* Для ПТУ, работающей в составе энергоблока ПГУ, необходимо получить экспериментальную зависимость ее электрической мощности от расхода пара высокого давления и отпуска тепла из отборов  $Q_{отб}$  при фиксированных: температуре и давлении пара контура ВД; температуре и давлении пара контура НД; соотношении расходов пара контуров НД и ВД; давлении в конденсаторе  $p_k$ ; температуре обратной сетевой воды  $t_{обр}$ .

При изменении, например, температуры наружного воздуха, температуры  $t_{лов}$  или расхода  $G_{ов}$  охлаждающей воды на входе в конденсатор, перечис-



ленные условия будут изменяться. Кроме этого, возможны несоответствия между расходами пара ВД и НД за КУ и перед ПТ за счет подачи пара в КСН и деаэрационную установку. Отличие фактических параметров от принятых при построении характеристик учитывается поправками к мощности ПТ. Поэтому необходимый набор характеристик, получаемых экспериментальным путем для ПТУ, включает: мощность ПТУ  $N_{\text{ПТУ}} = f(D_{\text{п}}^{\text{ВД}}, Q_{\text{отб}})$ ; давление в конденсаторе  $p_{\text{к}} = f(t_{\text{лов}}, D_{\text{к}}, G_{\text{ов}})$ ; поправочные кривые к мощности ПТУ на отклонение фактических параметров от принятых при построении характеристик.

Зависимости полного и удельного расходов тепла на производство электроэнергии ПТУ, а также потерь тепла в конденсаторе можно получить на основании характеристик КУ и перечисленных экспериментальных зависимостей расчетным путем.

*Характеристики энергоблока ПГУ.* Полученные характеристики ГТУ, КУ и ПТУ вместе с зависимостями расходов тепла и электроэнергии на собственные нужды позволяют рассчитать все зависимости между основными показателями энергоблока: подводом тепла топлива в камеру сгорания, температурой наружного воздуха, отпуском электроэнергии и тепла, коэффициентом использования тепла топлива и др. по уравнениям (5.57) и (5.60)–(5.65). Кроме этого, не составляет труда определить структуру топливных затрат по (5.58)–(5.59) и рассчитать удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии (5.67).

Таким образом, энергетические характеристики ПГУ позволяют проводить анализ эффективности работы как отдельных элементов, так и энергоблока в целом в широком диапазоне нагрузок и при различных сочетаниях внешних факторов.

## 11.2. Расчет показателей экономичности теплофикационных ПГУ

Энергетические показатели ПГУ-ТЭЦ определяются аналогичным образом, но с учетом теплоты переданной потребителю. Пусть таким (эмпирическим) или любым расчетным способом уже определены тепловые потоки в парогазовой ТЭЦ согласно схеме приведенной на рис. 5.74. Для оценки показателей тепловой экономичности теплофикационной ПГУ можно воспользоваться методикой МЭИ, вариант которой применительно к газотурбинным ТЭЦ был изложен в разделе 8.2 предыдущей главы [31]. Особенность ее состоит в том, что при работе в составе ПГУ параметры газов  $t_{\text{ГТ}}$  и  $G_{\text{Г}}$  на выхлопе ГТУ и ее мощность несколько отличаются от значений, имеющих место при работе ГТУ в автономном режиме при

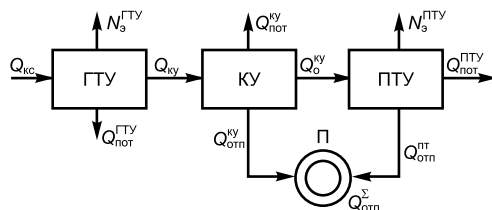


Рис. 5.74. Схема тепловых потоков в теплофикационной парогазовой установке:

ГТУ – газотурбинная установка; КУ – котел-утилизатор; ПТУ – паротурбинная установка; П – потребитель;  $Q_{\text{пот}}^{\text{ГТУ}}$ ,  $Q_{\text{пот}}^{\text{КУ}}$ ,  $Q_{\text{пот}}^{\text{ПТУ}}$  – потери теплоты в соответствующих элементах установки.

отсутствии КУ. Используемые в методике поправочные коэффициенты  $k_N$  и  $k_\theta$  находятся путем обработки соответствующих заводских характеристик ГТУ. Кроме того, разделение затрат топлива по видам генерируемой энергии для простоты проведено по физическому методу.

При работе по парогазовой схеме КПД при производстве электроэнергии газотурбинной установки можно представить следующим образом:

$$\eta_3^{\text{ГТУ}} = \frac{N_3^{\text{ГТУ}}}{Q_{\text{кв}} - Q_{\text{кв}}} = \frac{k_N N_3^{\text{авт}}}{Q_{\text{кв}} (1 - \beta_{\text{вт}})} = \frac{k_N}{(1 - \beta_{\text{вт}})} \eta_3^{\text{авт}}, \quad (5.68)$$

где  $N_3^{\text{ГТУ}}, N_3^{\text{авт}}$  – электрическая мощность ГТУ в номинальном парогазовом и автономном режимах при одинаковых  $Q_{\text{кв}}$ ;  $Q_{\text{кв}}$  – подведенная к ГТУ теплота топлива;  $Q_{\text{кв}}$  – утилизируемая теплота выхлопных газов ГТУ;  $\beta_{\text{вт}}$  – доля утилизируемой теплоты выхлопных газов ГТУ в подведенной к ГТУ теплоте топлива;  $k_N$  – коэффициент снижения электрической мощности ГТУ в автономном режиме  $N_3^{\text{авт}}$  из-за дополнительного аэродинамического сопротивления котла-утилизатора.

Здесь

$$Q_{\text{кв}} = B_{\text{ГТУ}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}; \quad \beta_{\text{вт}} = Q_{\text{кв}} / Q_{\text{кв}}; \quad k_N = N_3^{\text{ГТУ}} / N_3^{\text{авт}}.$$

При анализе показателей энергоустановок часто пользуются энергетическим коэффициентом сложного цикла:

$$A_{\text{ПГУ}} = N_3^{\text{ГТУ}} / N_3^{\text{ПГУ}}, \quad (5.69)$$

где  $N_3^{\text{ПГУ}}$  – электрическая мощность ПГУ.

В общем виде тепловую нагрузку котла-утилизатора определяют из выражения:

$$Q_{\text{кв}} = \sum_1^{\tau} (D_{\text{кв}}^i i_{\text{кв}}^i) - D_{\text{кв}}^{\text{к}} i_{\text{кв}}^{\text{к}} + Q_{\text{отп}}^{\text{кв}} = Q_{\text{о}}^{\text{кв}} + Q_{\text{отп}}^{\text{кв}} = Q_{\text{о}}^{\text{кв}} (1 + \beta_{\text{отп}}^{\text{кв}}), \quad (5.70)$$

где  $D_{\text{кв}}^i, D_{\text{кв}}^{\text{к}}$  – количество генерируемого в котле пара (в том числе пара, подвергаемого промежуточному перегреву) и конденсата паровой турбины, поступающего в котел-утилизатор соответственно, кг/с;  $i_{\text{кв}}^i, i_{\text{кв}}^{\text{к}}$  – теплосодержание пара за котлом-утилизатором и конденсата паровой турбины, поступающего в котел-утилизатор, кДж/кг,  $Q_{\text{отп}}^{\text{кв}}$  и  $\beta_{\text{отп}}^{\text{кв}} = Q_{\text{отп}}^{\text{кв}} / Q_{\text{о}}^{\text{кв}}$  – теплота и доля теплоты, отпущенная внешнему потребителю непосредственно с котла-утилизатора соответственно;  $Q_{\text{о}}^{\text{кв}}$  – теплота котла-утилизатора, отпущенная ПГУ.

Далее определяется КПД теплофикационной паротурбинной установки по производству электроэнергии

$$\eta_3^{\text{ПГУ}} = \frac{N_3^{\text{ПГУ}}}{Q_{\text{отп}}^{\text{кв}} - Q_{\text{отп}}^{\text{пт}}} = \frac{1}{1 - \beta_{\text{отп}}^{\text{пт}}} \eta_{\text{а}}^{\text{ПГУ}}. \quad (5.71)$$

Здесь  $\beta_{\text{отп}}^{\text{пт}}$  – доля теплоты теплофикационной паровой турбины, затрачиваемой на внешнего потребителя,  $\beta_{\text{отп}}^{\text{пт}} = Q_{\text{отп}}^{\text{пт}} / Q_{\text{о}}^{\text{кв}}$ ,  $\eta_{\text{а}}^{\text{ПГУ}}$  – абсолютный электрический КПД паротурбинной установки.

КПД теплофикационной ПГУ по производству электроэнергии равен

$$\eta_3^{\text{ПГУ}} = \frac{N_3^{\text{ГТУ}} + N_3^{\text{ПГУ}}}{Q_{\text{кc}} - (Q_{\text{отп}}^{\text{пт}} + Q_{\text{отп}}^{\text{кy}})} = \frac{N_3^{\text{ГТУ}}(1 + 1/A_{\text{ПГУ}})}{Q_{\text{кc}} - (Q_{\text{отп}}^{\text{пт}} + Q_{\text{отп}}^{\text{кy}})}, \quad (5.72)$$

где  $Q_{\text{отп}}^{\text{пт}} + Q_{\text{отп}}^{\text{кy}} = \beta_{\text{отп}}^{\text{пт}} Q_o^{\text{кy}} + \frac{\beta_{\text{отп}}^{\text{кy}}}{\eta^{\text{тp}}} Q_o^{\text{кy}} = \frac{(\beta_{\text{отп}}^{\text{пт}} + \beta_{\text{отп}}^{\text{кy}}/\eta^{\text{тp}})(1 - \beta_{\text{ут}})\eta_3^{\text{ГТУ}}}{(1 - \beta_{\text{отп}}^{\text{пт}})\eta_3^{\text{ПГУ}} A_{\text{ПГУ}}} Q_{\text{кc}}$ ;

$\eta^{\text{тp}}$  – КПД транспорта теплоты, примерно равный 0,985.  
 КПД теплофикационной ПГУ по отпуску теплоты равен

$$\eta_{\text{т}}^{\text{ПГУ}} = \eta_{\text{кy}} \eta_{\text{кc}} \eta_{\text{т}}, \quad (5.73)$$

где  $\eta_{\text{т}}$  – КПД сетевой установки ПГУ-ТЭЦ;  $\eta_{\text{кy}}$  – КПД котла-утилизатора, учитывающий потерю в окружающую среду;  $\eta_{\text{кc}}$  – КПД камеры сгорания ГТУ.

Коэффициент использования теплоты топлива ПГУ, иногда называемый полным КПД ПГУ, определяется по формуле

$$\eta_{\text{ит}} = \frac{N_3^{\text{ПГУ}} + Q_{\text{отп}}^{\Sigma}}{Q_{\text{кc}}}. \quad (5.74)$$

В табл. 5.35 приведены основные энергетические характеристики двух ПГУ-ТЭЦ – Северо-Западной (г. С.-Петербург) мощностью 450 МВт и Южной (г. Сыктывкар) мощностью 170 МВт, тепловые схемы которых были приведены в разделе 5 [31]. В ПГУ-450Т использовалась конденсационная паровая турбина с регулируемым отбором пара и коэффициент теплофикации принимался равным единице, что позволяет изменять отпуск теплоты в соответствии с температурным графиком тепловой сети. Максимальный КПД ПГУ-ТЭЦ по производству электроэнергии соответствует режиму, когда теплота отпускается только отборами паровой турбины без участия котлов-утилизаторов. ПГУ-170 с противодавленческой паровой турбиной характеризуется большим постоянством энергетических показателей. Очевидно, что регулирование отпуска теплоты в этом случае будет осуществляться отключением одной из ГТУ и регулированием их нагрузки.

Таблица 5.35

**Энергетические показатели двух парогазовых ТЭЦ при разной температуре наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$**

Показатель	Северо-Западная ТЭЦ		Южная ТЭЦ	
	-2,2	+15	-6	+15
Температура наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ , °С	-2,2	+15	-6	+15
Электрическая мощность двух ГТУ $N_3^{\text{ГТУ}}$ , МВт	332,3	303,5	142,8	128,2
Теплота сгорания топлива, подводимого в камеры сгорания двух ГТУ, $Q_{\text{кc}}$ , МВт	973,3	922,2	401,4	368,0
Электрическая мощность паровой турбины $N_3^{\text{ПГУ}}$ , МВт	128,5	150,1	41,7	42,1
Электрическая мощность ПГУ-ТЭЦ $N_3^{\text{ПГУ}}$ , МВт	460,8	453,6	184,5	170,3

Окончание табл. 5.35.

Показатель	Северо-Западная ТЭЦ		Южная ТЭЦ	
Энергетический коэффициент сложного цикла, $A_{\text{ПГУ}}$	2,586	2,088	3,424	3,045
Отопительная нагрузка котлов-утилизаторов, $Q_{\text{отп}}^{\text{ку}}$ , МВт	0	0	54,0	52,3
Отопительная нагрузка паротурбинной установки $Q_{\text{отп}}^{\text{пт}}$ , МВт	383,1	90,5	127,2	124,0
КПД газотурбинной установки по производству электроэнергии, $\eta_5^{\text{ГТУ}}$	0,723	0,740	0,768	0,781
КПД паротурбинной установки по производству электроэнергии, $\eta_5^{\text{ПГУ}}$	0,987	0,357	0,986	0,984
КПД ПГУ-ТЭЦ по производству электроэнергии, $\eta_5^{\text{ПГУ}}$	0,7807	0,5453	0,7911	0,7890
КПД ПГУ-ТЭЦ по отпуску теплоты, $\eta_{\text{т}}^{\text{ПГУ}}$	0,970	0,971	0,975	0,974
Коэффициент использования теплоты топлива, Кит	0,8670	0,5899	0,9110	0,9417

Работа в режиме ПГУ существенно увеличивает эффективность работы ГТУ, КПД которой возрастает на 70–80 %. КПД паротурбинной установки по производству электроэнергии для ПГУ-450Т зависит от тепловой нагрузки, а в ПГУ-170 для противодавленческой турбины близок к 1. Переход от конденсационного к теплофикационному режиму работы ПГУ позволяет увеличить КПД производства электроэнергии на 20–30 %, что подтверждает эффективность применения ПГУ-ТЭЦ.

### Литература

1. Арсеньев Л. В., Тырышкин В. Г. Комбинированные установки с газовыми турбинами. – Л.: Машиностроение, 1982. – 246 с.
2. Парогазовые установки с паротурбинным приводом компрессора / Зарянкин А. Е., Арианов С. В., Зарянкин В. А., Сторожук С. К. // Газотурбинные технологии. – 2007, сентябрь. – С. 18–22.
3. Утилизация сбросной теплоты ГПА в энергоустановках с низкокипящими рабочими телами / Билека Б. Д., Васильев Е. П., Кабков В. Я. и др. // Газотурбинные технологии. – 2002. – № 5. – С. 18–22.
4. Безлепкин В. П. Парогазовые установки со сбросом газов в котел. – Л.: Машиностроение, 1984. – 232 с.
5. Перспективные ПГУ для крупных электростанций / Ольховский Г. Г., Чернецкий Н. С., Святлов В. А., Трушин С. Г. // Теплоэнергетика. – 1985. – № 9. – С. 5–12.
6. Парогазовые установки – путь к повышению экономической эффективности и экологической чистоты теплоэнергетики // Теплоэнергетика. – 1990. – № 3. – С. 2–8.

7. Дыбан Е. П. Газотурбинные и парогазовые установки для станционной и муниципальной электроэнергетики (обзор) // Промышленная теплотехника. – 1994. – Т. 16, № 2–3. – С. 72–92.
8. Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 584 с.
9. Ильин Е. Т. Особенности выбора газовых турбин при реконструкции ТЭЦ // Газотурбинные технологии. – 2007, май. – С. 2–6.
10. Андрищенко А. И. Системная эффективность бинарных ПГУ-ТЭЦ // Теплоэнергетика. – 2000. – № 12. – С. 11–15.
11. Голубничий В. А., Белошицкий М. В. ПГУ-ТЭС решит энергетические проблемы Сочи // Газотурбинные технологии. – 2005, янв.–февр. – С. 2–7 и № 11. – 2007. – С. 6–8.
12. Опытное определение технико-экономических показателей блоков ПГУ-39 Сочинской ТЭС / Радин Ю. А., Давыдов А. В., Малахов С. В. и др. // Электрические станции. – 2006. – № 6. – С. 13–19.
13. Саух А. Н. Новый энергоблок ТЭС «Международная» // Газотурбинные технологии. – 2007. – № 12. – С. 8–9.
14. Грибин В. Г., Горшков А. П. ПГУ-450Т Калининградской ТЭЦ-2 – первая энергетическая парогазовая установка большой мощности на базе ГТЭ-160 «ЛМЗ» // Газотурбинные технологии. – 2006. – № 7. – С. 2–5.
15. Комисарчик Т. Н., Грибов В. Б., Гольдштейн А. Д. Математическая модель парогазовой установки с котлом-утилизатором // Теплоэнергетика. – 1991. – № 12. – С. 63–65.
16. Трухний А. Д., Петрунин С. В. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – 24 с.
17. Щербатенко И. В. Комплексная термодинамическая оптимизация параметров парогазовой установки для компрессорных станций магистральных газопроводов // Изв. РАН – Энергетика. – 1995. – № 4. – С. 136–150.
18. Зальф Г. А., Звягинцев В. В. Тепловой расчет паровых турбин. – М.: Машгиз, 1961. – 290 с.
19. Щегляев А. В. Паровые турбины. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – 384 с.
20. Буров В. Д., Сигидов Я. Ю. Анализ и оптимизация структуры и параметров тепловых схем конденсационных ПГУ с котлами-утилизаторами трех давлений // Энергосбережение и водоподготовка. – 2006. – № 1(39). – С. 31–36.
21. Трухний А. Д. Исследование работы ПГУ утилизационного типа при частичных нагрузках. Ч. 1. // ТЭ. – 1999. – № 1. – С. 27–31, Ч. 2. – Там же. – 1999. – № 7. – С. 54–59.
22. Эффективное производство энергии на компрессорных станциях магистральных газопроводов / Карп И. Н., Говдяк Р. М., Калапунь И. М. и др. // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2002. – № 3. – С. 12–22.
23. Парогазовые установки компрессорных станций / Седых А. Д., Бойко А. М., Губанок Н. И. и др. // Пром. энергетика. – 1997, № 3. – С. 33–37.
24. Парогазовые установки для компрессорных станций магистральных газопроводов / Арсеньев Л. В., Ходак Е. А., Ромахова Г. А. и др. // Энергомашиностроение. – 1989. – № 2. – С. 2–5.
25. Гольдштейн А. Д., Комисарчик Т. Н., Лезнов А. С. Парогазовые установки с ГТУ малой и средней мощности // Тяжелое машиностроение. – 2002. – № 10. – С. 10–15.

26. Кругликов П. А., Кузьмин В. М., Поляк А. Б., Смолкин Ю. В. Прогрессивные технологии для промышленной энергетики // Тяжелое машиностроение. – 2002. – № 10. – С. 16–19.
27. Jeffs E. Heat recovery from compressor drivers boots combined cycle output // Turbomachinery International. – 1999. – Vol. 40, № 3. – P. 28–32.
28. Gas Turbine World / 2007-08 GTW Handbook, Vol. 26. – Pequot Publishing, Inc. – 223 p.
29. Jeffs E. M701 Gs Score 100 % Reliability at Higashi Niigata // Turbomachinery Int. – 2001. – № 1. – P. 22–26.
30. Крутицкий И. В. Построение и использование энергетических характеристик энергоблоков ПГУ // Электрические станции. – 2006. – № 6. – С. 50–55.
31. Энергетические показатели парогазовых теплоэлектроцентралей с котлами-утилизаторами / Аракелян Э. К., Кудрявый В. В., Цанев С. В. и др. // Вестник МЭИ. – 1996. – № 1. – С. 23–28.

## ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ СО СТЕПЕНЬЮ БИНАРНОСТИ $\beta^0 < 1$ . ПГУ ДРУГИХ ТИПОВ

### 1. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ СБРОСНОЙ СХЕМЫ

Наряду с парогазовыми установками бинарного типа, в которых работа парового цикла осуществляется исключительно за счет теплоты выхлопных газов ГТУ, существуют парогазовые установки с форсированием парового цикла за счет сжигания дополнительного топлива в газовом тракте (перед КУ, в топке энергетического котла, куда сбрасываются выхлопные газы ГТУ, или в «рассечку» теплообменных секций котла-утилизатора). В разделе 2 гл. 5 указывалось, что степень бинарности таких ПГУ определяется выражением (5.8)  $\beta^0 = Q_{\text{кв}} / (Q_{\text{кв}} + Q_{\text{д}}) = 1 / (1 + \beta)$  и изменяется в диапазоне  $0 < \beta^0 < 1$ , где  $\beta = Q_{\text{д}} / Q_{\text{кв}}$  – коэффициент дожигания дополнительного топлива. Сжигание дополнительного топлива (СДТ) в ПГУ утилизационной схемы перед КУ в атмосфере выхлопных газов ГТУ используется обычно для стабилизации номинальных параметров отпускаемых видов энергии при изменении температуры окружающей среды либо для временного форсирования паропроизводительности КУ; в этих случаях  $\beta^0$  близко к 1. В ПГУ со сбросом газа в энергетический котел и при полной нагрузке горелок топки степень бинарности существенно ниже ( $\beta^0 \approx 0,3 \div 0,6$ ). Чем выше степень бинарности, тем больше доля газотурбинной мощности в мощности ПГУ.

КПД ПГУ со сжиганием дополнительного топлива определяется равенством:

$$\eta_{\text{ПГУ}} = (N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПГУ}}) / (Q_{\text{кв}} + Q_{\text{д}}), \quad (6.1)$$

где  $Q_{\text{кв}}$  и  $Q_{\text{д}}$  – тепловая мощность топлива, сжигаемого в камере сгорания ГТУ и котле соответственно, из которого следует

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \beta^0 \eta_{\text{ГТУ}} + (1 - \beta^0) \eta_{\text{пк}} \eta_{\text{ку}}, \quad (6.2)$$

где  $\eta_{\text{ку}}$  определяется по (3.5), а  $\eta_{\text{пк}}$  – по (6.32).

При анализе вариантов реконструкции действующих ТЭЦ в парогазовые установки целесообразно использовать график зависимости КПД ПГУ от степени бинарности  $\beta^0$  и коэффициента относительной мощности  $K_{\text{ПГУ}} = N_{\text{ГТУ}} / (N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПГУ}})$  (рис. 6.1). Нанесенные на график линии относятся к различным значениям КПД паросиловой части установки  $\eta_{\text{ПГУ}}$ . С увеличением доли газотурбинной мощности (и степени бинарности) все больше вытесняется паровая регенерация ПГУ, появляются паровые контуры в котле со сниженными параметрами пара, увеличиваются потери тепла с уходящими газами, т. е. КПД паросиловой части установки уменьшается. Поэтому реальная кривая

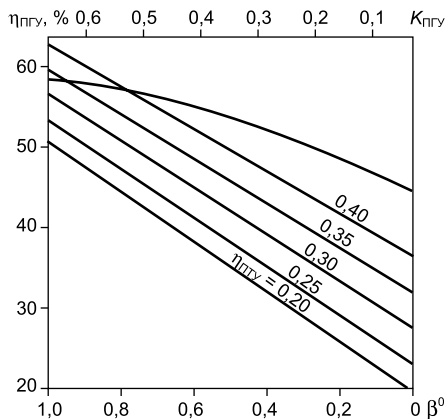


Рис. 6.1. Зависимость КПД ПГУ от степени бинарности;  $\eta_{ГТУ} = 0,4$ ,  $\eta_{кы} = 0,92$ .

показано изменение КПД ПГУ в зависимости от степени бинарности цикла и отношения паро- и газотурбинных мощностей [1].

Точки на оси ординат соответствуют КПД ГТУ простой схемы без использования теплоты выхлопных газов. При построении остальных точек считалось, что эта теплота утилизируется в паровом цикле высокого давления

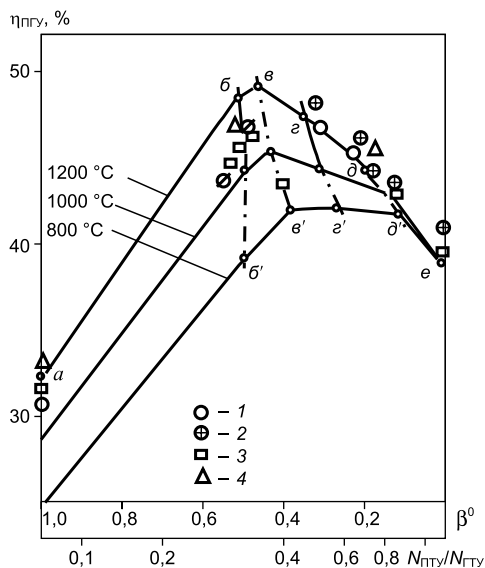


Рис. 6.2. Изменение КПД ПГУ в зависимости от бинарности цикла и отношения паро- и газотурбинных мощностей [1]:

1 – ПГУ с ГТЭ-150, давление пара 13 МПа; 2 – то же, 24 МПа; 3 – ПГУ с ГТУ MS9001E фирмы GE; 4 – ПГУ с ГТУ 13E фирмы Alstom.

зависимости КПД ПГУ для сверхкритических параметров пара паросиловой части соответствует верхней кривой рис. 6.1.

В схемах ПГУ со сжиганием дополнительного топлива важным является вопрос: при каких условиях подвод теплоты в паровой цикл энергетически целесообразен, т. е. повышает экономичность (КПД) парогазовой установки.

Еще в 1967 г. исследования ЦКТИ-ЛПИ показали, что при начальной температуре газа 1200 °С чисто бинарный цикл не обеспечивает максимального значения КПД ПГУ. Иллюстрацией может служить рис. 6.2, на котором

показано изменение КПД ПГУ в зависимости от степени бинарности цикла и отношения паро- и газотурбинных мощностей [1]. Точки на оси ординат соответствуют КПД ГТУ простой схемы без использования теплоты выхлопных газов. При построении остальных точек считалось, что эта теплота утилизируется в паровом цикле высокого давления с промежуточным перегревом пара и контуром низкого давления (примерно 0,85 МПа) там, где это необходимо для снижения до 150 °С температуры уходящих газов, принятой постоянной. Температура перегретого пара на 55 °С ниже температуры газов перед котлом, но не выше 540 °С. Показатели ПГУ в характерных точках (а–е), отмеченных на рис. 6.2, при начальной температуре газов 1200 °С, выхлопных газов в ГТУ 540 °С и удельной работе ГТУ 290 кДж/кг, приведены в табл. 6.1, где  $\eta_{пц}$  – КПД парового цикла ПГУ (формула 6.32).

Точка а соответствует простой ГТУ, точка б – бинарной ПГУ без сжигания топлива перед котлом, точка в – ПГУ со сжиганием перед котлом минимального количества топлива, необходимого для повышения температуры газов до 595 °С и перегрева пара до номинальной температуры (540 °С). В промежуточ-



ной точке  $z$  температура газов перед котлом равна 815 °С (в паровом цикле применены три регенеративных подогревателя); в точке  $d$ , соответствующей полному использованию кислорода в выхлопных газах, число регенеративных подогревателей увеличено до семи. Так как мощность паровой части таких ПГУ в несколько раз больше, чем газотурбинной, их КПД меньше зависит от начальной температуры газов и совершенства ГТУ. Наконец, точка  $e$  соответствует обычному паровому блоку. На рис. 6.2 нанесены также показатели некоторых зарубежных ПГУ. Данные относятся к ГТУ типа 13Е мощностью 143 МВт при начальной температуре газов 1070 °С, и к ГТУ MS9001Е с начальной температурой газов 1093 °С и мощностью 110 МВт.

Таблица 6.1

Показатели ПГУ в характерных точках для рис. 6.2

Показатель	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>v</i>	<i>z</i>	<i>d</i>	<i>e</i>
$Q_d/(Q_d + Q_{кс})$	0	0,48	0,53	0,65	0,77	0,94
$\bar{N}_{пт} = N_{пт}/N_{ПГУ}$	0	0,30	0,33	0,47	0,67	1,00
$\eta_{пт}, \%$	0	35,3	38,00	–	–	39,00
$\eta_{ПГУ}, \%$	32,5	48,8	49,30	47,50	44,50	39,00

Видно, что при умеренной (ниже 800 °С) начальной температуре газов в ГТУ наибольшая эффективность ПГУ обеспечивается при полном использовании кислорода, имеющегося в выхлопных газах ГТУ, и сжигании в них топлива с обычными для энергетических котлов избытками воздуха. Таким ПГУ соответствует линия  $d-d'$ . При начальной температуре газов выше 900 °С более экономичными являются ПГУ с высокой долей газотурбинной мощности (линия  $v-v'$  и  $z-z'$ ). Чисто бинарные ПГУ (линия  $b-b'$ ), в которых вся теплота подводится в паровой цикл с выхлопными газами ГТУ, становятся наиболее экономичными при температурах газов, достаточных для выработки и перегрева пара высоких параметров. Такие бинарные ПГУ широко выпускаются в настоящее время за рубежом.

ПГУ со сбросом газов в котел получили наибольшее распространение в энергетике в 70–80-х гг. прошлого века в связи с разразившимся топливным кризисом. В Германии, например, они успешно эксплуатируются до настоящего времени. обстоятельный анализ различных аспектов этой парогазовой технологии по состоянию на 1984 г., а также описание конкретных установок приведены в монографии [2].

В 1979–80 гг. на Молдавской ГРЭС были запущены в промышленную эксплуатацию два блока ПГУ-250 мощностью по 250 МВт со сбросом выхлопных газов ГТУ в котел. Несмотря на значительную суммарную мощность ПГУ доля газотурбинной мощности в ней невелика (всего 32 МВт). ПГУ-250 создана на базе серийного оборудования – паротурбинной установки К-210-130 ЛМЗ, газотурбинного агрегата ГТ-35-770 АО «Турбоатом» и парового котла ТМЕ-206 ТКЗ «Красный котельщик» с незначительной реконструкцией. В топке котла сжигаются обычные котельные мазуты, в камере сгорания ГТУ – газотурбинное топливо.

Предполагалось, что ПГУ-250 будет работать в полупиковом и пиковом режимах нагрузки. В первом случае при прохождении ночного минимума ГТУ будут останавливать, а паротурбинную часть переводить в автономную работу на техническом минимуме нагрузки. Во втором случае ПГУ-250 будет работать с ночными остановами всего блока после каждого рабочего дня и остановами на выходные и праздничные дни. Число часов использования установки в этот период составит приблизительно 3500 ч/год при 220 пусках в год. Тепловая схема ПГУ-250 приведена на рис. 6.3.

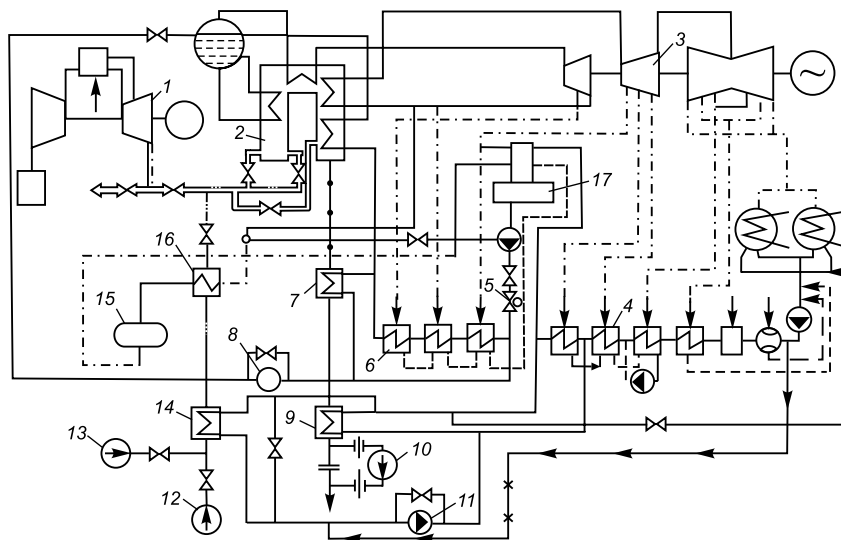


Рис. 6.3. Принципиальная тепловая схема ПГУ-250 Молдавской ГРЭС [2]: 1 – ГТУ; 2 – паровой котел; 3 – паровая турбина; 4 – ПНД; 5 – регулирующий питательный клапан; 6 – ПВД; 7 – газовой теплообменник высокого давления; 8 – циркуляционный насос высокого давления; 9 – газовой теплообменник низкого давления; 10 – дымосос; 11 – циркуляционный насос низкого давления; 12 – дутьевой вентилятор; 13 – вентилятор добавочного воздуха; 14 – воздухоподогреватель водяной; 15 – конденсатосборник; 16 – воздухоподогреватель паровой; 17 – деаэратор.

Для ПГУ-250 была рекомендована термодинамически наиболее совершенная параллельная схема подогрева конденсата и питательной воды. Основные результаты расчета тепловой схемы ПГУ-250 приведены в табл. 6.2. Аналогичные показатели паротурбинного блока 200 МВт получены в сопоставимых условиях.

При работе установки по парогазовому циклу выхлопные газы ГТУ 1 (рис. 6.3) подаются в котел 2, где используются в качестве окислителя при сжигании топлива. При температуре наружного воздуха 10 °С (среднегодовая температура в районе Молдавской ГРЭС) и начальной температуре газов ГТУ 770 °С расход выхлопных газов составляет 460 м<sup>3</sup>/с. При этом температура газов равна 453 °С, избыточное давление 10 кПа, содержание кислорода 0,181 кг/кг.

Объемные расходы газов через горелки котла при работе его в составе ПГУ со сбросом газов в котел существенно (примерно в полтора раза) выше, чем при работе котла в составе обычных ПТУ. Для того чтобы сохранить приемлемые скорости в горелках при работе котла в составе ПГУ 7–10 % выхлопных газов ГТУ направляются в сопла, расположенные на противоположной стенке топки и предназначенные для сброса газов рециркуляции. Подача части выхлопных газов ГТУ в сопла позволяет также отжечь факел от передней стенки топки и охладить сопла. На частичных нагрузках в топку котла направляется такое количество выхлопных газов, которое необходимо для получения заданной температуры промежуточного перегрева пара. Излишки выхлопных газов сбрасываются в газоход между поверхностями нагрева котельного экономайзера.

Таблица 6.2

**Сопоставление энергетических показателей ПГУ-250 и паротурбинного блока мощностью 200 МВт**

Показатель	ПГУ-250	Блок-200
Температура наружного воздуха, °С	10	10
Паропроизводительность, кг/с	168	178
Мощность, МВт:		
– паровой ступени	220	220
– газовой ступени	29,8	–
– блока брутто	249,8	220,0
Расход топлива, кг/с:		
– в ГТУ ( $Q_{н}^p = 41\ 000$ кДж/кг)	3,33	–
– в котле ( $Q_{н}^r = 39\ 000$ кДж/кг)	11,75	14,03
Удельный расход топлива на отпущенную электроэнергию, г/кВт·ч	319	338
Экономия топлива, %	5,8	–

Результаты расчетов показали, что при температурах наружного воздуха, превышающих расчетную, всего количества выхлопных газов ГТУ может не хватить для работы котла с номинальной паропроизводительностью. Для обеспечения работы ПГУ-250 в этих условиях с номинальной мощностью в схеме ПГУ-250 предусмотрен вентилятор добавочного воздуха 13 (рис. 6.3). В качестве такого вентилятора используется мельничный вентилятор типа ВМ-20А. Этот вентилятор служит также для уплотнения потолка топки и шиберов с целью исключения протечек горячих газов в атмосферу.

При работе по паросиловому циклу (ГТУ остановлена) вместо выхлопных газов к горелкам котла подается воздух от резервного дутьевого вентилятора 12, подогретый в воздухоподогревателях 14 и 16. В качестве резервного дутьевого вентилятора используется высоконапорный вентилятор типа ВДН-25×2. Температура промежуточного перегрева пара регулируется с помощью рециркуляции газов в топке котла.

Известно, что нагрузка парогазового блока снижается прежде всего за счет уменьшения мощности паротурбинной части ПГУ. Для поддержания КПД установки на высоком уровне газотурбинный агрегат должен работать с номинальными начальной температурой газа и мощностью. На ПГУ-250 Молдавской ГРЭС снижение нагрузки с 250 приблизительно до 100 МВт достигается за счет уменьшения подачи топлива в котел и мощности паровой турбины. При необходимости дальнейшего снижения нагрузки ГТУ останавливается и паротурбинная часть переводится в автономный режим работы на техническом минимуме нагрузки 70–60 МВт. При работе ПГУ-250 в диапазоне нагрузок от 250 до 100 МВт в случае постоянной температуры наружного воздуха в котел поступает неизменное количество выхлопных газов ГТУ, что приводит к существенному росту коэффициента избытка воздуха в котле на пониженных нагрузках.

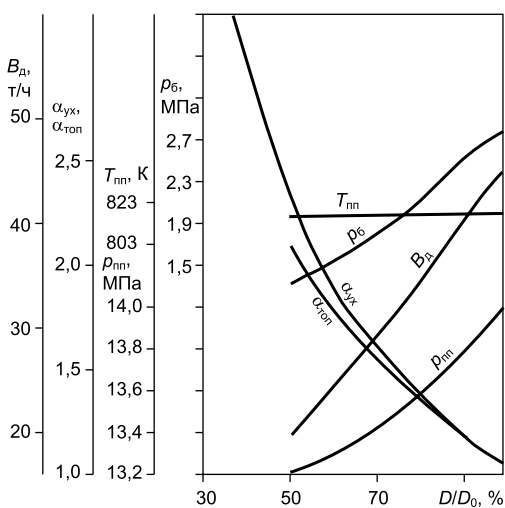


Рис. 6.4. Зависимость основных параметров котла ТМЕ-213 от нагрузки [2]:

$V_d$  — расход топлива в котле;  $\alpha_{yx}$ ,  $\alpha_{top}$  — коэффициенты избытка воздуха соответственно в уходящих газах и в топке;  $T_{nn}$  — температура пара после промежуточного перегрева;  $p_6$  — давление в барабане котла;  $p_{nn}$  — давление пара в промежуточном перегревателе.

ных газов ГТУ без сжигания топлива в котле. Через 10 мин после пуска ГТ-35-770 с выхлопными газами в топку котла вносится 35 МДж/с теплоты, а спустя 25 мин — 60 МДж/с. Эта теплота может быть использована для прогрева металла котла, подъема давления пара в нем, прогрева трубопроводов и паровой турбины, включения ее в сеть и набора некоторой нагрузки.

ПГУ-250 со сбросом газов в котел имеет существенно меньшие по сравнению с аналогичными паротурбинными блоками потери топлива на пуски и остановки что обеспечивает ей значительные преимущества при работе в переменной части графика электрической нагрузки.

На рис. 6.4 приведена зависимость основных параметров котла ТМЕ-213 (парогазовый вариант ТМЕ-206) от нагрузки ПГУ-250. Хотя в схеме ПГУ-250 использован газоплотный котел, коэффициент избытка воздуха в уходящих газах котла существенно больше, чем в топке. Это объясняется тем обстоятельством, что в ПГУ-250 принято регулирование температуры промежуточного перегрева пара с помощью изменения избытка окислителя в топке. Из рисунка видно, что этот способ регулирования позволяет сохранять постоянную температуру промежуточного перегрева пара в диапазоне изменения нагрузки от 100 до 50 %.

Одно из важных достоинств, совместного использования паровых и газовых турбин в составе ПГУ со сбросом газов в котел заключается в возможности осуществить значительную часть пусковых операций за счет теплоты выхлопных

## 2. ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ПГУ СБРОСНОЙ СХЕМЫ НА БАЗЕ ДЕЙСТВУЮЩИХ ЭНЕРГОБЛОКОВ

### 2.1. Технологические аспекты

Один из самых эффективных способов модернизации действующих тепловых электростанций – модернизация их с помощью парогазового цикла, что объясняется следующими обстоятельствами. Удельная стоимость и металлоемкость современных энергетических газотурбинных установок значительно ниже, чем паротурбинных, что способствует снижению капиталовложений в модернизацию ТЭС. Начальная температура газов современных газотурбинных установок достигла такого уровня, что объединение их в составе ПГУ с ПТУ даже средних параметров и без промежуточного перегрева пара обеспечивает таким ПГУ тепловую экономичность на уровне современных блочных паротурбинных установок. Выбор способа объединения ГТУ и ПТУ определяется составом и состоянием оборудования ТЭС, ожидаемыми режимами работы, видом топлива и рядом других факторов.

В теплофикации при комбинированном режиме основным критерием тепловой экономичности является удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, которая увеличивается с ростом доли мощности ГТУ в ПГУ и достигает максимума, при прочих равных условиях, в утилизационной схеме. При практически одинаковом отпуске тепла в утилизационной ПГУ этот показатель выше аналогичного показателя сбросной ПГУ.

В конкретных условиях выбор той или иной схемы теплофикационной ПГУ производится не только на основе показателей их экономичности, стоимости, но и с учетом вида основного и резервного топлива, а также возможных ограничений по установленной мощности ТЭЦ. Следует также отметить, что стоимость газовой ступени (в зоне рассматриваемых мощностей) для ПГУ с котлом-утилизатором составляет около 80–85 % стоимости основного оборудования энергоблока, а для ПГУ с низконапорным парогенератором (НПГ) – примерно 40 % [3].

При проектировании ПГУ на разных видах топлива (газ–мазут, газ– уголь) практически однозначно решается вопрос в пользу сбросной схемы. В случае использования газа в качестве основного и резервного топлива определяющими критериями являются соотношение заявленных тепловых и электрических нагрузок и размеры инвестиций в строительство энергообъекта.

Применение утилизационных схем в теплофикации при использовании газа в качестве основного и резервного топлива целесообразно преимущественно при соотношении установленной тепловой и электрической мощности 0,5–1,0, где большая цифра соответствует ПГУ небольшой мощности. При соотношениях 1,5 и более, как правило, предпочтительна ПГУ по сбросной схеме.

Надстройка газомазутных блоков возможна по сбросной схеме (рис. 6.5), в которой дутьевой воздух, подаваемый в котел, полностью или частично замещается отходящими газами газовых турбин. Имеющийся опыт эксплуатации выполненных по этой схеме ПГУ свидетельствует об отсутствии проблем,

связанных со сжиганием природного газа или мазута в среде выхлопных газов ГТУ.

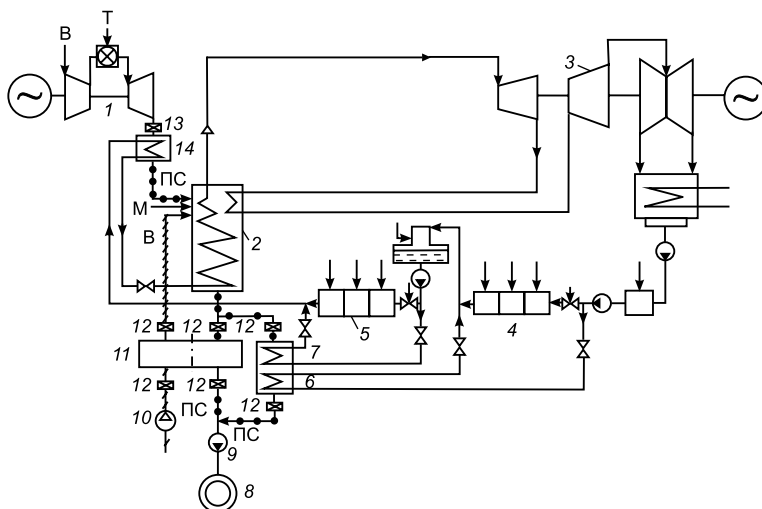


Рис. 6.5. Принципиальная схема газотурбинной надстройки со сбросом выхлопных газов ГТУ в котел [3]:

1 – газовая турбина; 2 – котел надстраиваемого блока; 3 – паровая турбина; 4 – подогреватели низкого давления; 5 – подогреватели высокого давления; 6 – газодводяной подогреватель низкого давления; 7 – газодводяной подогреватель высокого давления; 8 – дымовая труба; 9 – дымосос; 10 – дутьевой вентилятор; 11 – регенеративный подогреватель; 12 – отключающий клапан; 13 – блочный отключающий клапан; 14 – газоохладитель; Т – топливо; В – воздух; ПС – продукты сгорания.

Во многих энергосистемах имеется потребность в маневренной мощности. Установка на ТЭС таких высокоманевренных энергетических агрегатов, какими являются газотурбинные установки, может в известной степени снизить упомянутую потребность. Режим совместной работы ГТУ и ПТУ может меняться в широких пределах – от пикового до базового. При этом вследствие возможности быстрых остановов и пусков ГТУ технический минимум нагрузки электростанции не повышается. Для модернизации чаще всего применяют газотурбинные установки, выполненные по простым схемам.

Перечисленные обстоятельства способствовали достаточно широкому распространению за рубежом модернизации ТЭС с помощью парогазового цикла. Единичная мощность получаемых при этом ПГУ чаще всего меньше 100 МВт.

На рис. 6.6 приведены средние значения выигрыша в КПД при объединении паро- и газотурбинных установок в составе парогазовых установок со сбросом газов в котел (ПГУС). Горизонтальные линии 1–4 относятся к паротурбинным установкам, КПД которых равен соответственно 0,24; 0,30; 0,37 и 0,39. Вертикальными столбиками на горизонтальных линиях показан выигрыш в КПД получаемых ПГУС.

Столбики с поперечными линиями относятся к вариантам с начальной температурой газов ГТУ 830 °С, столбики с продольными линиями – к вариантам с температурой 1030 °С и столбики без линий – к вариантам с температурой 1230 °С. Анализ данных (рис. 6.6) позволяет констатировать, что объединение ПТУ и ГТУ в составе парогазовых установок со сбросом газов в котел обеспечивает значительный выигрыш в тепловой экономичности. Этот выигрыш тем больше, чем ниже КПД паротурбинных установок и чем выше начальная температура газов ГТУ. Так, при объединении газотурбинного агрегата, имеющего начальную температуру газов 1030 °С, с паротурбинной установкой, КПД которой равен 0,24, абсолютное приращение ее тепловой экономичности составляет 12 %, а относительное 50 %. При объединении этой ГТУ с паротурбинной установкой, КПД которой равен 39 %, абсолютное приращение тепловой экономичности составляет всего 4,6 %, а относительное – около 12 %. Коэффициент полезного действия, получаемый при таком объединении парогазовой установки со сбросом газов в котел в первом случае равен 36 %, а во втором 43,6 %.

Приведенные выше данные свидетельствуют о том, что модернизация устаревших паротурбинных электростанций с помощью парогазового цикла позволяет поднять их тепловую экономичность до уровня, характерного для современных паротурбинных установок. Проработки применительно к нескольким серийным отечественным котлам позволили установить принципиальную возможность такой реконструкции и определить требуемый объем работ. В зависимости от конструкции котла сбросная схема газотурбинной надстройки может быть реализована по двум вариантам:

1 вариант – сохранение расхода уходящих газов. В этом случае из-за недостатка воздуха в газах после газовой турбины уменьшается расход топлива на котел и связанная с ним паропроизводительность, что приводит к уменьшению мощности паровой турбины. Суммарная мощность парогазовой установки может увеличиться или сохраниться на прежнем уровне. В этом варианте обеспечивается максимальная экономичность надстроенного блока.

2 вариант – сохранение предельной мощности паровой турбины. В этом случае расход газов через котел на 25–30 % превышает расход газов, покидающих котел при работе в автономном режиме. Суммарная мощность при этом существенно возрастает.

Выбор варианта реконструкции котла зависит от ряда факторов, наиболее существенными из которых являются: наличие рециркуляции газов, обуславливающее большие проходные сечения газового тракта котла до

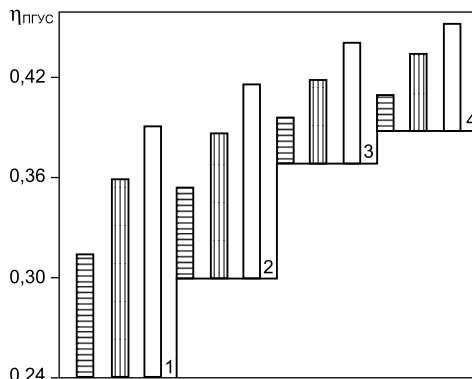


Рис. 6.6. Средние значения выигрыша в КПД, получаемые при объединении ПТУ и ГТУ в составе ПГУС [2]:

1 –  $\eta_{ПТУ} = 24\%$ ; 2 – 30%; 3 – 37%; 4 – 39%.

рекуперативного воздухоподогревателя (РВП); пропускная способность дымовой трубы, так как во втором варианте на 25–30 % увеличивается расход выбрасываемых через нее газов. Если дымовая труба может обеспечить эвакуацию увеличенного расхода газов и котел рассчитан на работу в автономном режиме с рециркуляцией газов, то возможна его реконструкция по варианту 2 с заменой основных дымососов на дымососы повышенной производительности. В других случаях должен реализовываться 1-й вариант реконструкции.

В обоих вариантах на котле должны быть выполнены следующие работы:

– установка в газовом тракте котла после водяного экономайзера газодводяных подогревателей питательной воды высокого (ГВПВД) и низкого (ГВПНД) давления, включенных соответственно параллельно ПВД и ПНД турбоустановки;

– изменение конструкции горелочных устройств котла, связанное с изменением состава и расхода окислителя; одновременно с этим целесообразно реализовать первичные мероприятия по снижению эмиссии оксидов азота и оснастить котел более совершенными средствами управления и контроля. Для сохранения воздушных и горелочных коробов целесообразно выхлопные газы ГТУ охлаждать до температуры ниже 450 °С в части газоохладителя (см. рис. 6.5), установленного непосредственно за газовой турбиной или перед воздушным коробом.

В обоих вариантах реконструкции котла может рассматриваться вопрос о необходимости сохранения возможности его автономной работы, которая может быть реализована двумя путями: с сохранением РВП; с заменой РВП на водяные или паровые калориферы.

Необходимость сохранения автономного режима работы котла должна решаться в каждом конкретном случае, исходя из следующих предпосылок: наличия и величины резерва мощности в энергосистеме; надежности газоснабжения газовых турбин, установленных на электростанции, или обеспечения резервным жидким газотурбинным топливом; надежности и числа газовых турбин, устанавливаемых на один котел; компоновки котла и его вспомогательного оборудования.

Целью реконструкции котла для его работы в сбросной схеме является обеспечение надежной работы поверхностей нагрева, параметров свежего и вторичного пара, а также экономичного и малотоксичного сжигания топлива.

Выбор газотурбинного агрегата для модернизации действующей ПТУ и оценка тепловой экономичности полученной парогазовой установки со сбросом газов в котел могут быть осуществлены следующим образом. Оценивают вызываемое частичным вытеснением регенерации ухудшение тепловой экономичности турбины и снижение расхода топлива в котле при работе в составе ПГУС. Анализ данных расчетов ряда турбоустановок показывает, что 50 %-ное вытеснение верхних регенеративных отборов приводит к увеличению удельного расхода теплоты на турбину на 2,5–3 %. Мощность турбоустановки может быть принята такой же, как до модернизации. Расход топлива в котле уменьшается на 15–20 % вследствие подачи большого количества теплоты с выхлопными газами ГТУ.



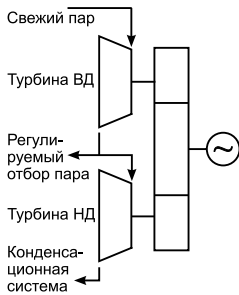
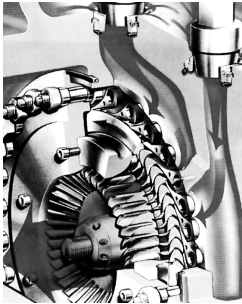
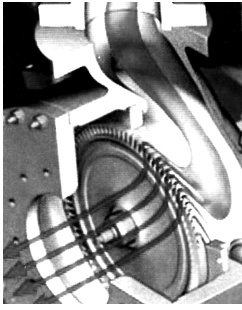
## **ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ МАЛОЙ МОЩНОСТИ МОДУЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ**

Два крупнейших европейских производителя паровых турбин Siemens и Alstom представили на рынке серии паровых турбин малой мощности модульной конструкции для применения в когенерационных системах и в качестве механического привода. Предприятие Siemens Turbomachinery Equipment (STE), Германия выпускает два класса промышленных паровых турбин: одноступенчатые турбины и их комбинации (диапазон мощности от 45 кВт до 10 МВт) и многоступенчатые (от 5 до 200 МВт). Одноступенчатые паровые турбины производства STE – это турбины активного типа. В данных турбинах используется консольная конструкция ротора, т. е. рабочее колесо турбины консольно располагается по отношению к корпусу подшипников. При этом вал ротора турбины одновременно является и шестерней редуктора, т. е. применяется встроенный редуктор. Применяются как осевые, так и радиальные (центростремительные) турбины. Диски рабочих колес вместе с лопатками изготавливаются из цельнокованных заготовок. Выпускаются серии SST-050, SST-060, SST-110 (TWIN), SST-120 (Tandem); турбины серии SST-050 предназначены для механического привода и здесь не рассматриваются. Каждая серия имеет свои конструктивные особенности, различный диапазон мощностей, входные и выходные параметры пара. Паровые турбины STE сочетают в себе преимущества применения элементов как индивидуального исполнения (рабочие колеса, колеса редуктора), так и различных стандартных элементов (корпуса турбин и редукторов, подшипники, рамы, вспомогательное оборудование). В пределах серии используются стандартные элементы – корпуса, подшипники, уплотнения и др. Характеристики ПТ серии SST-060 приведены в таблице.

Показатель	CFA4	AFA 3,5	AFA4	AFA 6	AFR3	CFR3	CFR5
Мощность, кВт	1600	600	2200	6000	1500	2500	6000
Скорость вращения, об/мин	10 500	13 600	18 000	11 400	24 900	24 900	16 000
Давление свежего пара, МПа	4,1	10,1	13,1	4,1	6,5	6,5	6,5
Температура свежего пара, °С	450	500	530	450	480	480	480
Давление на выходе, МПа	0,1–1,7	0,1–1,7	0,008–2,5	0,008–1,1	0,1–1,7	0,1–1,7	0,1–1,1

Турбины типа CFA и AFA – осевые, одноступенчатые, могут быть и противодавленческими, и конденсационными. Основное отличие турбин этого типа заключается в том, что в конструкции CFA используется двухвенечное рабочее колесо типа «Кертиса», а в конструкции AFA – одновенечное. Турбины типа AFR и CFR – радиальные (центростремительные), одноступенчатые. Они бывают только с противодавлением, работают на перегретом паре и применяются в случае большого перепада давлений между входом и выходом турбины. В диапазоне мощности до 5 МВт эффективность противодавленческой одноступенчатой турбины приближается к эффективности многоступенчатой. В паровых турбинах STE, в зависимости от условий объекта, может быть использовано как сопловое парораспределение, так и дроссельное.

В серии SST-110 (компоновка типа TWIN) две одноступенчатые турбины вышеуказанных серий соединены с генератором через один редуктор с параллельными валами. Турбины могут соединяться между собой по пару как



Одноступенчатая осевая и радиальная ПТ и схема SST-110 TWIN фирмы STE.

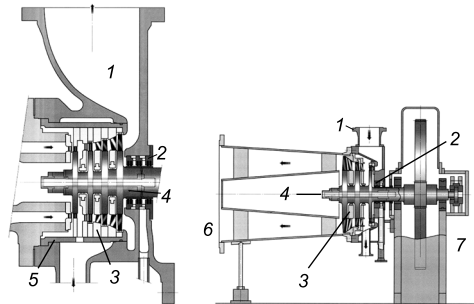
Максимальная мощность в конденсационном режиме 9 МВт при параметрах пара 5 МПа/450 °С и расходе 15 кг/с.

Возможен отбор пара при давлении 2 МПа. В режиме противодавления используется только модуль ТВД с давлением на выхлопе 0,8 МПа и температурой 250 °С. Для удовлетворения разнообразных требований потребителей выпускается четыре вида модуля ТВД и три вида модуля ТНД. Две противодавленческие модели ST1 мощностью по 3,3 МВт эксплуатируются на ПО «Беларуськалий».

последовательно, так и параллельно. Максимальная мощность – 5 МВт. Возможные параметры на входе, выходе, в отборах паровых турбин определяются параметрами одноступенчатых турбин, входящих в состав турбоустановки. Паровые турбины типа TWIN могут быть и противодавленческими, и конденсационными и, соответственно, снабжать паром с регулируемым давлением как одного, так и двух потребителей.

Самой универсальной серией паровых турбин является установка SST-120 (типа Tandem), две турбины приводят во вращение один генератор – каждая через свой редуктор. Генератор при этом располагается между турбинами и имеет два выходных конца ротора. Турбоустановки могут состоять не только из двух одноступенчатых турбин, но включать в себя и турбины TWIN. Мощность такой турбоустановки составляет до 10 МВт, при этом она может снабжать паром с регулируемым давлением до трех различных потребителей. Консольная конструкция ротора позволяет осуществлять быстрый пуск установки из холодного состояния до режима рабочих оборотов без предварительного прогрева. Время пуска ограничивается только массовым моментом инерции вращающихся частей и составляет, как правило, около 10 секунд. Общий установленный срок службы турбин STE составляет 25 лет. Установленные сроки службы элементов турбоустановки (при работе на чистом паре) составляют: угольных кольцевых уплотнений вала – 25 000 ч; лабиринтных уплотнений вала – 50 000 ч; подшипников, рабочего колеса турбины, колес редуктора – 100 000 ч (капитальный ремонт через 100 тыс. ч работы).

Компоновка типа TWIN используется и в паротурбинной установке ST1 фирмы Alstom, при этом в качестве модулей применяются многоступенчатые ПТ: ТВД – 4-ступенчатая, включая регулируемую ступень, частота вращения 18 800 об/мин; ТНД – 3-ступенчатая при 10 000 об/мин.



Модульные ТВД и ТНД системы TWIN фирмы Alstom:

1 – корпус; 2 – уплотнение; 3 – диафрагмы; 4 – ротор; 5 – внутренний корпус; 6 – выхлопной диффузор; 7 – редуктор.

Правильность выбора ГТУ [2] проверяют по коэффициенту избытка воздуха в уходящих газах котла, который определяют из уравнения

$$\alpha_{yx} = G_r / [(B_{kc} + B_d)L^0], \quad (6.3)$$

где  $G_r$  – расход выхлопных газов за ГТУ, кг/с;  $B_d$  – расход топлива в котле надстройки после модернизации, кг/с;  $L^0$  – теоретический расход воздуха, необходимый для сжигания 1 кг топлива, кг/кг.

Приемлемое значение  $\alpha_{yx}$  свидетельствует о правильности выбора ГТУ. Коэффициент полезного действия модернизированной ТЭС можно рассчитать с помощью формулы (6.1), которую с учетом (6.3) для рассматриваемого случая можно записать в виде

$$\eta_{ПГУ} = \alpha_{yx} \eta_{ГТУ} (1 + \bar{N}_{пт}) / \alpha_{kc}, \quad (6.4)$$

где  $\bar{N}_{пт} = N'_{пт} / N_{ГТУ}$ ;  $N'_{пт}$  – мощность ПТУ после модернизации.

Для предварительной оценки КПД ПГУС после модернизации можно воспользоваться также диаграммой, приведенной на рис. 6.6.

Основной технико-экономический эффект, получаемый при модернизации ТЭС описанным способом, заключается в существенном повышении тепловой экономичности действующих паротурбинных установок. Так, модернизация газомазутного паротурбинного блока мощностью 200 МВт путем надстройки его газотурбинным агрегатом ГТ-45-850 может обеспечить увеличение его КПД на 10 %. Т. к. удельная стоимость ГТУ ниже, чем ПТУ, то удельная стоимость ПГУС, как правило, ниже, чем ПТУ до модернизации.

Из изложенного видно, что технико-экономическая эффективность модернизации действующих паротурбинных установок ТЭС с помощью надстройки их газотурбинным агрегатом по схеме со сбросом газов в котел не вызывает сомнения. Следует отметить одно немаловажное обстоятельство способствующее решению упомянутой проблемы. Оно заключается в том, что при подаче в котел выхлопных газов ГТУ вместо подогретого воздуха расход топлива в нем снижается на величину, соизмеримую с расходом топлива в ГТУ. Так, при объединении ГТ-35-770, расход газотурбинного топлива которой равен 11 т/ч, с паротурбинным блоком мощностью 200 МВт в составе ПГУС расход мазута в котле упомянутого блока снижается с 52 до 44 т/ч, т. е. на 8 т/ч. Следовательно, модернизация ТЭС по схеме со сбросом газов в котел может быть осуществлена практически без выделения дополнительного жидкого топлива или природного газа, а потребуются, главным образом, его перераспределение между ПТУ и ГТУ.

## 2.2. Выбор ГТУ для сбросной схемы

Достоинством сбросной схемы является возможность использования существующего оборудования (котлов и турбин) после модернизации, что сокращает затраты по сравнению со строительством новой ПГУ и позволяет сохранить имеющийся опыт эксплуатации. Однако при этом необходимы проектные работы по изменению хвостовых поверхностей котла, уплотнению топки газохода, замене дымососов, а также по организации подачи газа из ГТУ [4].

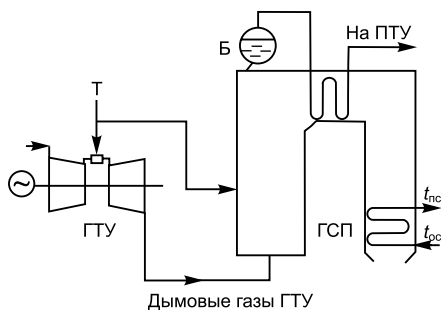


Рис. 6.7. Сбросная схема ПГУ [4]: Б – барабан котла; ПТУ – паротурбинная установка; ГСП – газовый подогреватель сетевой воды;  $t_{пс}$  – температура прямой сетевой воды;  $t_{ос}$  – температура обратной сетевой воды; Т – топливо.

60-130/13. Для работы турбины в наиболее экономичном режиме требуется, чтобы параметры пара на выходе из котла (давление, температура) были близки к номинальным ( $p_0 = 13$  МПа,  $t_0 = 560$  °С). Поэтому в первую очередь необходимо проанализировать возможность реконструкции котла для работы по сбросной схеме с целью обеспечения выработки пара требуемых параметров. При этом следует учесть, что, во-первых, котел должен быть газоплотным, так как он будет работать под давлением. Во-вторых, отпадает необходимость в воздухоподогревателе. При его удалении для снижения температуры уходящих газов в схему котла вводится газовый подогреватель сетевой воды. Кроме того, в связи с уменьшением температуры газов в топке котла происходит перераспределение теплоты по поверхностям нагрева. Для восстановления прежнего распределения поверхность экономайзера должна быть уменьшена, хотя с учетом ввода ГСП суммарная площадь хвостовых поверхностей увеличивается. Размеры остальных поверхностей нагрева оставлены без изменений.

Рассматриваются варианты сброса в котел дымовых газов с одной ГТУ типа V64.3A, двух ГТУ этого же типа и одной ГТУ типа ГТЭ-115 (проекта АО «Турбоатом»). Для уменьшения температуры уходящих газов до допустимых значений площади хвостовых поверхностей нагрева подбирались для каждого из трех варианта отдельно. Необходимо отметить, что ГТУ V64.3A имеет температуру газов на выходе 573 °С, а ГТУ ГТЭ-115 – 512 °С. При таких температурах обеспечить температуру пара, равную 560 °С, невозможно без дожигания топлива в котле.

В табл. 6.3 и на рис. 6.8 приведены результаты расчета котла при различных долях расхода дожигаемого топлива. Значение расхода топлива складывается из расхода топлива, подаваемого в ГТУ, и расхода топлива, дожигаемого в топке котла. Отметим, что температура уходящих газов слабо зависит от доли дожигаемого топлива, что определяется большими площадями поверхностей нагрева и наличием ГСП.

Требуемая температура свежего пара достигается при следующих значениях коэффициента дожигания топлива  $\beta = B_d/B_{кв}$ : вариант с одной ГТУ

Следует отметить, что КПД котла, используемого в качестве утилизатора (в том числе и при сбросной схеме ПГУ), будет меньше, чем КПД обычных энергетических котлов. Это связано со снижением входной температуры газов (от 1800 до 600 °С) при примерно одинаковой температуре уходящих газов. Дожигание топлива повышает КПД котла-утилизатора, однако при этом общий КПД установки в некоторых случаях может снизиться.

Ниже будет проанализирована принципиальная возможность применения сбросной схемы (рис. 6.7) при модернизации стандартного оборудования – котла ТГМ-84Б и паровой турбины ПТ-

V64.3A – 0,32, с двумя ГТУ V64.3A – 0,29, с одной ГТУ ГТЭ-115 – 0,35. При этом расходы пара  $D_{п}$  составили соответственно 190, 320, 350 т/ч. Таким образом, обеспечить пар с требуемыми параметрами ( $t_0 = 565 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $D_{п} = 380 \text{ т/ч}$ ) могут варианты с одной турбиной ГТУ ГТЭ-115 и с двумя турбинами V64.3A (см. рис. 6.8). Одним из основных требований к котлу при использовании сбросной схемы является обеспечение допустимого аэродинамического сопротивления (из-за ограничений на противодавление за ГТУ). В табл. 6.4 приведены результаты аэродинамического расчета газового тракта котла. Видно, что основное аэродинамическое сопротивление приходится на ГСП и экономайзер (порядка 50 и 30 % соответственно).

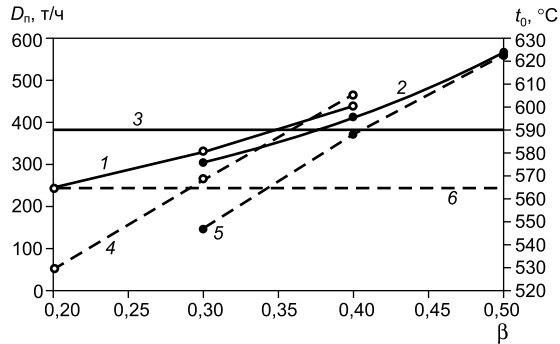


Рис. 6.8. Результаты расчета котла при различной доле дожигаемого топлива [4]:  
 1 –  $D_{п}$ , V64.3A; 2 –  $D_{п}$ , ГТЭ-115; 3 –  $D_{п}$ ; 4 –  $t_0$ , V64.3A; 5 –  $t_0$ , ГТЭ-115; 6 –  $t_0$ .

Таблица 6.3

**Результаты расчета котла при различной доле дожигаемого топлива**

Суммарный расход топлива в КС, м <sup>3</sup> /ч	Доля дожигаемого топлива	Расход пара $D_{п}$ , т/ч	Температура свежего пара, $t_0$ , °C	Температура уходящих газов, $\theta_{yx}$ , °C	Коэффициент избытка воздуха, $\alpha_{yx}$
<b>Одна ГТУ V64.3A</b>					
26 934	0,2	143,0	515,8	95,6	2,2
30 782	0,3	185,0	553,6	96,6	2,0
35 912	0,4	242,0	589,2	97,2	1,7
<b>Две ГТУ V64.3A</b>					
53 869	0,2	249,1	530,8	99,7	2,3
61 564	0,3	327,2	568,2	101,1	2,0
71 825	0,4	432,7	603,3	102,1	1,7
<b>Одна ГТУ ГТЭ-115</b>					
61 466	0,3	300,0	547,3	103,1	2,1
71 710	0,4	403,0	586,7	105,0	1,8
86 052	0,5	552,3	619,7	106,4	1,5

Сопротивления испарителя и пароперегревателя соответствуют проектным значениям и составляют в сумме около 20 % общего аэродинамического сопротивления котла. Поэтому, при выборе конструкции ГСП и модернизации экономайзера следует учесть необходимость снижения их аэродинамического сопротивления.

Таблица 6.4  
Аэродинамические сопротивления газового тракта при  $\beta = 0,3$

Количество и тип ГТУ	Аэродинамическое сопротивление, кПа		
	газового тракта котла	ГСП	экономайзера
1×V64.3A	1,93	0,98	0,63
2×V64.3A	6,60	3,50	2,10
1×ГТЭ-115	8,27	4,74	2,37

Для вариантов с одной ГТУ ГТЭ-115 и с двумя ГТУ V64.3A были проведены расчеты режимов работы при 100 %-ной их нагрузке для различных температур наружного воздуха. Для варианта с двумя ГТУ V64.3A были также рассчитаны 70- и 50 %-ные нагрузки, при этом на 50 %-ной нагрузке для обеспечения требуемой температуры пара доля дожигаемого топлива была увеличена до 0,35.

Для ГТУ ГТЭ-115 при росте температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  температура свежего пара  $t_0$  практически постоянна и лишь при низких значениях  $t_{нв}$  несколько уменьшается; температура  $\theta_{yx}$  уходящих газов с ростом  $t_{нв}$  несколько снижается. Поддерживать температуру свежего пара можно, изменяя долю дожигаемого топлива или применяя впрыск воды. Во всех случаях помимо изменения температуры свежего пара изменяется и его расход, температура уходящих газов, КПД турбины, так что определение оптимальной доли дожигаемого топлива требует моделирования всего блока газовой турбина–котел–паровая турбина.

При работе котла с двумя ГТУ V64.3A (рис. 6.9) температура свежего пара остается практически постоянной во всем диапазоне температур наружного воздуха (своя для каждой нагрузки турбин). Температура уходящих газов, как и для турбины ГТЭ-115, несколько снижается при росте температуры наружного воздуха.

Паропроизводительность зависит от расхода топлива и температуры газов за газовой турбиной, при увеличении температуры наружного воздуха расход

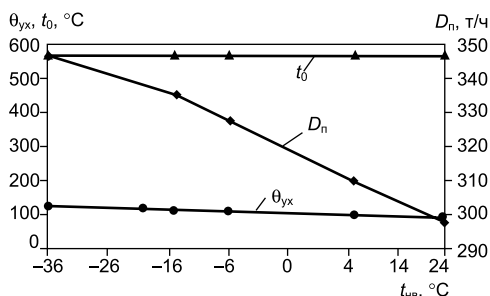


Рис. 6.9. Зависимость расхода  $D_p$ , температуры  $t_0$  свежего пара и температуры  $\theta_{yx}$  уходящих газов котла от температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  (две ГТУ V64.3A) [4].

топлива уменьшается, а температура газов за турбиной растет. При 100- и 70 %-ной нагрузке уменьшение расхода топлива превалирует над увеличением температуры и расход пара падает. На 50 %-ной нагрузке сильно меняется температура газов за ГТУ и расход пара возрастает.

Удельный расход топлива на выработку электроэнергии (без учета расходов на собственные нужды) при работе паровой турбины в конденсационном режиме составит: у энергоблока ПТ-60-130/13 около 350, у

ПГУ 265 г/кВт·ч. При работе паровой турбины по тепловому графику удельный расход следующий: 190 г/кВт·ч у блока ПТ-60-130/13 и 200 г/кВт·ч у сбросной схемы. Показатели модернизированного блока будут существенно улучшены при работе на режимах близких к конденсационному, и практически не изменяются при работе по тепловому графику.

В табл. 6.5 приведены основные результаты теплового расчета ПГУ-40 для ЮЗК в неотапительном режиме с чисто конденсационной нагрузкой паровой турбины [3]. При использовании ГТУ-16 примерно 30 % уходящих газов направляется помимо топки в конвективную часть котла с дальнейшей утилизацией в газодынных теплообменниках при практически полном вытеснении регенерации паровой турбины и соответствующем увеличении ее мощности.

Таблица 6.5

**Основные характеристики ПГУ-40 при различной мощности ГТУ и температуре наружного воздуха +15 °С**

Показатель	ПГУ-40 с ГТУ-16	ПГУ-33 с ГТУ-8
Мощность ГТУ, брутто, МВт	15,5	7,4
КПД ГТУ, брутто, %	32,6	32,6
Температура за ГТУ, °С	432	496
Расход выхлопных газов ГТУ, кг/с	71,0	33,0
Мощность паровой турбины на конденсационном режиме, МВт	32,0	31,0
Расход топлива в ГТУ, т у. т./ч	5,7	2,8
Расход топлива в котел, т у. т./ч:		
– автономный режим	14,5	14,5
– режим ПГУ	11,5	12,6
Байпасируемый расход выхлопных газов ГТУ, кг/с	23,8	–
Расход добавочного воздуха, кг/с	–	19,8
Температура уходящих газов за котлом, °С	125,0	120,0
Расход уходящих газов за котлом, кг/с	73,0	49,2
Мощность ПГУ, брутто, МВт	47,5	38,4
КПД ПГУ, брутто, %	34,0	30,6
КПД ПСУ в автономном режиме, %	28,0	28,0
Повышение КПД (абс.) ПГУ по сравнению с автономной ПСУ, %	6,0	2,6

В варианте с ГТУ мощностью 8 МВт обеспечивается полное выгорание топлива в котле. Однако при этом вытесняется только 50 % регенерации паровой турбины. При ГТУ-16 удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении возрастает до 470 кВт/МВт<sub>т</sub> против 379 кВт/МВт<sub>т</sub> для ПТУ. Теплофикационная турбина Т-25/30-3,4 рассчитана для работы с котлом НПГ-160 с расходом свежего пара 160 т/ч и отпуском пара потребителю до 150 т/ч. Система регенеративного подогрева отсутствует. Максимальная мощность

турбины на конденсационном режиме – 31, на теплофикационном – 25 МВт. Предусмотрена возможность использования воздушного конденсатора, позволяющего устанавливать турбину в маловодных и безводных районах на стесненных площадках.

### 2.3. Блок ПГУ(с) как надстройка для модернизации действующих ТЭС [2]

Достаточно распространенным способом модернизации устаревших ТЭС с помощью парогазового цикла является надстройка действующих паротурбинных установок, работающих при низких и средних параметрах пара, парогазовыми установками высоких параметров. Этот способ аналогичен известному способу модернизации ТЭС путем надстройки паротурбинных установок с низкими и средними параметрами пара паровыми котлами и противодавленческими турбинами с высокими начальными параметрами пара. Распространению этого способа способствует то обстоятельство, что долговечность паротурбинных установок как правило выше, чем котельных агрегатов.

В рассматриваемом способе парогазовая надстройка содержит ГТУ, выхлопные газы которой сбрасываются в паровой энергетический котел надстройки и далее в атмосферу; часть теплоты этих газов, теряемую с уходящими газами котла, учитывает КПД котла надстройки  $\eta_k^H$ . Противодавленческая паровая турбина (ППТ) питается паром высоких параметров от этого котла. Выхлоп ППТ соединяется с входным патрубком действующей ПТУ, причем в случае необходимости возможен перегрев этого пара до температуры, номинальной для ПТ модернизируемого энергоблока.

В расчетах принято, что в надстройке ПТ-блока используется природный газ. Паровой котел энергоблока демонтируется и заменяется энергетическим паровым котлом надстройки с более высокими параметрами пара. Основные энергетические показатели такой парогазовой надстройки связаны друг с другом следующим уравнением:

$$(B_{\text{кс}} + B_{\text{к}}^H) Q_{\text{п}}^H \eta_{\text{к}}^H \eta_{\text{тр}} = N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ППТ}} + Q_{\text{дпт}}, \quad (6.5)$$

где  $B_{\text{кс}}$  и  $B_{\text{к}}^H$  – топливо ГТУ и парового котла надстройки;  $\eta_{\text{к}}^H$  – КПД котла надстройки;  $\eta_{\text{тр}}$  – КПД транспорта тепла;  $N_{\text{ГТУ}}$  и  $N_{\text{ППТ}}$  – мощность ГТУ и ППТ;  $Q_{\text{дпт}}$  – теплота, отводимая из надстройки к действующей ПТУ.

Уравнение (6.5) записано с учетом того, что мощность в надстройке вырабатывается без потерь в холодном источнике. Отработавший в ППТ пар отводится к действующей паротурбинной установке, которая выполняет роль части среднего и низкого давления. Величины, входящие в уравнение (6.5) определяют следующим образом. Известными являются показатели ПТУ модернизируемого блока: мощность  $N_{\text{дпт}}$ , КПД паросилового цикла  $\eta_{\text{пс}}$  и параметры пара ( $p_{\text{пс}}$ ,  $t_{\text{пс}}$ ). Необходимо выбрать ГТУ, а также мощность  $N_{\text{ППТ}}$  и начальные параметры пара  $p_0^H$  и  $t_0^H$  паровой противодавленческой турбины надстройки.

Количество теплоты, отводимой из надстройки к действующей ПТУ, равно  $Q_{\text{дпт}} = D_{\text{дпт}}(i_{\text{пс}} - i_{\text{пв}})$ . Задавшись параметрами регенеративных отборов, определяют отборы пара на подогрев питательной воды  $D_{\text{отб}}$  и расход пара на ППТ. Будем полагать, что ППТ имеет один регенеративный отбор, к которому подключен деаэратор. Пар на деаэратор берется из выхлопного трубо-



провода ППТ. Расход пара через ППТ в этом случае равен  $D_{\text{ППТ}} = D_{\text{дпт}} + D_{\text{отб}}$ . С учетом действующих стандартов выбирают начальные параметры пара противоавтоматической турбины. Давление пара после ППТ известно: оно равно начальному давлению действующих ПТУ. Зная внутренний относительный КПД аналогичных турбин, определяют внутренний теплоперепад в противоавтоматической турбине  $H_i$ , энтальпию в конце процесса расширения  $i_2$  и мощность ППТ  $N_i = H_i(D_{\text{дпт}} + D_{\text{отб}})$ . Затем устанавливают необходимость перегрева отработавшего в противоавтоматической турбине пара и количества теплоты, требуемой для этого перегрева  $Q_{\text{пп}} = (i_{\text{пе}} - i_2)D_{\text{дпт}}$ .

Из имеющихся типоразмеров энергетических ГТУ выбирают газотурбинный агрегат для надстройки, получая при этом  $N_{\text{ГТУ}}$ ,  $B_{\text{кв}}$ ,  $G_{\text{г}}$ ,  $\eta_{\text{ГТУ}}$ . В уравнении (6.5) остаются неизвестными только две величины:  $B_{\text{к}}^{\text{н}}$  и  $\eta_{\text{к}}^{\text{н}}$ .

Суммарное количество топлива, сжигаемого в ГТУ и котле надстройки, равно  $B_{\text{кв}} + B_{\text{к}}^{\text{н}} = G_{\text{г}}/(L^0 \alpha_{\text{ух}})$ . Подставив это значение в уравнение (6.5), получим выражение для определения коэффициента избытка воздуха в уходящих газах котла надстройки:

$$\alpha_{\text{ух}} = G_{\text{г}} Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{к}}^{\text{н}} \eta_{\text{тр}} / [L^0 (N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ППТ}} + Q_{\text{дпт}})]. \quad (6.6)$$

Обозначив  $N_{\text{дпт}}/N_{\text{ГТУ}} = \bar{N}_{\text{дпт}}$  и  $N_{\text{ППТ}}/N_{\text{ГТУ}} = \bar{N}_{\text{ППТ}}$  и учитывая, что  $N_{\text{ГТУ}} = B_{\text{кв}} Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{ГТУ}}$  и  $N_{\text{дпт}} = Q_{\text{дпт}} \eta_{\text{пц}}$  – мощность паротурбинного энергоблока до надстройки, уравнение (6.6) запишем в виде

$$\alpha_{\text{ух}} = \eta_{\text{к}}^{\text{н}} \eta_{\text{тр}} \alpha_{\text{ГТУ}} / [\eta_{\text{ГТУ}} (1 + \bar{N}_{\text{ППТ}} + \bar{N}_{\text{дпт}} / \eta_{\text{пц}})]. \quad (6.7)$$

В уравнении (6.7) неизвестной величиной является только КПД котла надстройки. Этот КПД при прочих равных условиях однозначно определяется потерей теплоты с уходящими газами, которая зависит главным образом от  $\theta_{\text{ух}}$  и  $\alpha_{\text{ух}}$ . В связи с этим  $\alpha_{\text{ух}}$  устанавливают последовательным приближением. Задав  $\theta_{\text{ух}}$  и  $\alpha_{\text{ух}}$ , определяют величину  $\eta_{\text{к}}^{\text{н}}$ , которую подставляют в уравнение (6.7). Второе приближение дает, как правило, достаточно точное совпадение величин.

Коэффициент полезного действия ПГУ-надстройки сбросного типа описывается следующим уравнением:

$$\eta_{\text{ПГУ}} = (N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ППТ}} + N_{\text{дпт}}) / (B_{\text{кв}} + B_{\text{к}}^{\text{н}}) Q_{\text{н}}^{\text{п}}. \quad (6.8)$$

С учетом уравнений (6.5) и (6.7) формулу (6.8) можно записать в виде

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \eta_{\text{к}}^{\text{н}} \eta_{\text{тр}} (1 + \bar{N}_{\text{ППТ}} + \bar{N}_{\text{дпт}}) / (1 + \bar{N}_{\text{ППТ}} + \bar{N}_{\text{дпт}} / \eta_{\text{пц}}). \quad (6.9)$$

На рис. 6.10 представлены полученные с помощью приведенной выше методики кривые зависимости относительной мощности  $\bar{N}_{\text{ПГУ}} = N_{\text{ПГУ}}/N_{\text{ГТУ}}$ , коэффициента избытка воздуха  $\alpha_{\text{ух}}$ , КПД ПГУ(с)  $\eta_{\text{ПГУ}}$  и температуры уходящих газов  $\theta_{\text{ух}}$  парогазовой установки модернизированной ТЭС от относительной мощности модернизируемого ПТУ-блока. Кружки на рисунке относятся к варианту модернизации ТЭС путем надстройки над действующими ПТУ газотурбинной установки с котлом-утилизатором без дожигания в нем топлива (вариант ГТУ–КУ). Паровая противоавтоматическая турбина в этом варианте отсутствует.

При построении кривых приняты следующие исходные данные. Начальные параметры пара действующей части ТЭС:  $p_{\text{пе}} = 3,9$  МПа;  $t_{\text{пе}} = 440$  °С. Коэффициент полезного действия  $\eta_{\text{ПТУ}}$  (брутто) этой части равен 0,267. На-

чальные параметры надстройки стандартные:  $p_0^H = 12,7$  МПа,  $t_0^H = 540$  °С. В качестве газотурбинной части надстройки принята ГТ-45-850 АО «Турбоатом», начальная температура газов которой равна 852 °С. Топливом является природный газ:  $Q_H^P = 42\,699$  кДж/кг. Изменение основных показателей ПГУ (т. е. модернизированного энергоблока) получали путем изменения относительной мощности действующей ПТУ  $\bar{N}_{\text{дпт}}$ .

В варианте с ГТУ-КУ принято, что на выхлопе ГТ-45-850 установлен котел-утилизатор двух давлений пара: в контуре ВД генерируется пар для действующей ПТУ, а в контуре НД – для деаэратора.

Анализ рис. 6.10 позволяет отметить следующее. Увеличение относительной мощности действующей ПТУ приводит к росту мощности и КПД парогазовой установки. При повышении  $\bar{N}_{\text{дпт}}$  от 1,1 до 3,3  $\bar{N}_{\text{ПГУ}}$  возрастает с 2,5 до 5,6, т. е. от 115 до 255 МВт, а  $\eta_{\text{ПГУ}}$  – с 36 до 38,5 %. Увеличение КПД объясняется тем, что с ростом относительной мощности действующей ПТУ существенно снижаются температура и коэффициент избытка воздуха в уходящих газах надстройки. Уменьшение  $\theta_{\text{ух}}$  и  $\alpha_{\text{ух}}$  приводит к росту КПД котла  $\eta_K^H$ , от которого прежде всего и зависит КПД ПГУ (модernизированного блока [см. формулу (6.9)]).

При повышении  $\bar{N}_{\text{дпт}}$  с 1,1 до 3,3  $\theta_{\text{ух}}$  снижается с 272 до 127 °С, а  $\alpha_{\text{ух}}$  с 2,3 до 1,15. Мощность паровой противодавленческой турбины при этом увеличивается с 19,5 до 58,4 МВт.

При модернизации ТЭС путем надстройки парогазовой установкой с котлом-утилизатором без дожигания топлива относительная мощность действующей ПТУ 0,66 (30 МВт), а суммарная мощность ГТУ-КУ 75 МВт. Коэффициент полезного действия этой установки 41,5 %. В рассматриваемом случае ГТУ-КУ работает по полностью бинарному циклу. Эффективность такой модернизации определяется главным образом снижением удельной стоимости ПГУ, а также тепловой схемой и составом оборудования надстройки. По сравнению с созданием новой парогазовой ТЭС модернизация действующей ТЭС путем парогазовой надстройки способна обеспечить существенную экономию приведенных затрат, которая может достигать 25 %. Наиболее вероятная экономия 5–10 %.

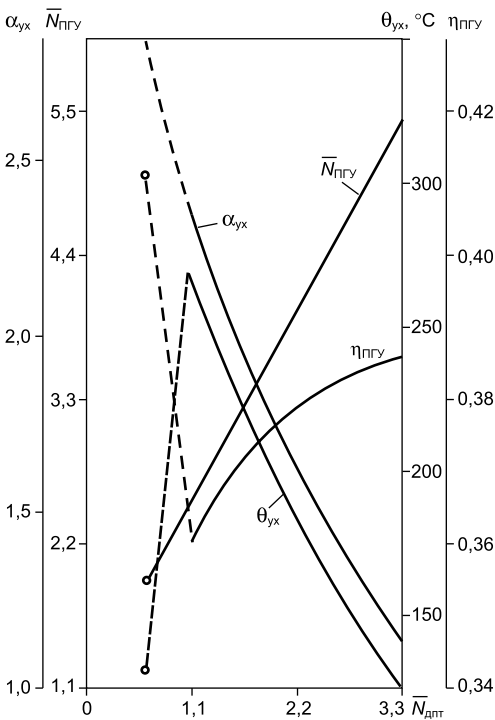


Рис. 6.10. Зависимость относительной мощности, коэффициента избытка воздуха, КПД и температуры уходящих газов ПГУ от относительной мощности действующей (до модернизации) ПТУ [2].

### 3. ПАРОГАЗОВЫЕ ТЭЦ СБРОСНОЙ СХЕМЫ

Одной из наиболее эффективных областей применения парогазовых установок являются ТЭЦ, что объясняется следующими основными преимуществами теплофикационных ПГУ перед теплофикационными ПТУ:

- существенно большей выработкой электроэнергии на тепловом потреблении, а значит, и более высокой тепловой экономичностью;
- большей гибкостью в принятии различных сочетаний тепловой и электрической нагрузки;
- меньшим вредным воздействием на окружающую среду, что очень важно для ТЭЦ, размещаемых, как правило, внутри жилых районов.

Перечисленными достоинствами ПГУ и объясняется тот факт, что в странах северной Европы, где получило распространение централизованное снабжение потребителей теплотой, создано несколько высокоэкономичных теплофикационных парогазовых блоков. Единичная мощность теплофикационных паротурбинных блоков существенно меньше, чем конденсационных. Это общее положение справедливо и для парогазовых блоков.

**Реконструкция Южной ТЭЦ г. С.-Петербурга по сбросной схеме.** В 1992 году было разработано технико-экономическое обоснование на реконструкцию третьего энергоблока Южной ТЭЦ по сбросной схеме с применением ГТУ GT8C. По своей мощности (53 МВт) и благодаря компактной планировке эта турбина целиком помещалась в существующем котельном отделении.

Сущность проекта состояла в том, чтобы без значительных капитальных затрат увеличить электрическую и тепловую мощность стандартного паросилового блока «турбина-котел» путем надстройки ГТУ соответствующей мощности, а также значительно снизить выбросы оксидов азота. К настоящему времени это единственная в России работающая ПГУ сбросного типа. Такая схема может быть использована на стандартных паросиловых блоках, поскольку, в отличие от строительства ПГУ «с нуля», требует значительно меньших капитальных затрат. Монтаж установки начался в 1996 г., а ввод в эксплуатацию состоялся в декабре 1999 г. В объем поставки, помимо стандартного оборудования газотурбогенератора, входили дожимная компрессорная станция и специальное шиберное устройство для перепуска выхлопных газов турбины. GT8C входит в состав третьего энергоблока, оборудованного паровой турбиной Т-250/300-240 УТЗ мощностью 250 МВт и паровым котлом ТГМП-314 производительностью 1000 т/ч. Выхлопные газы (около 516 °С при стандартных условиях) из турбины смешиваются в специальной камере с нагнетаемым воздухом и с температурой не более 420 °С поступают в паровой котел. Таким образом, на Южной ТЭЦ реализована схема ПГУ сбросного типа. В результате проведенной реконструкции электрическая мощность третьего энергоблока Южной ТЭЦ выросла на 50 МВт, тепловая – на 60 Гкал/ч. Выбросы оксидов азота снижены примерно в два раза.

**Реконструкция Тюменской ТЭЦ-1.** По решению РАО «ЕС России» осуществляется первая очередь реконструкции и техперевооружения Тюменской ТЭЦ-1, путем создания теплофикационного энергоблока ПГУ-190/220 [5]. Реализуемый энергоблок является первой в России полномасштабной парогазовой установкой по сбросной схеме на современном оборудовании: ГТУ

V64.3A фирмы Siemens мощностью 66 МВт; паровой турбине Т-130/160-12,8 УТЗ мощностью 130 МВт; паровом котле Е-500 ТКЗ. Принципиальная тепловая схема теплофикационного парогазового блока показана на рис. 6.11. Согласно тепловой схеме выхлопные газы ГТУ используются в качестве окислителя для сжигания топлива в топке энергетического котла. Газовая турбина V64.3A представляет собой одновальную стационарную конструкцию, оснащенную кольцевой камерой сгорания с гибридными горелками, обеспечивающими возможность сжигания широкого спектра низко- и высококалорийного газового и жидкого топлива. ГТУ имеет КПД 35,8%, расход и температура выхлопных газов составляет соответственно 192 кг/с и 576 °С (при условиях ISO). При впрыске в камеру сгорания обессоленной воды обеспечивается содержание  $\text{NO}_x$  в выхлопных газах 25 ppm.

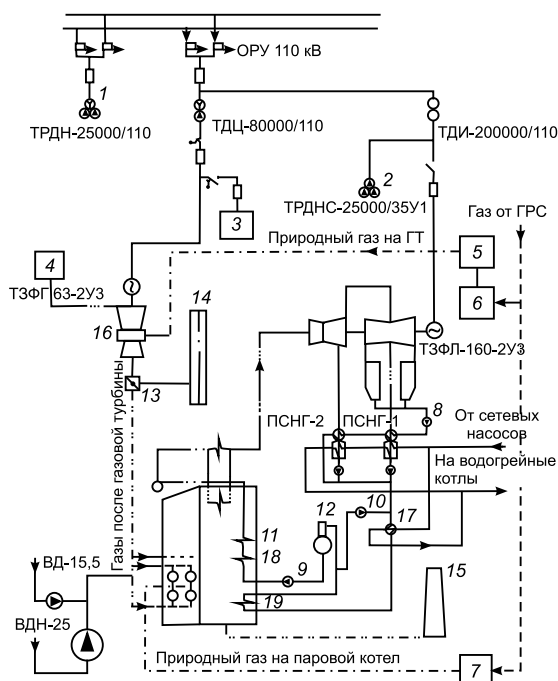


Рис. 6.11. Принципиальная схема блока ПГУ Тюменской ТЭЦ-1 [5]: 1 – резервный трансформатор; 2 – трансформатор собственных нужд; 3 – тиристорное пусковое устройство; 4 – комплексная воздухоохладительная установка; 5 – газодожимной компрессор; 6 – пункт подготовки газа; 7 – газораспределительный пункт; 8 – конденсатный электронасос; 9 – питательный электронасос; 10 – насос рециркуляции ВВТО; 11 – водяной экономайзер; 12 – деаэратор; 13 – перекидной шибер; 14 – байпасная дымовая труба ГТ; 15 – дымовая труба; 16 – ГТУ V64.3A; 17 – ВВТО; 18 – ГВП ВД; 19 – ГВП НД; ВД – вентилятор дутьевой; ВДН – вентилятор дутьевой напорный; ГРС – газораспределительная станция.

Паровой котел Е-500-13,8-560ГН производства ТКЗ «Красный котельщик» (модель ТГЕ-435/ПГУ) предназначен для получения перегретого пара давлением 13,8 МПа с температурой перегрева 560 °С. Котел с естественной циркуляцией, однобарабанный, в газоплотном исполнении для работы под наддувом, имеет П-образную сомкнутую компоновку поверхностей нагрева и состоит из топочной камеры и опускного конвективного газохода. В опускном газоходе последовательно по ходу газов расположены три ступени конвективного пароперегревателя, водяной экономайзер и газоводоподогреватель высокого давления (ГВП ВД), а также газоводоподогреватель низкого давления (ГВП НД), предназначенные для подогрева конденсата паровой турбины перед деаэратором.

Для отвода избыточной теплоты ГВП НД и исключения кипения конденсата в его поверхностях в основную схему введен промежуточный контур циркуляции конденсата, с помощью которого избыточная теплота от основного конденсата через водоводяной теплообменник (ВВТО) передается сетевой воде. В контуре циркуляции конденсата предусмотрена установка насосов. Отвод теплоты от конденсата в теплообменник позволяет поддерживать на выходе ГВП НД температуру не выше 155 °С. По сетевой воде включение ВВТО выполнено параллельно совмещенному горизонтальному подогревателю сетевой воды и подогревателю сетевой воды низкого давления (ПСНГ).

Выхлопные газы от газовой турбины подаются к горелкам и соплам котла. Дутьевой вентилятор обеспечивает растопку котла в автономном режиме без ГТУ. Основным и резервным топливом является природный газ. Техническая характеристика котла представлена в табл. 6.6.

Таблица 6.6

**Техническая характеристика котла Е-500-13,8-560ГН**

Показатель	Величина
Паропроизводительность, т/ч	500
Давление перегретого пара на выходе из котла, МПа	13,8
Температура питательной воды перед ГВП ВД, °С	168
Температура уходящих газов, °С	115
КПД (брутто), %	93,3

Паровая турбина типа Т-130/160-12,8 предназначена для привода турбогенератора и представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат, состоящий из однопоточного цилиндра высокого давления и двухпоточного цилиндра низкого давления. Она рассчитана для работы при следующих номинальных параметрах:

- абсолютное давление свежего пара перед стопорным клапаном ЦВД – 12,8 МПа;
- температура свежего пара перед стопорным клапаном ЦВД – 555 °С;
- расход свежего пара – 500 т/ч;
- расход охлаждающей воды, проходящей через конденсатор, – 16 000 м<sup>3</sup>/ч;
- среднее расчетное абсолютное давление в конденсаторе на конденсационном режиме при расчетной температуре охлаждающей воды 20 °С – 7,1 кПа.

Номинальная мощность турбины при номинальной суммарной тепловой нагрузке отопительных отборов 920 ГДж/ч составляет 133 МВт. Максимальная мощность турбины 162 МВт достигается на конденсационном режиме. Турбина имеет два теплофикационных отбора пара со следующими пределами регулирования абсолютного давления: верхний – от 0,078 до 0,245 МПа; нижний – от 0,029 до 0,147 МПа. Основные характеристики турбоагрегата представлены в табл. 6.7.

Регенеративный подогрев основного конденсата производится последовательно: в охладителе пара основных эжекторов, охладителе пара конечных уплотнений, ПСНГ и ГВП НД. В составе энергоблока ПГУ имеется один деаэратор

типа ДП-500 производительностью 500 м<sup>3</sup>/ч с деаэрационным баком емкостью 100 м<sup>3</sup>. Источником пара для питания деаэратора являются коллектор собственных нужд (КСН) и второй отбор турбины. Питание котла обеспечивается одним насосом с номинальной подачей 580 м<sup>3</sup>/ч питательной воды и номинальным напором 20 МПа. Узел питания котла предназначен для регулирования расхода питательной воды в зависимости от нагрузки котла и выполнен с основной и байпасной линиями. Газоводяной подогреватель высокого давления полностью вытесняет регенерацию высокого давления турбин.

Таблица 6.7

**Характеристики турбоагрегата Т-130/160-12,8**

Показатель	Режим работы ПГУ	
	теплофикационный	конденсационный
Мощность на клеммах генератора, МВт	133	162
Тепло, отдаваемое из отопительных отборов, ГДж/ч	920	–
Абсолютное давление в регулируемом отопительном отборе, МПа	0,089	–
Температура сетевой воды на входе в сетевой подогреватель, °С	49,3	–
КПД генератора, %	98,45	98,45
Удельный расход:		
– пара, кг/(кВт·ч)	3,75	3,08
– теплоты, ккал/(кВт·ч)	–	2037
Расход сетевой воды, м <sup>3</sup> /ч	5015	–

Пусковая схема блока ПГУ-190/220 выполнена однобайпасной, соединяющей главный паропровод с конденсатором турбины. На байпасе турбины установлено пускосбросное устройство (ПСБУ) пропускной способностью 375 т/ч. Технологической схемой предусмотрены байпасная дымовая труба и байпасный защитно-регулирующий клапан, которые позволяют осуществлять автономный запуск и автономную работу газовой турбины и обеспечивают работу паросиловой части в автономном режиме при ограниченной нагрузке котла (до 50 %). При этом котел работает на природном газе, а необходимый для горения воздух подается от дутьевого вентилятора. Схемные решения, принятые при разработке блока ПГУ-190/220, позволяют осуществить надежное регулирование блока в диапазоне нагрузок 50–100 % номинальной.

Газовая турбина V64.3A работает на топливном газе с  $p = 2,8$  МПа. Для очистки и коммерческого учета природного газа, который подается на площадку ТЭЦ от двух независимых источников давлением 1,2 МПа, организован пункт подготовки газа. Для повышения давления газа до 2,8 МПа используется компрессорная установка в блочно-контейнерном исполнении ЗГЦ2-38/9,5-КУ1 производства завода «Казанькомпрессормаш», обеспечивающая подачу топливного газа в ГТУ и имеющая собственную систему автоматизации, интегрированную в АСУ ТП энергоблока.

**Теплофикационная ПГУ сбросного типа мощностью 210/230 МВт.** ПГУ-210/230 (рис. 6.12) предназначена для технического перевооружения ТЭС и включает в себя: ГТУ-65; паровой котел типа Е-500-13,8-560 ГН; теплофикационную ПТ типа Т-130/160-12,8 [6]. В расчетах показателей установки использованы конструктивные характеристики котла, прототипом которого является однокорпусный барабанный котел ТГЕ-435/ПГУ блока № 1 Тюменской ТЭЦ-1, работающий на природном газе и под наддувом. Особенности, отличающими принятую в расчетах модификацию от исходной конструкции котла, являются уравновешенная тяга и подача всего расхода выхлопных газов ГТУ в горелки.

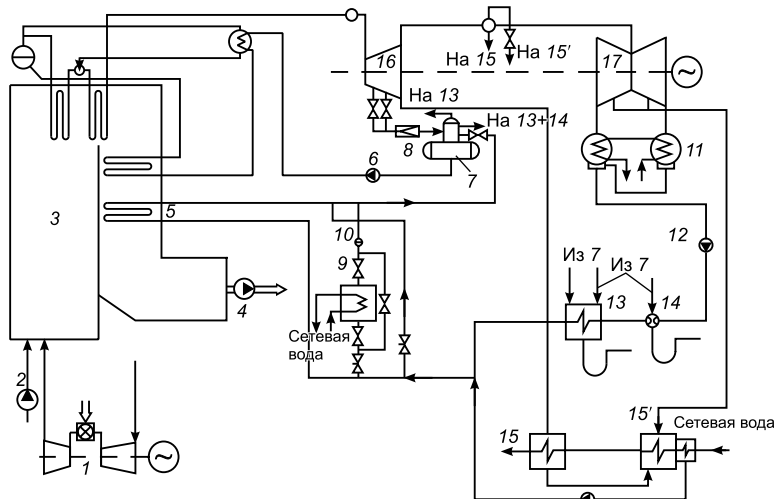


Рис. 6.12. Принципиальная схема ПГУ-210/230 сбросного типа [6]: 1 – ГТУ; 2 – дутьевой вентилятор; 3 – котел Е-500-13,8-560 ГН; 4 – дымосос; 5 – ГПК; 6 – питательный насос; 7 – деаэратор; 8 – РОУ; 9 – ВВТО; 10 – рециркуляционный насос; 11 – конденсатор; 12 – конденсационный насос; 13 – концевые лабиринтные уплотнения ПТ; 14 – эжектор; 15 и 15' – подогреватели сетевой воды; 16 – цилиндр высокого давления; 17 – цилиндр низкого давления.

Эксплуатирующаяся в составе блока № 1 Тюменской ТЭЦ-1 турбина-прототип Т-130/160-12,8 ЛМЗ является одновальной двухцилиндровой, с сопловым парораспределением, без промперегрева пара, с регенерацией низкого давления и подогревателями сетевой воды, расположенными в одном корпусе. Отличием принятой в расчетах схемы турбоустановки от прототипа является полное отсутствие системы регенерации. Теплофикационная установка (ТФУ) двухступенчатая и обеспечивает тепловую нагрузку около 285 МВт (245 Гкал/ч). Для более глубокого охлаждения уходящих из КУ в ТФУ газов может быть применена еще одна ступень подогрева сетевой воды – водоводяной теплообменник (ВВТО), встроенный в линию рециркуляции ГПК котла.

Выхлопные газы ГТУ поступают в горелки котла, где в их среде сжигается дополнительное топливо. Продукты сгорания проходят поверхности нагрева и дымососом удаляются в дымовую трубу. Конденсат из конденсатора

ПТ откачивается КЭН, проходит конденсаторы основного и пускового эжекторов пара уплотнений, после которых к нему подмешивается конденсат бойлеров. После подмешивания конденсат направляется в ГПК и далее подается в деаэратор. Для исключения коррозии последних по ходу газов труб ГПК температура конденсата перед ним поддерживается выше 60 °С посредством рециркуляции (с помощью рециркуляционных насосов). Для дополнительного снижения температуры уходящих газов, особенно при высокой температуре конденсата в теплофикационных режимах, в тракт рециркуляции включен ВВТО для нагрева сетевой воды (схема ВТИ). Для защиты деаэратора от поступления кипящего конденсата предусмотрен байпас ГПК с регулирующим клапаном, настроенным на включение при уменьшении недогрева до температуры насыщения воды в деаэраторе. Деаэратор работает на скользящем давлении. Пар в деаэратор отбирается из двух отборов паровой турбины и поступает в него через редуционно-охлаждающее устройство. Переключение отборов пара осуществляется при переходе блока на сниженные нагрузки и наоборот. Питательная вода из деаэратора питательным насосом подается в котел, а пар из котла направляется в ПТ.

Характеристика теплофикационного режима сбросной схемы ПГУ-210/230 при температуре наружного воздуха –28 °С, нагрузке ГТУ 100 % и потерях давления на всасе и выхлопе ГТУ 1 и 5 кПа соответственно представлена в табл. 6.8. Тепловые нагрузки ПГУ в отопительный период рассчитывались при минимальном расходе пара в конденсатор.

Таблица 6.8

**Характеристики теплофикационной ПГУ-210/230 (при  $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 35\,958 \text{ кДж/м}^3$ )**

Показатель	Величина
Расход топлива в ГТЭ-65, $\text{нм}^3/\text{ч}$	19 600
Расход выхлопных газов ГТЭ-65, $\text{кг/с}$	192,7
Температура выхлопных газов, °С	550
Электрическая мощность ГТЭ-65, МВт	69,7
Расход пара котла, т/ч	500,0
Давление пара котла, МПа	13,73
Температура пара, °С	560
Расход топлива в котел, $\text{нм}^3/\text{ч}$	35 300
Температура уходящих газов, °С	–
Электрическая мощность ПТ, МВт	126,2
Расход пара в конденсатор ПТУ, т/ч	30,7
Расход сетевой воды в ТФУ, т/ч	5000
Температура обратной сетевой воды, °С	59,0
Температура прямой сетевой воды, °С	108,3
Тепловая нагрузка бойлеров ПТ, МВт	286,7
Электрическая мощность ПГУ брутто, МВт	195,9
Коэффициент использования тепла топлива, %	88,0



**ПГУ-ТЭЦ «Симмеринг».** Одной из крупных теплофикационных парогазовых установок сбросной схемы является ПГУ ТЭЦ «Симмеринг», расположенная в предместьях Вены (Австрия) [2]. На рис. 6.13 приведена принципиальная тепловая схема этой ПГУ. Установка выполнена по схеме со сбросом газов в котел. Две трубы обеспечивают автономную работу ГТУ и ПТУ. При автономной работе ПТУ в котел подается воздух от резервного дутьевого вентилятора. Для подогрева воздуха предусмотрен паровой подогреватель. Так как в котле ПГУ наряду с природным газом сжигается сернистый мазут, то регенеративный подогрев питательной воды по параллельной схеме осуществляется только в части высокого давления. Температура питательной воды на входе в газодляной теплообменник на номинальной нагрузке равна 135 °С, а температура уходящих газов составляет 160 °С. При работе на частичных нагрузках на газе температура воды на входе в ГВТ уменьшается пропорционально нагрузке. При работе на мазуте она поддерживается постоянной за счет перевода питания деаэратора на пар более высокого давления. Сетевая вода подогревается в трехступенчатом сетевом подогревателе от 67 до 130 °С.

В составе ПГУ использована ГТУ модели V64, которая при температуре наружного воздуха 15 °С и начальной температуре газов 977 °С имеет следующие основные характеристики: мощность 73 МВт, производительность компрессора 343 кг/с, температуру выхлопных газов 470 °С, степень повышения давления 9,8. Две выносные камеры сгорания расположены вертикально с двух сторон от газовой турбины. Всасывание и выхлоп ГТУ оборудованы глушителями шума.

В состав ПГУ входит прямоточный котел Бенсона. Его основные характеристики: давление пара 19/4,8 МПа, температура пара 540/540 °С, температура питательной воды 164 °С, КПД 94,3 %. Котел газоплотный. Температура острого пара регулируется впрыском воды, температура промежуточного перегрева – избытком окислителя и впрыском. Котел оснащен 12 комбинированными горелками для сжигания газа и мазута, расположенными по четырем стенкам квадратной топки. Примерно 10 % выхлопных газов ГТУ на номинальной нагрузке помимо топки сбрасывается в конвективный газоход перед газодляным теплообменником.

Основные характеристики четырехцилиндровой паровой турбины на теплофикационном режиме: мощность 312 МВт, отпуск теплоты

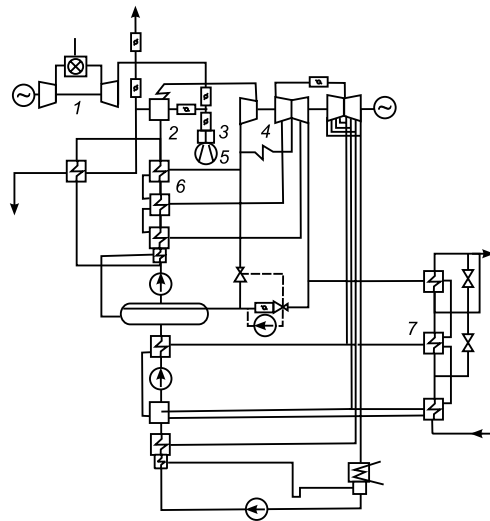


Рис. 6.13. Принципиальная тепловая схема теплофикационной ПГУ ТЭЦ «Симмеринг» [2]:

1 – ГТА; 2 – котел; 3 – паровой воздухоподогреватель; 4 – паровая турбина; 5 – резервный дутьевой вентилятор; 6 – ГВТ; 7 – сетевой подогреватель.

1000 ГДж/ч, расход острого пара 270/250 кг/с, расход пара в конденсатор 91 кг/с, давление в конденсаторе 18 кПа, расход охлаждающей воды 8900 кг/с.

В диапазоне нагрузок котла от 100 до 50 % ГТУ работает с номинальной мощностью при постоянной начальной температуре газов, что обеспечивает получение высокого КПД на частичных нагрузках. При работе в теплофикационном режиме с номинальной нагрузкой удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии равен 185 г/кВт·ч.

**Промышленная ПГУ-ТЭЦ.** К энергетическим установкам промышленных предприятий обычно предъявляют требования высокой надежности, умеренной стоимости, достаточно высокой тепловой экономичности и обеспечения самых различных сочетаний электрической и технологической нагрузок. Так как перечисленные требования хорошо удовлетворяются парогазовыми установками, то значительная часть ПГУ, особенно небольших размеров, установлена на промышленных предприятиях.

На рис. 6.14 представлена принципиальная тепловая схема ПГУ, установленной на химическом заводе в г. Хьюльс [2]. Выхлопные газы ГТУ 1 подаются в котел 2, где служат

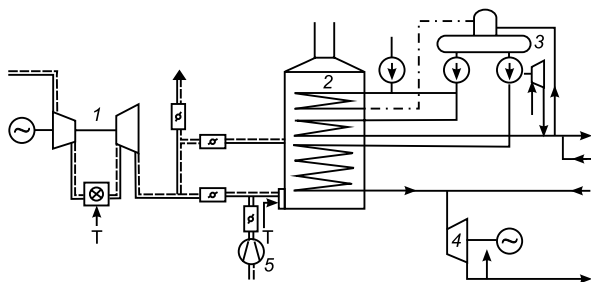


Рис. 6.14. Принципиальная тепловая схема ПГУ химического завода в г. Хьюльс (Германия) [2].

окислителем при сжигании топлива. В котле вырабатывается технологический пар с давлением 0,44 МПа и температурой 165 °С и острый пар для противодавленческой паровой турбины 4 с давлением 9,0 МПа и температурой 510 °С.

С целью бесперебойного снабжения производства технологическим паром при останове ГТУ в котел подается воздух от резервного дутьевого вентилятора 5. Подогрев воздуха не предусмотрен. Без сжигания топлива за счет теплоты выхлопных газов ГТУ в котле получают технологической пар. С помощью байпасной трубы выхлопные газы ГТУ можно сбрасывать в атмосферу, что обеспечивает удобный запуск ГТУ при работающем котле.

ГТУ модели GT13В фирмы Alstom при температуре наружного воздуха 15 °С и начальной температуре газов 820 °С развивает мощность 55 МВт. Температура выхлопных газов равна 430 °С, а расход составляет 365 кг/с. Камера сгорания ГТУ выполнена выносной. Паровой котел состоит из трех теплообменных секций. В первой (водяном экономайзере) питательная вода подогревается от 12 °С до температуры, близкой к насыщению, при давлении 0,44 МПа. Во второй (испарителе НД) генерируется 18 кг/с технологического пара, 5 кг/с которого используется на номинальной нагрузке для подогрева питательной воды в деаэраторе 3. В третьей (испарителе ВД) в зависимости от количества сожженного в котле топлива вырабатывается 30–60 кг/с пара высокого давления. Температура уходящих газов котла 120 °С.

В качестве окислителя сжигаемого в котле топлива используется приблизительно 20 % выхлопных газов ГТУ. Остальная часть их помимо топки сбрасывается в конвективные поверхности нагрева. Регулируемый байпас топки позволяет организовать практически стехиометрическое горение в сравнительно небольшой топочной камере, улучшить теплообмен и сократить поверхности нагрева.

Паровые котлы двух ГТУ работают на одну паровую турбину. На номинальной нагрузке при расходе пара 111 кг/с и противодавлении 2,5 МПа мощность турбины равна 36 МВт. После турбины пар направляется в производство. При работе ПГУ без сжигания топлива в котле паровая турбина байпасируется и пар направляется в производство.

Работа ПГУ полностью автоматизирована. На установке отработан автоматический переход с парогазового режима на паротурбинный, который выполняется в течение 40 с. За период эксплуатации коэффициент готовности ПГУ составил 97 %, КПД ПГУ по выработке электроэнергии на номинальной нагрузке составляет 36,5 %.

#### 4. ПГУ-ТЭЦ С КОТЛАМИ-УТИЛИЗАТОРАМИ И ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ СЖИГАНИЕМ ТОПЛИВА (СТЕПЕНЬ БИНАРНОСТИ $\beta^0 < 1$ )

*Полнопоточное и долевое дожигание.* При использовании дожигания в парогазовых установках конденсационного типа можно достичь: увеличения тепловой и электрической мощности установки; повышения показателей тепловой экономичности; стабилизации параметров генерируемого пара; эффективной интеграции существующего и вновь устанавливаемого оборудования при реконструкции действующих энергообъектов. Указанные цели могут сочетаться, и тогда применение дополнительного сжигания топлива приводит к комбинированному эффекту.

В зависимости от того, в какой доле поперечного сечения газохода осуществляется сжигание дополнительного топлива, схемы дожигания разделяются на полнопоточные и долевые [7]. При полнопоточной схеме дожигающее устройство размещается по всему поперечному сечению потока (рис. 6.15, а), а при долевом дожигании локализуется в определенной его части (рис. 6.15, б). Представленные на рис. 6.15 схемы отражают фрагмент газотурбинной надстройки паротурбинной ТЭЦ или КЭС, имеющей связи по конденсату, питательной воде и свежему пару с соответствующими коллекторами электростанции. Согласно схеме « долевого » дожигания выходной пароперегреватель КУ разбит на 3 секции (I, II и III), последовательно включенные по пару. Секции II и III размещены на входе в КУ в разделенных перегородкой параллельных участках газохода. БДУ размещен внутри участка газохода, отделенного стенкой; там же, непосредственно за БДУ, находится выходная III секция пароперегревателя. Доля сечения газохода, занятая БДУ и III секцией пароперегревателя, примерно соответствует доле тепла, затрачиваемого в БДУ на догрев пара до заданной температуры в проектном режиме. Подвод дополнительного воздуха,

показанный на рис. 6.15, относится только к случаям, когда он необходим по условиям горения. В схемах с «долевым» дожиганием влияние работы БДУ на перераспределение расходов в параллельных участках газохода КУ, в которых расположены II и III секции пароперегревателя, как показали предварительные расчеты являются несущественным. Даже при повышении температуры газов в БДУ на 100 °С, сокращение расхода из-за вытеснения в параллельный газоход не превышает 4–5 % при отсутствии подвода дополнительного воздуха.

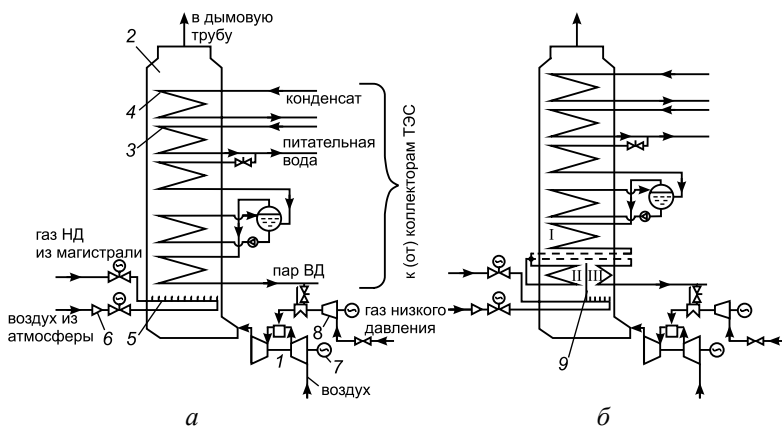


Рис. 6.15. Принципиальная схема газотурбинных надстроек с БДУ [7]: *а* – полнопоточная; *б* – с «долевым» дожиганием; 1 – газотурбинная установка; 2 – котел-утилизатор; 3 – газовойодяной подогреватель высокого давления; 4 – газовойодяной подогреватель низкого давления; 5 – блок дожигающих устройств (БДУ); 6 – вентилятор дополнительного воздуха; 7 – электрогенератор ГТУ; 8 – дожимающий компрессор; 9 – перегородка в газовом тракте; I, II, III – ступени пароперегревателя.

При полнопоточном дожигании подведенное в БДУ тепло расходуется на одновременное повышение паропроизводительности и температуры перегретого пара, в то время как при долевым дожиганием представляется возможным повысить лишь температуру острого пара.

Например, применительно к ГТУ ГТЭ-65 ОАО «ЛМЗ», используемую в качестве газотурбинной надстройки паротурбинной ТЭС на параметры пара 14 МПа/560 °С, уже при  $t_{нв} = -3,1$  °С требуется повысить температуру газов перед КУ примерно на 50 °С, с 540 до 590 °С. При этом благодаря БДУ расход пара увеличивается с 80 до 100 т/ч, а температура пара увеличивается с 510 до 560 °С. Из подведенного в БДУ тепла 20 % тратится на повышение температуры пара, остальные 80 % идут на увеличение расхода пара. При реализации долевого дожигания можно получить достаточно эффективный термодинамический цикл связанный с повышением только температуры пара.

На рис. 6.16 представлен фрагмент паротурбинного цикла Ренкина на 14 МПа, реализуемого в ПТ за счет утилизации тепла выхлопных газов ГТУ (ГТЭ-65) в КУ. Кроме того, показан дополнительный цикл, связанный с догревом пара за счет БДУ при условии, что дополнительное тепло тратится

только на повышение температуры пара с 510 до 560 °С. Из рисунка видно, что этот дополнительный цикл достаточно близок к циклу Карно и его термический КПД с учетом КПД БДУ и паровой турбины находится на уровне 50–52 %. Отсюда следует, что такой догрев пара практически не снижает общего КПД ПГУ.

В настоящее время в КУ со сжиганием дополнительного топлива реализуется исключительно полнопоточная схема дожигания, и именно она рассматривается в последующем изложении, поскольку влияние одновременного повышения параметров пара и паропроизводительности на тепловую эффективность ПГУ с КУ не всегда является однозначным.

Парогазовый цикл с подводом теплоты в паровой цикл за счет сжигания дополнительного топлива в КУ, используя содержащийся в выхлопных газах ГТУ кислород, характеризуется степенью бинарности меньше 1. Сжигание природного газа без подачи воздуха за счет свободного кислорода в выхлопных продуктах сгорания, осуществляемое согласно стехиометрическому соотношению  $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$ , имеет два специфических отличия от сжигания в среде атмосферного воздуха, которые описаны в гл. 4.

Дополнительное сжигание топлива в тепловой схеме ПГУ с одноконтурными КУ может применяться как при неизменных начальных параметрах паротурбинной части (давление и температура), так и сопровождаться переходом на новые параметры пара. При неизменных начальных параметрах пара увеличивается расход генерируемого пара и, следовательно, мощность ПТУ. Такой режим дожигания реализуется в случае, когда теплового потенциала выхлопных газов ГТУ недостаточно для генерации необходимого для ПТУ количества пара заданных параметров. Для полного сжигания топлива необходимо, чтобы содержание окислителя было не ниже 15 % объема газов, а их температура выше 180–200 °С.

Для ГТУ малой и средней мощности, используемых в составе теплофикационных ПГУ утилизационного типа, характерны следующие особенности: относительно низкий уровень температуры продуктов сгорания на выходе из газовой турбины и, как следствие, невысокие значения начальных параметров пара перед паровой турбиной; значительное уменьшение температуры продуктов сгорания на выходе из газовой турбины в зимний период (рис. 1.100) при низкой температуре наружного воздуха, что приводит к снижению уровня начальных параметров и расходов пара через паровую турбину.

Вследствие этого на ТЭЦ с ПГУ наблюдается существенное снижение электрической мощности и отпуска тепла при низкой температуре наружного воздуха, т. е. в периоды максимальной потребности в электрической и тепловой энергии. Применительно к парогазовой установке ПГУ-80, включающей

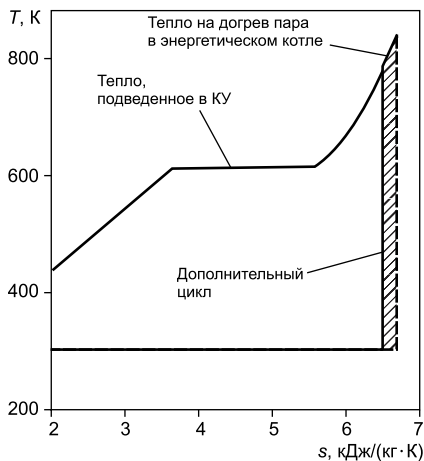


Рис. 6.16. Фрагмент  $T,s$ -диаграммы для паротурбинного цикла ( $p_0 = 14$  МПа) [7].

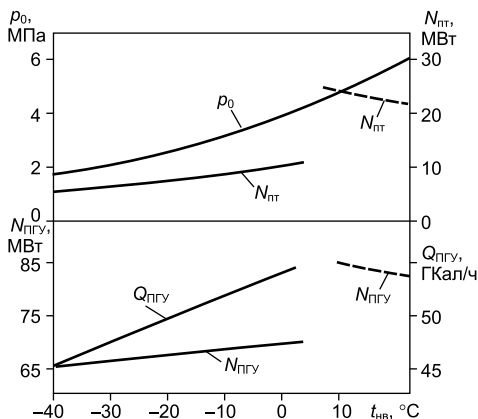


Рис. 6.17. Зависимости начального давления пара  $p_0$  и мощности  $N_{пт}$  паровой турбины, электрической  $N_{пгу}$  и тепловой  $Q_{пгу}$  мощности ПГУ-80 от температуры наружного воздуха [8]:

— теплофикационный режим;  
 --- конденсационный режим.

две газовые турбины НК-37-1 и паровую турбину Т-25, указанные зависимости приведены на рис. 6.17.

Одним из способов устранения (ослабления) противоречия между требуемой и отпускаемой мощностью ПГУ при низких значениях  $t_{нв}$  является ввод в ее технологическую схему устройств для дополнительного сжигания относительно небольшого количества топлива перед котлом-утилизатором теплофикационных ПГУ утилизационного типа.

В работе [8] анализируется влияние уровня температуры газов за газовой турбиной и дополнительного сжигания топлива перед котлом-утилизатором на энергетическую эффективность ПГУ при низких значениях  $t_{нв}$ . К основным показателям энергетической эффективности ПГУ относятся: КПД ПГУ по отпуску электрической энергии; коэффициент

полезного использования тепла топлива; коэффициент полезного действия ПГУ по отпуску дополнительно получаемой электроэнергии.

КПД ПГУ по отпуску электрической энергии  $\eta_3$  определяется по формуле

$$\eta_3 = \frac{N_3^{ГТУ} + N_3^{ПГУ}}{Q_{кс} + Q_d - Q_{тф}}, \quad (6.10)$$

где  $N_3^{ГТУ}$  и  $N_3^{ПГУ}$  – полезная электрическая мощность ГТУ и ПТУ;  $Q_{кс}$ ,  $Q_d$ ,  $Q_{тф}$  – тепловые мощности топлива, сжигаемого в КС ГТУ и дополнительного топлива, а также теплофикационная мощность ПГУ соответственно.

Коэффициент полезного использования тепла топлива  $K_{ит}$  определяется следующим образом:

$$K_{ит} = \frac{N_3^{ГТУ} + N_3^{ПГУ} + Q_{тф}}{Q_{кс} + Q_d}. \quad (6.11)$$

Коэффициент полезного действия ПГУ по отпуску дополнительно получаемой электроэнергии имеет вид

$$\eta_3^d = \frac{N_3^d}{\Delta Q_3^d}, \quad (6.12)$$

где  $N_3^d$  – прирост полезного отпуска электрической энергии паротурбинной установкой;  $\Delta Q_3^d$  – доля тепла топлива, расходуемого на прирост полезного отпуска электрической энергии в общем количестве топлива, дополнительно сжигаемого перед котлом-утилизатором.

Рассматриваются два варианта технологической схемы ПГУ. Первый соответствует широко принятой схеме: ГТУ (или две ГТУ) + котел-утилизатор (или два котла-утилизатора) + паровая турбина типа Т. Второй вариант отличается тем, что вводится дополнительное сжигание топлива перед поверхностями нагрева котла-утилизатора (рис. 6.18).

Рассматриваемые варианты ПГУ-ТЭЦ покрывают базисные части электрической и тепловой нагрузки. Переменная часть графика электрической нагрузки покрывается маневренными электростанциями, пиковая часть графика тепловой нагрузки – пиковыми котлами.

Результаты расчета энергетических показателей вариантов ПГУ-ТЭЦ, различающихся схемными решениями и значениями основных параметров, в значительной мере зависят от принятых методических предпосылок. Для обеспечения сопоставимости результатов исследований для всех вариантов принято следующее:

- одинаковый вид принципиальной тепловой схемы ПГУ;

- удельный расход условного топлива на единицу отпущенного тепла равен 40,6 кг у. т./ГДж (170 кг у. т./Гкал);

- температура уходящих газов после ГПСВ составляет 100 °С;

- установка при необходимости дожимного компрессора и учет расхода электроэнергии на сжатие газа;

- работа паровой турбины при низких значениях  $t_{\text{нв}}$  с минимальным (вентиляционным) пропуском пара в конденсатор;

- в зимнее время вследствие сжигания топлива повышение температуры продуктов сгорания на входе в котел-утилизатор до максимально допустимого техническими условиями значения, которое наблюдается в ГТУ при ее работе с  $t_{\text{нв}} = -40$  °С;

- тепловая нагрузка ПГУ в отопительный период определяется нагрузкой отопления жилых и общественных зданий и нагрузкой горячего водоснабжения, а в неотапливаемый – потребностями горячего водоснабжения.

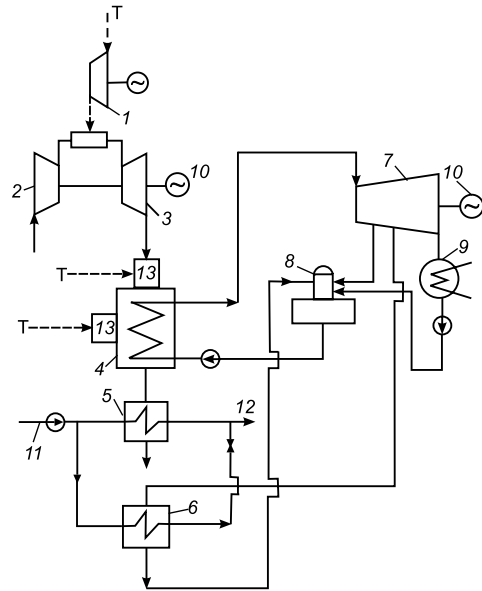


Рис. 6.18. Принципиальная тепловая схема теплофикационной ПГУ утилизационного типа с возможностью дожига топлива перед поверхностями нагрева котла-утилизатора и в рассечку между ними [8]:

1 – дожимной компрессор; 2 – воздушный компрессор; 3 – газовая турбина; 4 – котел-утилизатор; 5 – газовый сетевой подогреватель; 6 – паровой подогреватель сетевой воды; 7 – паровая турбина; 8 – деаэрактор; 9 – конденсатор; 10 – электрогенератор; 11 – обратная сетевая вода; 12 – прямая сетевая вода; 13 – камера дополнительного сжигания топлива; Т – топливо.

Для расчетов энергетической эффективности использована математическая модель, аналогичная изложенной в предыдущей главе. Расчеты выполнены для ПГУ-450, ПГУ-80, ПГУ-60 и ПГУ-50, созданных на базе газовых турбин V94.2, НК-37-1, ГТУ 55СТ-20 и ГТГ-16 соответственно.

**Результаты расчета энергетических показателей ПГУ-ТЭЦ.** Проведено две серии расчетов: при отсутствии и наличии дополнительного сжигания топлива [8]. Тепловая мощность котла-утилизатора при сжигании перед ним топлива не превышает ее максимального проектного значения (топливо сжигается только на входе в КУ). Расход дополнительно сжигаемого топлива при первой предпосылке зависит в основном от характеристик ГТУ и КУ и определяется в процессе расчета ПГУ-ТЭЦ. На стадии проектирования конкретных ПГУ-ТЭЦ количество дополнительно сжигаемого топлива должно быть оптимизировано применительно к местным условиям.

Из результатов расчета следует, что при дополнительном сжигании топлива перед котлом-утилизатором энергетические показатели улучшаются у всех рассмотренных вариантов ПГУ. Наиболее значительное их улучшение наблюдается у ПГУ малой и средней мощности с низкими значениями температуры продуктов сгорания после ГТУ (ПГУ-50, ПГУ-60, ПГУ-80). Для ПГУ-50 (две ГТУ-16 ГП НКПГ «Зоря»-«Машпроект» и одна паровая турбина Т-15) и ПГУ-80 (две ГТУ НК-37-1 СНТК и одна паровая турбина Т-25) результаты расчета представлены в табл. 6.9. У ПГУ-450, имеющей более высокие значения температуры продуктов сгорания на выходе из ГТУ и меньшее ее снижение в зимнее время по сравнению с ПГУ малой и средней мощности, прирост показателей энергетической эффективности ниже. Так, при неизменной поверхности нагрева котлов-утилизаторов увеличение электрической мощности ПГУ при  $t_{\text{нв}} = -40$  °С составляет 2,3 %.

Повышенная эффективность дополнительного отпуска электрической энергии вследствие сжигания топлива перед котлом-утилизатором определяется следующим факторами:

- работой дополнительно полученного пара по циклу с противодавлением;
- значительным повышением начальных параметров пара перед паровой турбиной (например, в ПГУ-80 при  $t_{\text{нв}} = -40$  °С начальные параметры пара возрастают с 1,8 МПа/334 °С для ПГУ без дожига до 6,5 МПа/469 °С для ПГУ с дожиганием).

Из анализа следует, что применение дополнительного сжигания топлива перед котлами-утилизаторами рассматриваемых ПГУ дает положительный интегральный эффект. Решающее влияние на его значение оказывают: климатические характеристики рассматриваемого района (чем ниже  $t_{\text{нв}}$ , тем выше, в общем случае, приросты мощности и отпуска энергии); вид зависимости температуры продуктов сгорания на выходе из ГТУ от  $t_{\text{нв}}$  (она определяет уровень  $t_{\text{нв}}$ , при которой необходимо начинать дополнительное сжигание топлива перед котлами-утилизаторами). Как следует из результатов расчета, дополнительное сжигание топлива перед котлами-утилизаторами должно начинаться с температуры  $t_{\text{нв}}$ , равной: 0 °С в ПГУ-60 и ПГУ-80, -10 °С в ПГУ-50 и ПГУ-450.

Примером модернизации ТЭС с помощью надстройки над действующими паротурбинными установками с низкими и средними параметрами пара газотур-



бинных агрегатов с котлами-утилизаторами и дожиганием незначительного количества топлива в паротурбинной части является модернизированная ТЭС «Бак» (США) (рис. 6.19) [2]. В процессе модернизации на ТЭС установлены три ГТУ фирмы Turbo Power & Marine мощностью по 40 МВт и три котла-утилизатора, работающие на общую паровую магистраль.

Таблица 6.9

**Изменение показателей энергетической эффективности ПГУ при сжигании топлива перед котлом-утилизатором**

Показатель	ПГУ-50						ПГУ-80					
	Температура наружного воздуха, °C											
	+15	0	-10	-20	-30	-40	+15	0	-10	-20	-30	-40
Увеличение электрической мощности ПГУ, %	0	0	2,0	3,9	$\frac{5,8}{19,3}^*$	$\frac{7,8}{21,1}^*$	0	3,8	5,8	7,7	$\frac{9,5}{15,2}^*$	$\frac{11,3}{15,7}^*$
Повышение мощности ПГУ по отпуску тепла, %	0	0	0,3	4,6	$\frac{10,5}{69,3}$	$\frac{17,8}{72,9}$	0	5,8	10,4	15,7	$\frac{21,4}{44,9}$	$\frac{27,8}{46,5}$
Увеличение КПД ПГУ по отпуску электрической энергии, %	0	0	0,2	0,5	$\frac{0,9}{2,5}$	$\frac{1,2}{2,8}$	0	0,4	0,5	0,8	$\frac{1,2}{1,8}$	$\frac{1,5}{2,0}$
Повышение коэффициента полезного использования тепла топлива, %	0	0	0,2	0,6	$\frac{1,2}{5,1}$	$\frac{2,0}{5,8}$	0	0,2	0,9	1,5	$\frac{2,0}{3,5}$	$\frac{2,8}{4,0}$
КПД ПГУ по отпуску дополнительно получаемой электрической энергии, %	–	–	78,6	79,0	$\frac{79,2}{78,9}$	$\frac{79,3}{78,9}$	–	79,1	79,1	79,1	$\frac{79,1}{78,9}$	$\frac{79,0}{78,9}$
Доля дополнительно сжигаемого топлива в общем расходе топлива в ПГУ, %	–	–	1,0	3,6	$\frac{6,5}{27}$	$\frac{9,4}{27}$	–	4,3	6,8	9,1	$\frac{10,0}{25}$	$\frac{13,7}{25}$

\* – в числителе – без дожигания, а в знаменателе – с дожиганием топлива.

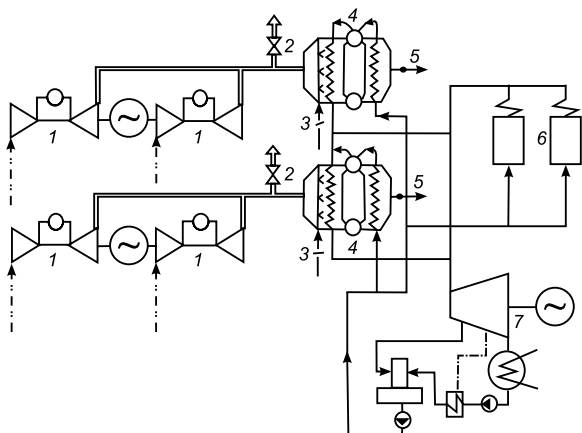


Рис. 6.19. Принципиальная тепловая схема ПГУ электростанции «Бак»:

1 – ГТУ; 2 – сброс выхлопных газов ГТУ в атмосферу; 3 – подача дополнительного топлива; 4 – котел-утилизатор; 5 – уходящие газы КУ; 6 – действующие котлы; 7 – паротурбинная установка.

резерв. Суммарная мощность ТЭС в результате модернизации повышена с 35 до 155 МВт, а удельный расход условного топлива снижен на 25 %; на рис. 6.19 условно показаны два блока ГТУ + КУ и одна ПТ.

**Высокоманевренная парогазовая ТЭЦ [9].** На рис. 6.20 изображена схема парогазовой ТЭЦ повышенной маневренности с дожиганием топлива. Установка включает несколько

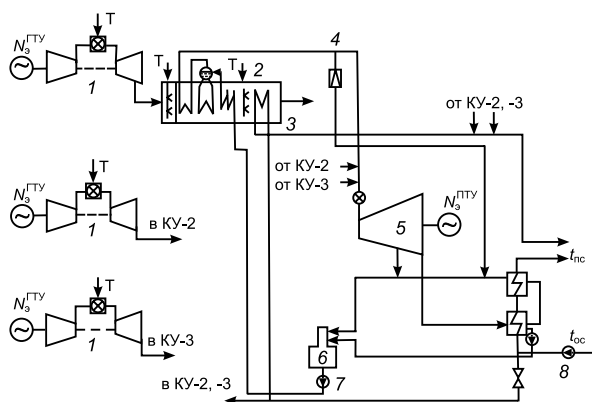


Рис. 6.20. Принципиальная тепловая схема ПГУ-ТЭЦ повышенной маневренности с дожиганием топлива [9]:

1 – ГТУ; 2 – КУ-1; 3 – газовый сетевой подогреватель (ГСП); 4 – РОУ; 5 – паровая турбина; 6 – деаэратор; 7 – питательный насос; 8 – сетевой насос; Т – топливо.

Ресурс авиапроизводных ГТУ хорошо сочетается с оставшимся сроком службы ПТУ. В котлах-утилизаторах за счет теплоты выхлопных газов ГТУ вырабатывается пар для двух паровых турбин с общей мощностью 35 МВт, работающих на ТЭС в течение достаточно длительного срока, но находящихся в удовлетворительном состоянии. На входе в котлы-утилизаторы предусмотрено устройство для сжигания небольшого количества топлива в выхлопных газах ГТУ. Параметры пара:  $p_0 = 2,9$  МПа,  $t_0 = 392$  °С. Работавшие до модернизации паровые котлы выведены в

резерв. Суммарная мощность ТЭС в результате модернизации повышена с 35 до 155 МВт, а удельный расход условного топлива снижен на 25 %; на рис. 6.19 условно показаны два блока ГТУ + КУ и одна ПТ.

Установка включает несколько небольших по мощности ГТУ, каждая из которых работает на свой котел-утилизатор. Пар котлов с пароводяными контурами одного давления направляется в противодавленческую паровую турбину ТЭЦ. Пар противодавления используется либо в сетевой установке для нагрева сетевой воды, либо направляется на технологические цели. Количество потребляемого пара и электрическая нагрузка паровой турбины определяются характером потребления теплоты.

В котлах-утилизаторах предусмотрены две ступени дожигания топлива: первая ступень – на входе газов в котел-утилизатор и вторая – в рассечку между двумя группами поверхностей нагрева котлов. В первую из этих групп входят экономайзер, испаритель и пароперегреватель пара паровой турбины, а во вторую группу – газовый сетевой подогреватель (ГСП), включенный параллельно сетевой установке паровой турбины.

Применение в ПГУ-ТЭЦ трех ГТУ со своими котлами-утилизаторами и одной противодавленческой паровой турбины позволяет в широких пределах изменять как электрическую, так и тепловую нагрузки, не используя при этом типовые источники теплоты в виде пиковых водогрейных котлов (коэффициент теплофикации принят равным единице). Последние могут предусматриваться только как аварийные установки в силу нормативных требований. Если производить последовательное включение установленных ГТУ, то увеличивается генерация пара и обеспечиваются возрастающие электрическая и тепловая нагрузки. Дальнейший рост этих нагрузок обеспечивается включением дожигания в первых и вторых ступенях дополнительного сжигания природного газа в котлах утилизаторах. Это дожигание осуществляется достаточно экономично при температуре среды 180–200 °С и содержании в ней окислителя свыше 13 %.

Определение энергетических показателей ПГУ-ТЭЦ с дожиганием топлива производят, используя общепринятые предпосылки и ряд вспомогательных величин. На рис. 6.21 изображена схема тепловых потоков установки, из которой понятен смысл следующих величин:

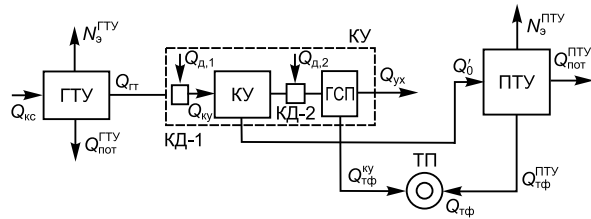


Рис. 6.21. Схема тепловых потоков ПГУ-ТЭС с дожиганием топлива [9].

– доля использованной теплоты выхлопных газов ГТУ по отношению к подведенному в ГТУ теплу топлива:

$$\beta_{ут} = \frac{Q_{ут}}{Q_{кв}} = \frac{Q_{гт} - Q_{ук}}{B_{кв} Q_H^p}; \quad (6.13)$$

– доля теплоты паровой турбины, затрачиваемая на внешнего потребителя:

$$\beta_{тф}^{ПТУ} = \frac{Q_{тф}^{ПТУ}}{Q_0'}, \quad (6.14)$$

где  $Q_0'$  – тепловая нагрузка КУ по пару;

– доля теплоты котла-утилизатора, затрачиваемая на внешнего потребителя

$$\beta_{тф}^{ку} = \frac{Q_{тф}^{ку}}{\sum Q_0}, \quad (6.15)$$

где  $Q_0$  – полная тепловая нагрузка котла-утилизатора;

– энергетический коэффициент сложного цикла ПГУ:

$$A_{\text{ПГУ}} = \frac{\sum N_3^{\text{ГТУ}}}{N_3^{\text{ПГУ}}}; \quad (6.16)$$

– коэффициент снижения электрической мощности ГТУ из-за дополнительного аэродинамического сопротивления котла-утилизатора (см. гл. 4):

$$k_N = \frac{N_3^{\text{ГТУ}}}{N_3^{\text{авт}}} = 1,0 - (0,5 \div 1,7) \delta p_{\text{вых}}, \quad (6.17)$$

где  $N_3^{\text{авт}}$  – электрическая мощность ГТУ в автономном режиме свободного выхлопа газов в атмосферу;  $\delta p_{\text{вых}} = \frac{\Delta p_{\text{вых}}}{p_a}$  – относительное изменение сопротивления выхлопа ГТУ при работе ее в составе ПГУ-ТЭЦ;  $p_a$  – атмосферное давление;

– отношение теплоты топлива, сжигаемого в камерах дожигания и в основных камерах сгорания ГТУ

$$\beta_d = \frac{\sum Q_d}{\sum Q_{\text{кс}}}. \quad (6.18)$$

Электрический КПД газотурбинной установки, работающей в парогазовом цикле Брайтона–Ренкина с подключенным к ней котлом-утилизатором, значительно возрастает вследствие утилизации части теплоты выхлопных газов. Он определяется из выражения

$$\eta_3^{\text{ГТУ}} = \frac{N_3^{\text{ГТУ}}}{Q_{\text{кс}} - Q_{\text{ут}}} = \frac{k_N N_3^{\text{авт}}}{Q_{\text{кс}}(1 - \beta_{\text{ут}})} = \frac{k_N}{1 - \beta_{\text{ут}}} \eta_3^{\text{авт}}, \quad (6.19)$$

где  $\eta_3^{\text{авт}}$  – электрический КПД ГТУ в автономном режиме.

Полезная тепловая нагрузка котла-утилизатора определяется режимом его работы. В случае, когда газовый сетевой подогреватель отключен по воде, для схемы одного давления пара в котле-утилизаторе имеем

$$Q'_0 = Q_{\text{ут}} \varphi = (Q_{\text{гт}} - Q_{\text{yx}}) \varphi = D_{\text{п}}(i_0 - i_{\text{пв}}), \quad (6.20)$$

а при работе ГСП, соответственно

$$Q_0 = Q_{\text{ут}} \varphi = D_{\text{п}}(i_0 - i_{\text{пв}}) + Q_{\text{тф}}^{\text{кв}}. \quad (6.21)$$

При работе всех трех ГТУ получаем

$$Q_0 = \sum (Q'_0 + Q_{\text{тф}}^{\text{кв}}). \quad (6.22)$$

Коэффициент полезного действия теплофикационной паротурбинной установки по производству электроэнергии определяем

$$\eta_3^{\text{ПГУ}} = \frac{N_3^{\text{ПГУ}}}{Q'_0 - Q_{\text{тф}}^{\text{ПГУ}}} = \frac{N_3^{\text{ПГУ}}}{(1 - \beta_{\text{тф}}^{\text{ПГУ}})Q'_0} = \frac{1}{1 - \beta_{\text{тф}}^{\text{ПГУ}}} \eta_a^{\text{ПГУ}}, \quad (6.23)$$

где  $\eta_a^{\text{ПГУ}}$  – абсолютный электрический КПД этой установки.

Определим энергетические показатели парогазовой ТЭЦ с дожиганием топлива. Ее КПД по производству электроэнергии находим из балансового соотношения

$$\eta_3^{\text{ПГУ}} = \frac{\sum N_3^{\text{ГТУ}} + N_3^{\text{ПГУ}}}{\sum Q_{\text{кв}} + \sum Q_{\text{д}} - Q_{\text{тф}}}. \quad (6.24)$$

Преобразовав это исходное выражение, используя приведенные ранее энергетические показатели элементов установки и вспомогательные величины, получаем

$$\eta_3^{\text{ПГУ}} = \eta_3^{\text{ГТУ}} \frac{(1 - \beta_{\text{вт}}) \left( 1 + \frac{1}{A_{\text{ПГУ}}} \right)}{1 + \beta_{\text{д}} - \frac{(\beta_{\text{тф}}^{\text{кв}} + \beta_{\text{тф}}^{\text{ПГУ}})(1 - \beta_{\text{вт}}) \eta_3^{\text{ГТУ}}}{(1 - \beta_{\text{тф}}^{\text{ПГУ}})A_{\text{ПГУ}} \eta_3^{\text{ПГУ}}}}. \quad (6.25)$$

Очевидно, что при работе ГТУ в автономном режиме выражение (6.25) для  $\eta_3^{\text{ПГУ}}$  переходит в величину  $\eta_3^{\text{ГТУ}}$ , зависящую от наличия тепловой нагрузки в ГСП.

Коэффициент полезного действия парогазовой ТЭЦ с дожиганием топлива по отпуску теплоты соответственно равен

$$\eta_{\text{т}}^{\text{ПГУ}} = \eta_{\text{кв}} \eta_{\text{кд}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{то}}, \quad (6.26)$$

где  $\eta_{\text{кв}}$ ,  $\eta_{\text{кд}}$  – КПД основных и дополнительных камер сжигания топлива;  $\eta_{\text{тр}}$  – КПД потерь транспорта теплоты между котлами-утилизаторами и паровой турбиной;  $\eta_{\text{то}}$  – КПД сетевых установок ПГУ-ТЭЦ.

Алгоритм расчета тепловой схемы рассматриваемой ПГУ-ТЭЦ повышенной маневренности отличается от аналогичного расчета показателей бинарных ПГУ-ТЭЦ с паровыми турбинами типа К. Прежде всего рассчитывают тепловую схему противодавленческой паровой турбины и определяют ее показатели при принятых начальных и конечных параметрах пара и отопительной нагрузке, в том числе электрическую нагрузку и расход пара на турбину. Следующим этапом является поверочный расчет котла-утилизатора. При известном расходе генерируемого пара на турбину и заданной нагрузке ГСП уточняют число работающих ГТУ, необходимое количество газов перед котлами-утилизаторами и параметры газового тракта. Затем по заводским данным уточняют электрическую мощность отдельных ГТУ, расход топлива в камеры сгорания. Рассчитывают необходимое количество топлива в отдельные камеры дожигания. Заканчивают серию расчетов определением энергетических показателей ПГУ-ТЭЦ повышенной маневренности, используя описанную методику. Предельным является режим работы всех ГТУ и всех камер дожигания топлива в котлах-утилизаторах.

**ПГУ с дожиганием для бесперебойного энергоснабжения [10].** При наличии потребителей электрической энергии первой и особой категории (ПУЭ п. 1.2.17) по надежности, их энергоснабжение должно быть бесперебойным. Такими предприятиями обычно являются нефтеперерабатывающие заводы (НПЗ). Для одного из таких заводов необходима электрическая мощность в 60 МВт, резервная – 20 МВт. Была принята схема парогазовой электростанции работающей в конденсационном режиме.

Схемы с энергоустановками, находящимися в «холодном» резерве, существенно увеличивают эксплуатационные затраты. Каждый пуск ГТУ значительно увеличивает время наработки газовой турбины (в эквивалентных часах). Запуск газовой турбины занимает от 3 до 15 минут (фактическое время), пуск парового котла-утилизатора – на порядок дольше, что недопустимо при обеспечении питания потребителей 1-й категории надежности.

Схемы с использованием «горячего» резерва, когда резервные установки постоянно находятся в режиме холостого хода, являются более динамичными и надежными, но также требуют дополнительных капиталовложений в ГТУ. Время набора номинальной мощности установки с режима холостого хода меньше продолжительности ее пуска из холодного состояния. Но длительность нагружения котла-утилизатора до номинальных параметров пара существенно превышает нормативное время перерыва в энергоснабжении потребителей 1-й категории.

На парогазовой электростанции (ПГЭС) предусмотрено размещение 4 блоков ГТУ типа SGT-400 (Cyclone) фирмы Siemens с паровыми КУ с дожигающим устройством горизонтальной компоновки, вырабатывающими пар с параметрами 1,4 МПа/250 °С. Регулирование тепловой мощности КУ предусмотрено как за счет байпасирования высокотемпературных выхлопных газов ГТУ, так и за счет дожигания топлива.

Принята схема ПГЭС с поперечными связями. От паровой магистрали питаются две паровые турбины. Общая (установленная) электрическая мощность ПГЭС составляет 71,6 МВт. Характеристики оборудования приведены в табл. 6.10.

Возможность работы ГТУ Cyclone в режимах частичной нагрузки с практически неизменным электрическим КПД стала определяющим фактором при выборе основного оборудования для данных условий. Незначительное снижение электрического КПД (не более 3,5 %) наблюдается при снижении нагрузки до 75 %. При этом уменьшение располагаемой теплоты выхлопных газов ГТУ несущественно и практически не влияет на выработку тепловой энергии за счет утилизации.

Поскольку температура выхлопных газов ГТУ Cyclone, как и других типов газовых турбин, зависит от температуры наружного воздуха и уменьшается при ее снижении, то в качестве расчетного был принят зимний режим работы ПГЭС при  $t_{\text{нв}} = -30$  °С, характеризующийся минимальной выработкой тепловой энергии в утилизационном котле.

Размещение неработающей (резервной) энергоустановки не предусмотрено – принята схема электростанции с использованием «ненагруженного» резерва. Резервирование мощности определяется тем, что все ГТУ работают на 80–85 % от номинальной мощности, паровые турбины – на полной мощ-

ности. Требуемая для паровых турбин выработка пара в котлах-утилизаторах обеспечивается за счет дожигания топлива.

Таблица 6.10

**Основные технические характеристики оборудования ПГУ**

Показатель	Величина
<b>Газотурбинная установка (при <math>t_{нв} = +15</math> °С и 100 %-ном нагружении)</b>	
Тип	Cyclone
Мощность электрическая, МВт	12,9
Расход природного газа (при $Q_n^p = 48,2$ МДж/кг), кг/с	0,755
Температура выхлопных газов, °С	560
Расход выхлопных газов, кг/с	49,0
КПД, %	34,5
Количество, шт.	4
<b>Паровой котел-утилизатор (при <math>t_{нв} = -30</math> °С)</b>	
Тип	Горизонтальный
Параметры свежего пара: – давление, МПа – температура, °С	1,4 250
Производительность с дожиганием, т/ч	33–34
<b>Паровая турбина</b>	
Тип	К-10-1,3
Производитель	ОАО «Невский завод»
Параметры свежего пара: – давление, МПа – температура, °С	1,3 220
Расход пара через турбину, т/ч	65,0
Номинальная электрическая мощность, МВт	10,0
Количество, шт.	2

Общее количество энергогенерирующих установок ПГУЭС составляет шесть единиц: четыре ГТУ и две ПТ. При аварийном или плановом останове одного из шести энергоисточников оставшиеся в работе газовые турбины автоматически выводятся на режим номинальной мощности (загрузка 100 %) в течение 2–3 секунд, и ПГУЭС полностью покрывает нагрузку потребителей 1-й категории. При выходе из строя ГТУ 100 %-ная мощность составит 48,7 МВт (< 50,0 МВт), поэтому оборудование будет работать с некоторой перегрузкой. В зимнее время за счет снижения  $t_{нв}$  мощность ГТУ возрастает до 14,1 МВт, и ее дефицит для потребителей 1-й категории полностью покрывается. В летний период дефицит покрывается за счет перегрузки паровых турбин на 10 % от номинальной мощности, что является допустимым в течение длительного времени для турбин

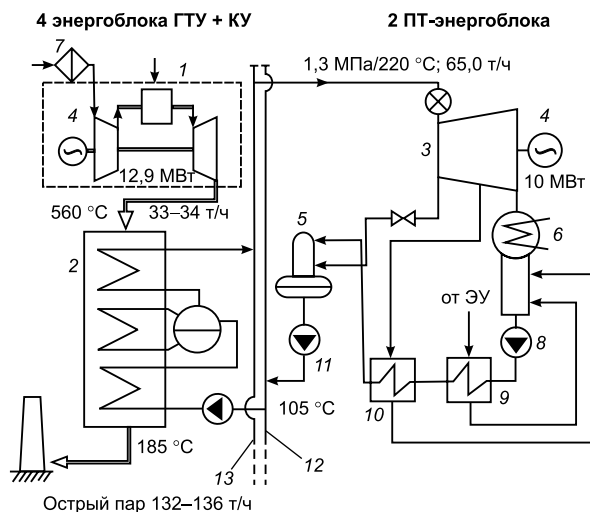


Рис. 6.22. Принципиальная тепловая схема ПГЭС [10]: 1 (4 шт.) – газотурбинные установки; 2 (4 шт.) – паровые котлы-утилизаторы; 3 (2 шт.) – паровые турбины; 4 – электрический генератор; 5 – деаэрактор; 6 – конденсатор; 7 – комплексное воздухоочистительное устройство; 8 – конденсатный насос; 9 – охладитель эжекторов; 10 – подогреватель низкого давления; 11 – питательный электронасос; 12 – коллектор питательной воды; 13 – общий паровой коллектор; ЭУ – эжекторная установка.

ный коллектор питательной воды и далее на экономайзеры КУ.

Главной схемой ПГЭС предусмотрена работа шести генераторов на 2-секционное общестанционное комплексное устройство 6 кВ. Для выравнивания нагрузок на секции к каждой из них подключается по одному генератору от паровой турбины и по два генератора от ГТУ. Для повышения тепловой и электрической эффективности конденсационной парогазовой электростанции КУ можно оснастить газовыми подогревателями сетевой воды, которые позволят выработать дополнительно 16–20 Гкал/ч тепловой энергии (горячей воды – 110/70 °С).

## 5. ИЗМЕНЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПГУ ПРИ КОМПЛЕКСНОМ ФОРСИРОВАНИИ ПАРОВОГО ЦИКЛА ЗА СЧЕТ ДОЖИГАНИЯ ПЕРЕД КУ

В работах ВТИ, посвященных влиянию степени бинарности цикла ПГУ на ее экономичность, указывалось на возрастание термического КПД ПГУ при условии обеспечения высоких (стандартных) параметров свежего пара. Общий вывод работы таков, что при применении однофазных ГТУ простого цикла с начальной температурой газа  $t_3 > 950$  °С и  $\eta_{ГТУ} > 30$  % термодинами-

такого типа. Дополнительная выработка пара достигается за счет дополнительного дожигания топлива в КУ. Кроме того, предприятие резервируется электроснабжением от сети. Таким образом, несмотря на незначительное снижение КПД установок, предлагается надежная, гибкая и динамичная (быстрый сброс и набор нагрузки) схема энергоснабжения потребителей. Потребители 1-й категории при этом получают двойное резервирование.

Принципиальная тепловая схема электростанции с поперечными связями показана на рис. 6.22. Все КУ выдают острый пар в общую магистраль, к которой подсоединены паровые турбины. Питательная вода после деаэракторов также подается в общестанцион-



чески оптимальными являются бинарные ПГУ без прямого подвода теплоты в паротурбинный цикл. В то же время наибольшее значение  $\eta_{\text{ПГУ}}$  получено при использовании сжигания дополнительного топлива (СДТ) перед КУ.

Согласно термодинамическому анализу характеристик ПГУ с дожиганием топлива при неизменных параметрах пара паровой турбины организация дополнительного сжигания топлива перед котлом-утилизатором, сопровождающаяся увеличением расхода пара, позволяет снизить температуру уходящих газов за котлом-утилизатором.

Выражение для КПД цикла с дожиганием имеет вид

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \frac{1}{1+\beta} \cdot \eta_{\text{ПГУ}}^0 + \frac{\beta}{1+\beta} \cdot \eta_{\text{д}}, \quad (6.27)$$

где  $\beta = Q_{\text{д}}/Q_{\text{кс}}$  – коэффициент, характеризующий долю дополнительно сжигаемого топлива;  $\eta_{\text{ПГУ}}^0$  и  $\eta_{\text{ПГУ}}$  – КПД ПГУ без дожигания топлива и при дожигании;  $\eta_{\text{д}}$  – КПД дополнительного цикла при сжигании дополнительного топлива.

Приращение КПД ПГУ благодаря дожиганию определяется как:

$$\Delta\eta_{\text{ПГУ}} = \frac{\beta}{1+\beta} \cdot (\eta_{\text{д}} - \eta_{\text{ПГУ}}^0), \quad (6.28)$$

а условие его повышения при дожигании имеет вид  $\eta_{\text{д}} > \eta_{\text{ПГУ}}^0$ .

Согласно данным [11] в диапазоне температур газа на входе в газовую турбину до 1000 °С дожигание целесообразно, т. к. увеличивает  $\eta_{\text{ПГУ}}$  даже при высоких параметрах свежего пара (давление 8–12 МПа). Несмотря на то, что имеющиеся расчеты свидетельствовали о повышении эффективности ПГУ при дожигании небольшого количества топлива и обеспечении высоких параметров свежего пара, этому обстоятельству не было уделено должного внимания, в особенности, применительно к низкоэкономичным ГТУ мощностью 10–25 МВт, которые составляют 90 % парка ГТУ, находящихся в эксплуатации на КС магистральных газопроводов.

Парогазовая установка ПГУ-800 с дожиганием топлива разрабатывалась в середине 1980-х годов в СССР для крупных ГРЭС на природном газе в качестве альтернативы конденсационным энергоблокам сверхкритического давления [12]. Она состоит из двух газотурбинных установок типа ГТЭ-150 АО ЛМЗ, двухкорпусного прямоточного, с уравновешенной тягой котла-утилизатора производительностью 1150 т/ч (каждый корпус котла устанавливается за своей ГТУ и работает независимо) и конденсационной паровой турбины с промперегревом пара, развивающей в составе ПГУ мощность около 450 МВт.

В ПГУ-800 принято давление пара за КУ 13,5 МПа, при котором обеспечивается достаточно высокая экономичность ПГУ. Для обеспечения стандартных температур перегретого пара (545/545 °С) в среде выхлопных газов ГТУ сжигается дополнительное топливо. В проекте ПГУ-800 принята температура газов на входе в котел 830–850 °С с приемлемыми температурными напорами в трубных секциях. Такой подогрев и состав оборудования ПГУ-800 в целом обеспечивают близкую к оптимальной при принятых параметрах степень бинарности цикла ( $\beta^0 = 0,55 \div 0,66$ ).

Результаты вариантных расчетов энергетических показателей этой ПГУ приведены в табл. 6.11. Вариации показателей ГТУ были приняты с учетом последующего совершенствования ГТУ. На расчетном режиме (при  $t_{\text{нв}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ) температура уходящих газов из КУ составляла  $125 \text{ }^\circ\text{C}$ ; температура питательной воды  $63,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ; давление в конденсаторе  $3,5 \text{ кПа}$ . Из таблицы видно, что применение дожигания обеспечивает достаточно высокую экономичность ПГУ, несмотря на низкие показатели качества ГТУ. Проект не был реализован.

Таблица 6.11

**Показатели экономичности ПГУ-800 в вариантах работы двух, одной ГТУ и при отключенных ГТУ**

Показатель	Количество работающих ГТУ					
	2	2	2	1	1	откл.
Начальная температура газов, $^\circ\text{C}$	950	1030	1100	950	1100	–
Мощность ГТУ, МВт	283,2	316,0	365,6	141,6	182,8	–
Температура выхлопных газов ГТУ, $^\circ\text{C}$	417	473	514	417	514	–
Коэффициент избытка воздуха в выхлопных газах	4,09	3,61	3,22	4,09	3,22	–
Расход топлива в ГТУ, кг/с	19,54	22,18	24,64	9,77	12,32	–
Расход топлива перед котлом, кг/с	16,08	14,20	12,78	22,24	20,59	28,40
Степень бинарности	0,55	0,61	0,66	0,30	0,37	–
Температура газов на входе в котел, $^\circ\text{C}$	845	845	845	845	845	845
Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах	2,22	2,19	2,10	–	–	2,22
Мощность блока (брутто), МВт	733,5	766,3	815,9	591,9	633,1	450,0
Мощность, затраченная на собственные нужды, МВт	29,5	29,5	29,5	33,1	33,1	36,8
Мощность блока (нетто), МВт	704,0	736,8	786,4	558,8	600,0	413,2
КПД ПГУ	43,40	44,60	46,20	38,40	40,00	32,04
Удельный расход условного топлива, г/кВт·ч	282,9	276,0	266,0	320,2	306,9	383,9

В приведенных ниже исследованиях сжигание дополнительного топлива рассматривается исключительно как средство достижения высоких параметров парового цикла и повышения КПД КУ при использовании ГТУ с относительно низкой температурой выхлопных газов.

Проведенный расчетный анализ посвящен определению условий, при которых это средство дает положительный эффект, т. е. повышает мощность ПГУ, по крайней мере, без снижения ее КПД.

**Особенности методики расчета.** Кроме степени бинарности, КПД ПГУ зависит от КПД ГТУ, КПД парового цикла и КПД КУ. Обеспечение умерен-

ных и высоких параметров свежего пара благодаря подогреву выхлопных газов ГТУ способствует резкому возрастанию  $\eta_{пт}$  и  $\eta_{ку}$ , и позволяет поднять КПД ПГУ до 45–48 %. Эта мера компенсирует недостатки качества многих ГТУ малой мощности, имеющих температуру выхлопных газов сравнительно низкую (до 460–510 °С).

Вопрос о приспособлении паровой турбины средней мощности к высоким параметрам свежего пара решается путем создания модульных агрегатов, которые спроектированы на основе использования отдельных элементов, хорошо проверенных многолетней практикой паротурбостроения. Ведущие зарубежные фирмы (Siemens, Alstom) имеют целую гамму паровых турбин (конденсационных с отбором пара и противодавленческих), которые в классе мощности до 50 МВт могут эффективно и надежно работать при параметрах пара до 12 МПа/520 °С, а в классе мощности до 100 МВт – до 14 МПа/540 °С.

Расчетная схема ПГУ с КУ двух давлений пара показана на рис. 6.23. Количество ГТУ не оговаривается; если их несколько, выхлопные газы подводятся к коллектору-газоходу, подающему газы в общий котел-утилизатор. Последнее играет важную роль в случае оснащения ТЭС газотурбинными установками малой или средней мощности (16–25 МВт), причем не имеет значения однотипные они или нет. Такое решение позволяет применить паровую турбину значительно большей мощности, нежели требовалась бы для типичной дубли-схемы ПГУ (2×ГТУ + ПТ) и принять для нее параметры свежего пара настолько высокие, насколько позволяет класс мощности этой паровой турбины.

В рассматриваемой тепловой схеме ПГУ с дожиганием топлива конденсат подается в газоводяной подогреватель, размещенный на выходе КУ, где нагревается до температуры 95 °С, после чего поступает в деаэратор, работающий при температуре 105 °С. В экономайзере низкого давления питательная вода увеличивает свою температуру до температуры насыщенного пара контура НД и поступает в барабан-сепаратор парогенератора низкого давления, из которого часть воды питательным насосом высокого давления подается в эконо-

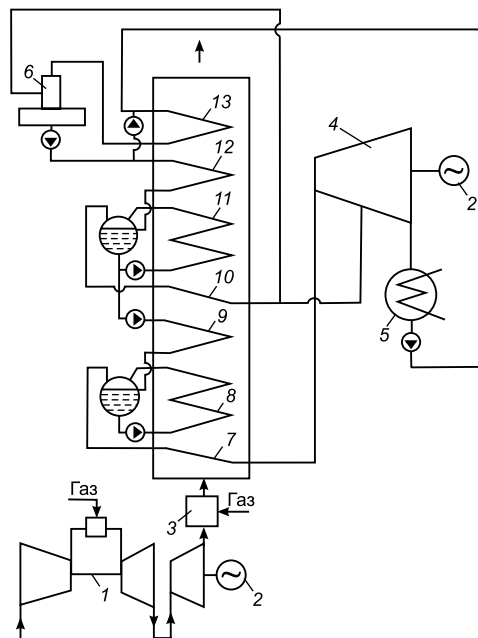


Рис. 6.23. Принципиальная тепловая схема ПГУ:

1 – ГТУ; 2 – электрогенератор; 3 – камера сжигания дополнительного топлива; 4 – паровая турбина; 5 – конденсатор; 6 – деаэратор; 7–12 – пароперегреватели, парогенераторы, экономайзеры контуров низкого и высокого давлений соответственно; 13 – газовый подогреватель конденсата (ГПК).



СДТ)  $\theta_{\text{ку}} = t_{\text{гт}}$ . При использовании СДТ ( $\beta > 0$ )  $\theta_{\text{ку}} = t_{01} + \Delta t_{\text{пт1}}$ , располагаемая мощность КУ  $Q_{\text{ку}} = \theta_{\text{ку}} \cdot \varepsilon$  и относительный расход дополнительного топлива

$$\beta = \frac{Q_{\text{ку}} - Q_{\text{гт}}}{N_{\text{гту}}} \cdot \eta_{\text{гту}}.$$

При анализе эффективности сжигания дополнительного топлива с подъемом параметров пара использовали в основном четыре показателя: КПД ПГУ  $\eta_{\text{пгу}}$ ; КПД парового цикла  $\eta_{\text{пц}}$ ; КПД дополнительной выработки электроэнергии  $\eta_{\text{д}}$  и прирост мощности паровой турбины  $\Delta N_{\text{пт}}/N_{\text{пт}}$ .

КПД ПГУ находится по соотношению

$$\eta_{\text{пгу}} = \frac{N_{\text{гту}} + N_{\text{пт}}}{(B_{\text{кв}} + B_{\text{д}}) \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (6.29)$$

где  $N_{\text{гту}}$  и  $N_{\text{пт}}$  – мощность ГТУ и паровой турбины соответственно;  $B_{\text{кв}}$  и  $B_{\text{д}}$  – расход топлива в ГТУ и КУ. После преобразований это соотношение принимает вид

$$\eta_{\text{пгу}} = \frac{\eta_{\text{гту}}}{1 + \beta} + \frac{(1 - \eta_{\text{гту}})}{1 + \beta} \cdot \eta_{\text{пц}} \cdot \eta_{\text{ку}}, \quad (6.30)$$

в котором  $\beta = B_{\text{д}}/B_{\text{кв}}$  – относительный расход дополнительного топлива.

КПД котла-утилизатора  $\eta_{\text{ку}}$  характеризует эффективность передачи тепловой мощности дымовых газов в паровой цикл

$$\eta_{\text{ку}} = \frac{\theta_{\text{ку}} - \theta_{\text{ух}}}{\theta_{\text{ку}} - t_{\text{нв}}}. \quad (6.31)$$

КПД парового цикла  $\eta_{\text{пц}}$  характеризует эффективность преобразования тепловой мощности, переданной в паровой цикл, в мощность паровой турбины

$$\eta_{\text{пц}} = \frac{N_{\text{пт}}}{[B_{\text{кв}} \cdot (1 - \eta_{\text{гту}}) + B_{\text{д}}] \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{ку}}}. \quad (6.32)$$

КПД выработки дополнительной энергии  $\eta_{\text{д}}$  представляет отношение прироста мощности паровой турбины, полученного за счет СДТ, к тепловой мощности дополнительно сжигаемого в котле утилизаторе топлива

$$\eta_{\text{д}} = \frac{N_{\text{пт}} - N_{\text{пт}}^0}{B_{\text{д}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (6.33)$$

где  $N_{\text{пт}}$  – мощность паровой турбины при  $\beta > 0$ ;  $N_{\text{пт}}^0$  – то же при  $\beta = 0$ .

Очевидно, если  $\eta_{\text{д}} > \eta_{\text{пгу}}$ , то сжигание дополнительного топлива энергетически оправдано, так как приводит к увеличению  $\eta_{\text{пгу}}$ .

Таким образом, каждый вариант расчета при  $\beta > 0$  являлся конструкторским и, следовательно, им соответствовали паротурбинные надстройки с отличающимися значениями теплообменных поверхностей КУ и конструкций

(числа ступеней, цилиндров) паровой турбины, т. е. параметр  $\beta$  являлся определяющим в числе исходных данных расчета.

Для анализа влияния СДТ на показатели ПГУ использован следующий подход. Выбирали бинарную ПГУ из числа уже описанных в различных публикациях с известным составом и параметрами основного оборудования. Для уточнения показателей этой ПГУ (неизбежно различающихся в силу использования различных методик расчета) и определения недостающих начальных данных (например, минимальных температурных напоров по газовому тракту КУ, влажности пара на выходе из паровой турбины, мощности паровой турбины и т. д.) рассчитывали выбранную ПГУ ( $\beta = 0$ ). Этот расчетный вариант бинарной ПГУ называли базовым; последующие варианты расчетов выполняли для все возрастающих расходов дополнительно сжигаемого в КУ топлива ( $\beta > 0$ ), при этом синхронно повышали параметры свежего пара, сохраняя  $\Delta t_{\text{мп1}}$  неизменным. При дальнейшем увеличении температуры на входе в КУ и достижении параметров свежего пара на уровне  $p_0 = 12 \div 14$  МПа и  $t_0 = 520 \div 540$  °С последние уже сохраняли неизменными, и следовательно, начинали увеличивать значения  $\Delta t_{\text{мп1}}$ . Во всех вариантах выдерживали одинаковыми значения влажности пара на выходе из паровой турбины, итеративно определяя необходимое давление свежего пара высокого давления. Параметры пара низкого давления обычно сохраняли неизменными. Такой способ форсирования парового цикла ПГУ за счет дожигания топлива в КУ назовем комплексным. Альтернативой ему может служить способ форсирования, в котором при сохранении неизменной температуры перегретого пара с ростом дожигания повышают давление свежего пара [13]; этот способ рассмотрен ниже. Далее строили зависимости основных энергетических показателей ПГУ от величины  $\beta$  и анализировали эффективность использования СДТ по КПД ПГУ и коэффициенту полезного действия по выработке дополнительной мощности паровой турбиной (по сравнению с базовым вариантом).

При расчетах парогазовых установок не учитывались потери теплоты в окружающую среду от котла-утилизатора, потери давления по трактам рабочих сред, потери энергии при продувке котловой воды в паровых барабанах КУ; теплоемкость дымовых газов по тракту КУ принималась постоянной; потери энергии на собственные нужды паротурбинной надстройки принимались равными 3 % от мощности паровой турбины; электромеханический КПД турбогенератора равен единице.

**Энергетические характеристики ПГУ с дожиганием.** Некоторые особенности влияния начальных параметров пара и параметров ГТУ при использовании СДТ рассмотрим на примере ПГУ, спроектированной для КС «Приводино», поскольку состав оборудования и энергетические показатели этой ПГУ известны [14]. Расчет этой бинарной ПГУ позволил определить недостающие исходные данные (в частности, минимальные температурные напоры по газовому тракту КУ, влажность пара на выходе из ПТ, мощность ПТ). Эти данные приведены в табл. 6.12. Отличительной особенностью ПГУ является использование трех ГТУ типа ГТН-16М1, которые при расчетной температуре  $t_{\text{нв}} = 5$  °С имеют весьма низкую температуру выхлопных газов (400 °С) при  $\eta_{\text{ГТУ}} = 30,5$  %. Это обуславливает низкие параметры свежего пара (3,87 МПа/390 °С), и, как следствие,  $\eta_{\text{ПГУ}}$  составляет 43 %, хотя КУ имеет два паровых контура.

Таблица 6.12

Расчетные параметры бинарных ПГУ, принятых в качестве базовых ( $\beta = 0$ )

Показатель		ОАО «Газпром», КС «При- водино»	ДК «Укртрансгаз», ГПК «Богородчань»			
			КС-21	КС-39	КС-21	КС-39
			с действующими ГТУ		с новыми ГТУ	
Тип ГТУ		ГТН-16М1	ГТК-10И	ГТК-25И	ДН-70	ДН-80
Мощность ГТУ $N_{ГТУ}$ , МВт		51,21	5×10	2×25	5×10	2×25
КПД ГТУ $\eta_{ГТУ}$		30,53	27,00	27,00	36,00	36,00
Температура выхлопных газов $t_{ГТ}$ , °С		400	520	488	442	452
Контур высоко-го давлени-я	Давление $p_{01}$ , МПа	3,87	5,17	5,17	3,86	3,86
	Температура $t_{01}$ , °С	390	455	455	415	415
	Паропроизводительность $D_1$ , кг/с	20,20	27,42	25,11	15,51	16,07
Контур низко-го давлени-я	Давление $p_{02}$ , МПа	0,76	0,6	0,6	0,6	0,6
	Температура $t_{02}$ , °С	214	214	214	217	215
	Паропроизводительность $D_2$ , кг/с	7,66	6,47	7,81	5,27	4,99
Температура газов на выходе из КУ $\theta_{yx}$ , °С		131	135	140	145	144
Степень сухости пара $x$		0,915	0,908	0,908	0,908	0,908
КПД КУ $\eta_{ку}$		66,10	73,90	71,30	67,00	68,05
КПД парового цикла $\eta_{пц}$		26,20	28,80	28,30	26,74	26,92
Мощность паровой турбины $N_{пт}$ , МВт		20,80	27,90	26,40	15,45	15,79
КПД ПГУ (отдельно для КС) $\eta_{пгу}$ , %		42,60	42,10	41,30	47,12	47,37
КПД ПГУ (для ПТН в целом) $\eta_{пгу}$ , %		–	41,66		47,23	

Примечание. В расчетах принято  $t_{не} = 5$  °С,  $p_k = 20$  кПа.

Результаты расчетов для возрастающих расходов дополнительного топлива приведены на рис. 6.25, а, из которого следует, что по мере роста  $\beta$  увеличивается  $\eta_{пгу}$  достигая в конце диапазона (при  $\beta = 0,52$ ) значения 44,3 %. При этом параметры свежего пара составляют 13,5 МПа/540 °С, а мощность паровой турбины – 63,7 МВт. При  $\beta > 0,15$  КПД дополнительной выработки электроэнергии возрастает и затем стабилизируется на уровне  $\eta_d = 0,475$ . Поскольку при этом расход пара низкого давления снижается до 1,04 кг/с при  $\theta_{ку} > 700$  °С КУ можно выполнять на одно давление пара, что удешевит его производство. Подтверждением могут служить результаты исследования этой

ПГУ с использованием одноконтурного КУ. Изменение энергетических показателей (рис. 6.25, б) свидетельствует, что применение СДТ с целью обеспечения высоких параметров свежего пара и в этом случае полностью себя оправдывает в энергетическом отношении. В конце исследуемого диапазона ( $\beta = 0,55$ ) имеем:  $\eta_{\text{ПГУ}} = 0,436$ ,  $\eta_{\text{ПЦ}} = 0,339$ ,  $\eta_{\text{КУ}} = 0,876$ . При параметрах пара 12,6 МПа/540 °С мощность ПТ составляет 64,5 МВт, температура уходящих из КУ газов равна 90 °С. Дополнительное топливо с КПД 49,7 % превращается в дополнительную мощность ПТ.

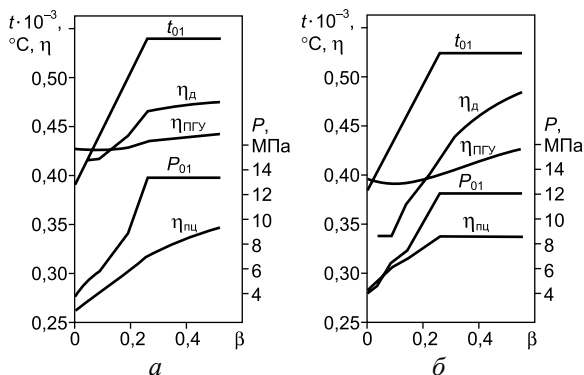


Рис. 6.25. Графики изменения показателей ПГУ с дожиганием и подъемом параметров свежего пара в двухконтурном (а) и одноконтурном (б) КУ для условий КС «Приводино».

Анализ результатов численных исследований парогазовых схем с дожиганием продолжим на примере ПГУ на базе ГТУ АЛ-31СТЭ мощностью 20 МВт [15]. Институтом «Теплоэлектропроект» (г. Москва) разработаны ТЭО строительства четырех ТЭЦ, на каждой из которых планируется установить от двух до восьми блоков бинарных ПГУ-27, на базе АЛ-31СТЭ и паро-

вой турбины Т-5/7 КТЗ (г. Калуга) мощностью 7,5 МВт в конденсационном режиме. Указанная ГТУ имеет  $t_{\text{ГТ}} - 481$  °С и  $\eta_{\text{ГТУ}} - 34,7$  %. Котел-утилизатор ПГУ-27 имеет два давления пара (4 МПа/440 °С и 0,3 МПа/170 °С) при общей паропроизводительности 35 т/ч;  $\eta_{\text{ПГУ}} = 50$  %.

Для уточнения показателей этой ПГУ и определения недостающих начальных данных (например, температурных напоров по газовому тракту КУ, влажности пара на выходе из паровой турбины, мощности паровой турбины и т. д.), рассчитали выбранную ПГУ без СДТ ( $\beta = 0$ ). Последующие варианты расчетов выполняли для все возрастающих расходов дополнительно сжигаемого в КУ топлива ( $\beta > 0$ ), при этом синхронно повышали параметры свежего пара, сохраняя  $\Delta t_{\text{ПЦ}}$  неизменным. При дальнейшем увеличении температуры на входе в КУ и достижении значений параметров свежего пара, равных 12–14 МПа/520–540 °С, последние уже сохраняли неизменными и начинали увеличивать значения  $\Delta t_{\text{ПЦ}}$  (при этом температурные напоры  $\Delta t_{\text{П1}}$ ,  $\Delta t_{\text{П2}}$  и  $\Delta t_{\text{ПЦ}}$  не изменялись). Во всех вариантах выдерживали одинаковыми значения влажности пара на выходе из паровой турбины, итеративно определяя необходимое давление свежего пара.

Данные расчетов представлены в табл. 6.13. В столбце 1 определены недостающие для последующих расчетов параметры ПГУ-27; при давлении в конденсаторе 7 кПа и  $\eta_{\text{oi}} = 0,8$  получена сухость пара  $x = 0,92$ . Даже несмотря на высокий уровень  $t_{\text{ГТ}}$  низкое значение  $\eta_{\text{ПЦ}} - 0,28$  приводит в итоге к  $\eta_{\text{ПГУ}} = 47,4$  %, что на 2,5 % (абсолютных) ниже указанного в проекте.



## ПГУ С ПОЛУЗАВИСИМОЙ СХЕМОЙ, РАБОТАЮЩАЯ НА УГЛЕ И ГАЗЕ

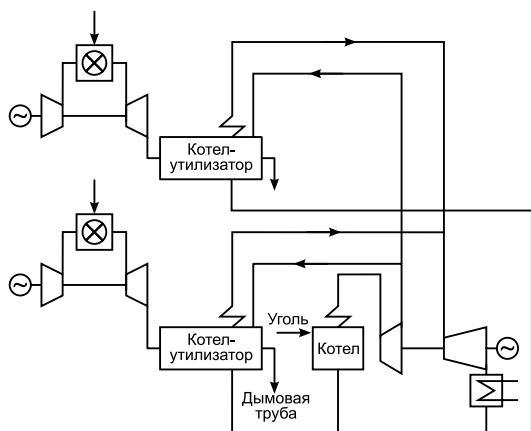
В марте 2000 г. в индустриальном центре Мар Та Пхат (Таиланд) введена в эксплуатацию ПГУ с полузависимой тепловой схемой мощностью 230 МВт на основе парового котла с циркулирующим кипящим слоем (ЦКС). Главная ее особенность – использование в качестве топлива природного газа и угля. Сооружение электростанции выполнено компанией Cogeneration Company Ltd. Основные технические характеристики энергоблока следующие: параметры свежего пара – 18,3 МПа, 568 °С, температура промежуточного перегрева – 530 °С, паропроизводительность – 120,6 кг/с, электрическая мощность в конденсационном режиме – 233 МВт, в режиме с производственным отбором пара в количестве 100 т/ч – 209 МВт. В первом случае КПД нетто энергоблока составляет 43 %, во втором – 53 % при температуре окружающего воздуха 32,2 °С и температуре охлаждающей циркуляционной воды 30 °С.

В состав энергоблока входят один угольный паровой котел с ЦКС, одна паротурбинная установка, две газотурбинные установки с котлами-утилизаторами. Технология сжигания топлива в ЦКС позволяет использовать угли в широком диапазоне свойств при соблюдении требований по защите окружающей среды. Применение обычного пылеугольного котла потребовало бы установки дополнительных громоздких и дорогих установок десульфуризации и денитрификации.

Котлы-утилизаторы ГТУ и паровой котел с ЦКС (барабанный с естественной циркуляцией) поставлены фирмой Foster Wheeler Energy International (Финляндия). К особенностям их конструкции относятся использование водоохлаждаемых циклонов и горизонтальных панелей пароперегревателей, изготовленных из двухзаходных труб. Котел рассчитан на изменение температуры питательной воды в процессе эксплуатации в диапазоне от 150 до 275 °С в зависимости от условий подогрева питательной воды в КУ при работе ГТУ типа GE MS6001B (Frame 6B) мощностью 42,1 МВт (по ISO). Промежуточный пароперегреватель отсутствует, вторичный перегрев пара осуществляется в КУ, куда поступают продукты сгорания после газовой турбины с температурой

500–560 °С. В КУ подогревается пар и вода паросилового цикла. КУ содержит три трубных секции – промежуточный пароперегреватель, экономайзер питательной воды высокого давления и конденсатный экономайзер низкого давления.

Расчетные значения входной и выходной температуры продуктов сгорания в КУ составляют соответственно 553 и 100 °С. При этом обеспечивается выходная температура промперегрева пара 530 °С. Система газоходов



оборудована байпасным шибером, направляющим продукты сгорания в дымовую трубу в случае работы ГТУ в автономном режиме при отключенном КУ.

Паровая турбина фирмы General Electric выполнена двухцилиндровой. Из цилиндра высокого давления пар поступает в промежуточный пароперегреватель КУ, а затем возвращается в цилиндр низкого давления. Последний имеет два отбора пара: один – в деаэратор, другой – в предварительный подогреватель конденсата низкого давления перед подачей его в КУ для поддержания температуры выше «точки росы».

Конденсатор паровой турбины оборудован одноходовыми титановыми трубными пучками. Проектный нагрев охлаждающей циркуляционной воды в них составляет 4,4 °С в режиме с производственным отбором пара и 5,6 °С – в чисто конденсационном режиме.

Одно из главных преимуществ технологии ЦКС – возможность эффективного подавления образования оксидов серы и азота SO<sub>2</sub> и NO<sub>x</sub> внутри топочной камеры котла. Для связывания серы в топку в нескольких местах пневматическим способом вводится известняк. Генерация NO<sub>x</sub> снижается за счет организации двухступенчатой подачи воздуха, создания относительно низких температур в зоне горения, а также ввода аммиака. Уменьшение эмиссии NO<sub>x</sub> в камерах сгорания газовых турбин достигается с помощью впрыска воды. Для улавливания золы перед дымовой трубой установлены рукавные фильтры.

Перечисленными мероприятиями гарантируются удельные значения выбросов SO<sub>2</sub> – 224, NO<sub>x</sub> – 49,5, золы – 6,8 мг/МДж при сжигании угля с содержанием серы до 3 %. При работе на природном газе концентрация NO<sub>x</sub> в продуктах сгорания не превышает 70 мг/МДж. Указанные значения выбросов существенно ниже установленных Всемирным Банком и Агентством по защите окружающей среды Таиланда.

Конструкция энергоустановки учитывает возможность ее эксплуатации в различных режимных условиях, отличных от проектных. Так, в случае снижения нагрузки газовых турбин при высокой производительности парового котла возможно снижение температуры промперегрева пара и питательной воды. Допустимые их значения обеспечиваются при нагрузках газовых турбин до 60 % номинальной.

Возможна также работа энергоблока при остановленных газовых турбинах. В этом случае часть свежего пара после котла с ЦКС байпасируется в систему горячего промперегрева, чтобы поддержать требуемую температуру вторичного пара. При этом нагрузка электрогенератора паровой турбины будет ограничена значением 90 МВт. Необходимый подогрев питательной воды обеспечивается в специальном баке с помощью пара из отбора.

При сниженной нагрузке котла ЦКС и полной нагрузке обеих ГТУ для уменьшения температуры промперегрева за КУ используется впрыск питательной воды. Возможно также частичное открытие байпасных шиберов на выхлопе газовых турбин.

При автономной работе котла ЦКС и паровой турбины предусмотрены режимы и мероприятия, обеспечивающие подачу технологического пара.

Расчеты, выполненные для одиночного блока ПГУ-27, показали, что как для варианта с КУ одного давления, так и для двухконтурного КУ, при условии неизменности параметров свежего пара (3,6 МПа/445 °С) применение СДТ неэффективно:  $\eta_{\text{ПГУ}}$  снижается с ростом  $\beta$ , несмотря на снижение температуры уходящих газов и повышение  $\eta_{\text{КУ}}$ . Объясняется это тем, что в рассмотренных случаях  $\eta_{\text{пл}} < \eta_{\text{ГТУ}}$  и с ростом  $\beta$  увеличивается доля выработки энергии с  $\eta_{\text{пл}}$ , на что указывает непрерывное снижение  $\eta_{\text{д}}$  по мере увеличения количества тепла, подводимого в паровой цикл.

Использование СДТ при  $\beta = 8,9\%$  и  $25,7\%$  увеличивает температуру газов перед КУ до 579 и 710 °С, повышает суммарную паропроизводительность КУ, но при незначительном повышении параметров свежего пара (до 6,7 МПа/510 °С) КПД ПГУ снижается (столбцы 2 и 3). Возможность повышения давления свежего пара ограничивается малой размерностью паровой турбины (6–13 МВт). Эта проблема решается путем применения выносного (общецехового) КУ, на который могут работать от 2 до 8 ГТУ. В столбцах 4–6 табл. 6.13 рассмотрен вариант работы 4 ГТУ типа АЛ-31СТЭ суммарной мощностью 80 МВт. Столбец 4 содержит данные для базового варианта ПГУ чисто бинарного типа; два последующих столбца – с дожиганием топлива перед КУ ( $\beta = 12$  и  $24\%$ ). Увеличение параметров свежего пара до 9 МПа/540 °С привело к тому, что при  $\beta = 12\%$   $\eta_{\text{ПГУ}} = 50,88\%$  и превышает этот показатель в столбце 4 (при  $\beta = 0$ ), а КПД дополнительной выработки электроэнергии достигает 52,66% (столбец 5).

Таким образом, на конденсационном режиме использование СДТ ( $\beta = 12\%$ ) с одновременным увеличением параметров свежего пара не только увеличивает мощность ПТ до 50,4 МВт (вместо  $4 \times 7,3$  МВт), но и повышает эффективность ПГУ на 3,48%; суммарная мощность энергоцеха составит 130,4 МВт. Другими словами, вместо 5 блоков ПГУ-27 ту же электрическую мощность вырабатывают 4 ГТУ + ПТ с общецеховым КУ. Следовательно, при использовании в составе ПГУ современного по параметрам газотурбинного двигателя АЛ-31СТЭ имеются условия для термодинамически выгодного подвода теплоты в паросиловой цикл и обеспечения таким путем высоких параметров свежего пара.

Как можно было заметить из столбцов 1–6 таблицы 6.13, исходный вариант ПГУ-27 отличается весьма высокими значениями температурных напоров  $\Delta t_{\text{мп1}}$ ;  $\Delta t_{\text{ил}}$ ;  $\Delta t_{\text{мп2}}$ . В столбцах 7,8 приведены результаты расчетов для  $\Delta t_{\text{мп1}} = 25$  °С и  $\Delta t_i = 10$  °С при прочих неизменных условиях; базовым вариантом при этом принимали данные столбца 4. Видно, что снижение температурных напоров по тракту КУ приводит к росту  $\eta_{\text{КУ}}$ , паропроизводительности контура высокого давления и увеличению мощности ПТ при практически той же эффективности ПГУ, которая имела место в базовом варианте. КПД дополнительной выработки электроэнергии при  $\beta = 15\%$  составляет ~52% (столбец 8). Указанные данные близки к результатам столбца 5, при  $\beta = 12\%$ . Предполагая, что ГТУ, аналогичные по характеристикам ГТУ АЛ-31СТЭ, могут применяться на компрессорных станциях для привода нагнетателей природного газа, рассмотрели показатели ПГУ с повышенным давлением в конденсаторе паровой турбины  $p_{\text{к}} = 16$  кПа (столбцы 9 и 10). При естественном снижении  $\eta_{\text{ПГУ}}$  вследствие снижения  $\eta_{\text{пл}}$  применение СДТ перед КУ в количестве соответствующем 10% от расхода топлива в КС всех ГТУ, работающих на общецеховой КУ, улучшает эффективность ПГУ по сравнению с КПД ПГУ бинарной схемы, при этом  $\eta_{\text{д}}$  превышает  $\eta_{\text{ПГУ}}$ .

Таблица 6.13

**Результаты вариантных расчетов ПГУ на базе двигателя АЛ-31СТЭ  
(при  $\eta_{oi} = 0,85$ ;  $p_k = 7$  кПа)**

Показатель	ПГУ-27 ( $N_{ПГУ} = 20$ МВт)			4 × АЛ-31СТЭ + ПТ ( $N_{ПГУ} = 80$ МВт)							
	$\Delta t_{мп1} = 69$ °С			$\Delta t_{мп1} = 64$ °С			$\Delta t_{мп1} = 25$ °С		$\Delta t_{мп1} = 25$ °С; $p_k = 16$ кПа		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Отн. расход дополнительного топлива $\beta$ , %	0	8,94	25,70	0	12,13	24,39	7,15	15,45	0	10,22	
Температура газа на входе в КУ $\theta_{ку}$ , °С	509	579	710	509	604	700	565	630	509	589	
Температурные напоры, °С:											
$\Delta t_{мп1}$	69	69	69	64	64	160	25	90	64	64	
$\Delta t_{и1}$	50	50	50	10	10	10	10	10	10	10	
$\Delta t_{мп2}$	50	50	50	10	10	10	10	10	10	10	
Контур высокого давления	давление $p_{01}$ , МПа	3,50	6,70	6,70	4,60	9,15	9,02	10,15	9,70	6,00	11,40
	температура $t_{01}$ , °С	440	510	510	445	540	540	540	540	445	525
	расход пара $D_1$ , кг/с	6,97	8,21	12,58	31,13	39,93	53,15	34,40	43,56	31,40	38,52
Контур низкого давления	давление $p_{02}$ , МПа	0,3	0,3	0,3	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
	температура $t_{02}$ , °С	196	205	163	208	208	176	224	200	217	215
	расход пара $D_2$ , кг/с	1,98	2,26	0,99	6,57	6,62	2,75	8,57	5,60	7,68	7,49
Температура уходящих газов $\theta_{ух}$ , °С	145	139	126	113	102	89	107	98	112	103	
Степень сухости $x$	0,922	0,924	0,928	0,880	0,880	0,880	0,880	0,880	0,880	0,880	
Мощность ПТ $N_{пт}$ , МВт	7,30	9,60	13,60	35,80	50,40	63,36	46,14	55,15	34,07	46,42	
Мощность ПГУ $N_{ПГУ}$ , МВт	27,3	29,6	33,6	115,8	130,4	143,4	126,1	135,2	114,1	126,4	
КПД котла-утилизатора $\eta_{ку}$ , %	71,42	76,00	82,28	77,80	83,15	87,32	81,05	84,41	77,86	82,56	
КПД парового цикла $\eta_{пц}$ , %	28,37	30,98	32,93	31,94	35,46	36,22	34,52	35,53	29,45	32,71	
КПД ПГУ $\eta_{ПГУ}$ , %	47,40	47,16	46,24	50,60	50,88	50,42	50,94	50,59	49,46	49,63	
КПД по дополнительной выработке энергии $\eta_{д}$ , %	–	45,92	43,04	–	52,66	49,45	57,16	51,99	–	51,31	

Изменение энергетических показателей ПГУ с дожиганием топлива ( $\beta = 12\%$ ) в зависимости от КПД ГТУ и температуры ее выхлопных газов приведены на рис. 6.26. Видно более существенное влияние  $\eta_{ГТУ}$ , чем значения  $t_{ГТ}$ . На рисунках обозначено:  $\Delta\eta_{ПГУ} = \eta_{ПГУ} - \eta_{ПГУ}^0$ ;  $\Delta\eta_d = \eta_d - \eta_{ПГУ}$ ;  $\Delta\bar{N}_{ПТ} = (N_{ПТ} - N_{ПТ}^0) / N_{ПТ}^0$ ; индекс «0» соответствует значениям параметров в бинарной схеме ПГУ (т. е. при  $\beta = 0$ ).

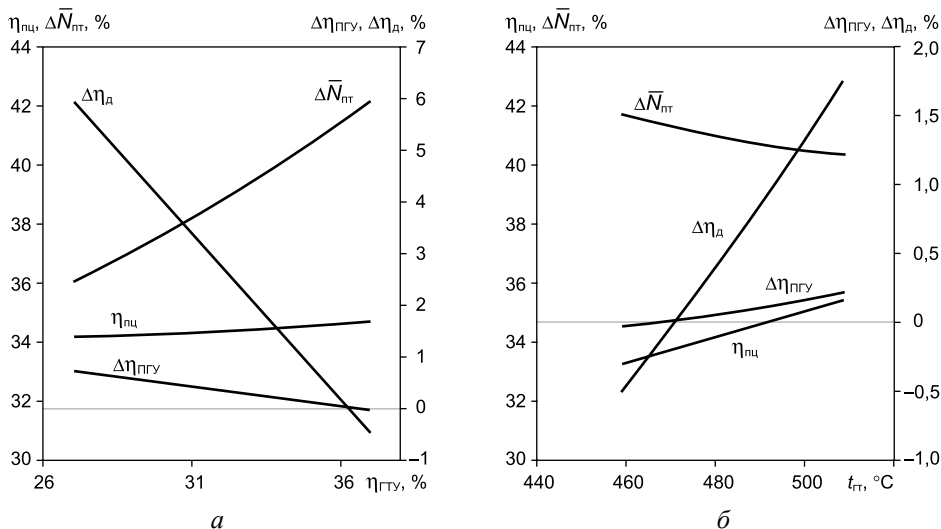


Рис. 6.26. Изменение энергетических показателей ПГУ с дожиганием топлива ( $\beta = 12\%$ ) в зависимости от КПД ГТУ и температуры ее выхлопных газов:  $a - t_{ГТ} = 489\text{ }^\circ\text{C}$ ;  $b - \eta_{ГТУ} = 36\%$ .

С уменьшением  $\eta_{ГТУ}$  при  $t_{ГТ} = 489\text{ }^\circ\text{C}$  применение СДТ (с соответствующим подъемом параметров свежего пара и неизменности прочих начальных условий) способствует все более эффективному сжиганию дополнительного топлива, что в итоге вызывает возрастание  $\eta_{ПГУ}$ . При указанном выше значении  $t_{ГТ}$  рациональное применение СДТ, согласно расчетам, ограничено КПД ГТУ, равным примерно 36% (см. на рис. 6.26,  $a$  пересечение кривых  $\Delta\eta_d$  и  $\Delta\eta_{ПГУ}$ ), при котором  $\Delta\eta_{ПГУ} \rightarrow 0$ . Варьирование температуры выхлопных газов ГТУ при  $\eta_{ГТУ} = 36\% = \text{const}$  показывает, что СДТ при  $\beta = 12\%$  нерационально, если  $t_{ГТ} < 470\text{ }^\circ\text{C}$ , так как  $\Delta\eta_d$  и  $\Delta\eta_{ПГУ}$  принимают отрицательные значения (рис. 6.26,  $b$ ). Дополнительная мощность паровой турбины, полученная за счет СДТ с подъемом параметров свежего пара, составляет 36–42% от значений  $N_{ПТ}^0$ .

Поскольку изменение параметра  $\beta$  влияет на энергетические показатели ПГУ в целом, для оптимизации количества дожигаемого топлива необходимо при заданных параметрах ГТУ ( $\eta_{ГТУ}$  и  $t_{ГТ}$ ) найти функции  $\eta_{ПГУ}$  и  $\eta_d = f(\beta)$  и с учетом стоимостных показателей оценить эффективность применения СДТ в котле-утилизаторе для подъема параметров свежего пара.

## 6. УСЛОВИЯ ЭФФЕКТИВНОГО ПРИМЕНЕНИЯ СДТ

**Влияние качества ГТУ на характеристики ПГУ.** Исследование [13] характеристик ПГУ с дожиганием перед одноконтурными КУ и комплексным форсированием парового цикла было выполнено при включении в состав ПГУ газотурбинных установок различных типов. Расчеты выполнялись для условий, соответствующих среднегодовой температуре наружного воздуха ( $t_{\text{нв}} = 4,1 \text{ }^\circ\text{C}$ ). В табл. 6.14 представлены характеристики рассматриваемых ГТУ для данных условий.

Таблица 6.14

*Характеристики ГТУ, используемые при расчетах схем ПГУ*

Тип ГТУ	Электрическая мощность, МВт	КПД на клеммах генератора, %	Температура газов за ГТ, $^\circ\text{C}$	Расход газов за ГТ, кг/с	Избыток воздуха в газах за ГТ
ГТУ-15 (ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»)	15,2	28,64	346	102,3	5,6
ГТЭ-20/55СТ (ЗАО «Энергоавиа»)	20,0	30,10	443	102,0	4,4
ГТУ-16ПЭР (ОАО «Авиадвигатель»)	16,0	34,50	475	57,5	3,6
GT10B (Alstom)	24,8	33,57	543	80,4	3,2

*Примечание. Данные представлены с учетом аэродинамических сопротивлений на входе в компрессор ГТУ – 1 кПа, на выходе из ГТУ – 2 кПа.*

Расчетная схема ПГУ соответствует представленной на рис. 6.27. В схеме без дожигания принимались  $\Delta t_{\text{пт}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\Delta t_{\text{и}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ , недогревы воды в экономайзере ( $\Delta t_{\text{ж}}$ ) и в газовом подогревателе конденсата (ГПК) ( $\Delta t_{\text{ГПК}}$ ) –  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Для каждого варианта определялись расходы генерируемого пара соответствующих параметров, на базе которых проводился расчет паровой турбины.

При определении мощности ПТУ для всех вариантов давление в конденсаторе ПТУ ( $p_{\text{к}}$ ) принято равным 7 кПа, в деаэраторе ( $p_{\text{д}}$ ) – 0,12 МПа. Внутренний относительный КПД проточной части ПТ ( $\eta_{\text{от}}^{\text{пт}}$ ) при работе на сухом паре во всех случаях принят постоянным и равным 80 %. Для ступеней, работающих в зоне влажного пара, значение  $\eta_{\text{от}}^{\text{пт}}$  корректировалось. Расчет ПТУ производился при постоянном контроле за величиной конечной влажности на выходе из ПТ, в качестве предельно допустимой принята величина 13 %.

Как и в рассматриваемой выше схеме с увеличением температуры газов на выходе из камеры дожигания начальная температура пара синхронно возрастала (при постоянном температурном напоре  $\Delta t_{\text{пт}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ ) вплоть до максимального значения по условиям длительной прочности ( $540 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Дальнейшее увеличение дожигания сопровождалось ростом температурного напора на «горячем конце» пароперегревательной поверхности КУ. Результаты расчетов на примере ПГУ на базе агрегатов ГТУ-15 и ГТУ-16ПЭР, характеризующие зависимость КПД ПГУ от величины  $\beta$ , представлены на рис. 6.28.

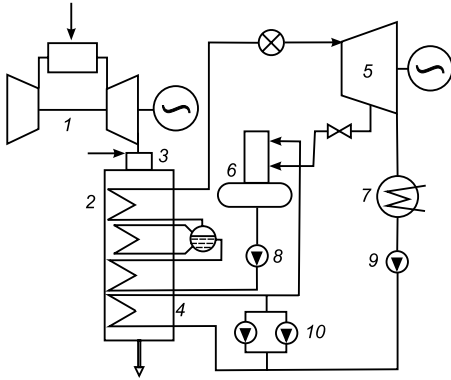


Рис. 6.27. Принципиальная тепловая схема ПГУ с дополнительным сжиганием топлива перед одноконтурным КУ [13]: 1 – газотурбинная установка; 2 – котел-утилизатор; 3 – блок дожигающих устройств; 4 – газовый подогреватель конденсата; 5 – паровая турбина; 6 – деаэрактор питательной воды; 7 – конденсатор; 8 – питательный насос; 9 – конденсатный насос; 10 – насосы рециркуляции.

начальных давлений с точки зрения предельно допустимой величины конечной влажности в ПТ.

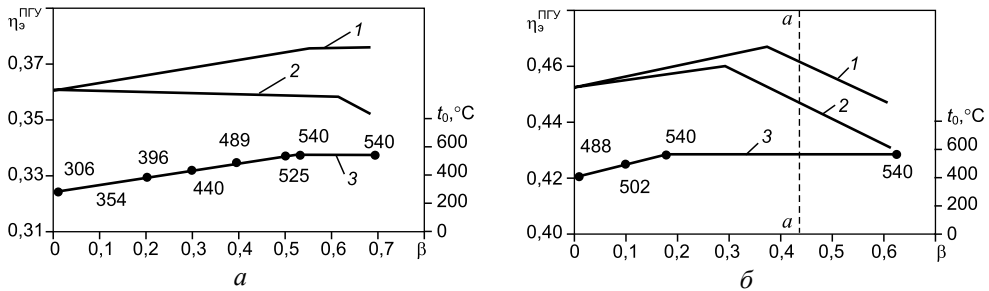


Рис. 6.28. Изменение КПД (брутто) ПГУ и температуры генерируемого пара в зависимости от коэффициента дожига [13]:

$a$  – для ГТУ-15 ( $p_0 = 3$  МПа);  $b$  – для ГТУ-16ПЭР ( $p_0 = 10$  МПа).

1 –  $\eta_g^{\text{ПГУ}}$  при  $t_0 = \text{var}$ ; 2 –  $\eta_g^{\text{ПГУ}}$  при  $t_0 = \text{const}$ ; 3 –  $t_0$ ; линия  $a$ - $a$  соответствует  $\beta$ , при которой  $\theta_{\text{кв}} = 750$  °С.

Все перечисленные факторы, с учетом роста расхода генерируемого пара, в итоге улучшают тепловую экономичность ПГУ при дожигании по сравнению с вариантом  $t_0 = \text{const}$  и расширяют рабочий диапазон начальных давлений пара. Это, в свою очередь, расширяет условия, при которых возможен рост тепловой

Рост начальной температуры пара при дожигании способствует увеличению располагаемого теплоперепада. Для фиксированного начального и конечного давления увеличение начальной температуры означает также снижение конечной влажности. При этом происходит рост внутреннего относительного КПД последних ступеней паровой турбины. Следовательно, при увеличении начальной температуры пара увеличивается и внутренний относительный КПД проточной части. Это приводит к еще более интенсивному, по сравнению с располагаемым, росту срабатываемого теплоперепада.

При фиксированном давлении генерируемого пара в том случае, когда дожигание сопровождается ростом  $t_0$ , происходит также дополнительная утилизация теплоты газов ГТУ, хотя и менее интенсивная, чем при  $t_0 = \text{const}$ . Рост начальной температуры пара способствует увеличению диапазона начальных давлений с точки зрения предельно допустимой величины конечной влажности в ПТ.

экономичности при дожигании. Прирост КПД ПГУ по сравнению со схемой без дожигания ( $\Delta\eta_{\text{ПГУ}}$ ) может составлять при этом 1,5 % (абс.) и более, хотя повышение температуры  $t_0$  при дожигании не во всех случаях приводит к росту КПД.

Влияние СДТ с подъемом параметров свежего пара на энергетические показатели ПГУ рассмотрим на примере трех энергоблоков мощностью 85–160 МВт, с которых рекомендуется [16] осваивать парогазовые технологии в Украине. Характеристики бинарных ПГУ и ПГУ с дожиганием приведены в табл. 6.15.

Таблица 6.15

## Сравнение показателей ПГУ бинарных и с дожиганием

Показатель	ПГУ-160			ПГУ-110			ПГУ-85		
	без дожигания	с дожиганием		без дожигания	с дожиганием		без дожигания	с дожиганием	
		$\beta=9,5\%$	$\beta=18,7\%$		$\beta=15,2\%$	$\beta=25,7\%$		$\beta=10,6\%$	$\beta=27,9\%$
Тип ГТУ	ГТЭ-110			ДН-80			ГТК-10И		
$N_{\text{ГТУ}}$ , МВт	110			3×25			5×10		
$\eta_{\text{ГТУ}}$ , %	36,0			36,0			28,5		
$t_{\text{ГТ}}$ , °С	517			474			517		
$\theta_{\text{кв}}$ , °С	517	592	665	474	584	660	517	592	715
$p_{01}$ , МПа	7,17	11,00	11,00	3,86	8,80	8,80	7,10	11,00	13,00
$p_{02}$ , МПа	0,62	0,62	0,62	0,60	0,60	0,60	0,62	0,62	–
$t_{01}$ , °С	470	545	545	430	540	540	470	545	545
$t_{02}$ , °С	218	212	185	203	209	185	218	112	–
$D_1$ , кг/с	43,1	52,5	55,5	29,3	38,3	49,8	27,9	34,0	50,8
$D_2$ , кг/с	11,60	10,50	5,55	6,80	7,60	4,40	7,40	6,80	–
$\theta_{\text{ух}}$ , °С	113	104	94	118	105	94	113	103	92
$N_{\text{кв}}$ , МВт	163	197	231	107	144	170	106	128	–
$\eta_{\text{кв}}$ , %	78,2	82,5	85,9	75,0	82,1	85,7	78,2	82,5	87,1
$\eta_{\text{мп}}$ , %	34,2	36,8	38,0	32,3	36,2	37,2	34,2	36,8	38,4
$N_{\text{пт}}$ , МВт	54,2	70,5	85,0	33,4	50,6	61,4	35,1	45,6	60,7
$\eta_{\text{ПГУ}}$ , %	51,50	51,68	51,50	49,88	50,14	49,91	45,94	46,68	46,73
$\eta_{\text{д}}$ , %	–	53,60	51,50	–	51,82	50,00	–	52,66	49,56

ПГУ-110 и ПГУ-160 базируются на ГТУ нового поколения с КПД по ISO 36 % (ГП НКПК «Зоря»-«Машпроект»); ПГУ-85 рассматривается как наиболее реальная к использованию в ближайшем будущем на одной из КС украинских магистральных газопроводов. Для численных экспериментов в выбранных ГТУ удачно варьируются начальные данные: в ГТЭ-110 и ДН-80 одинаковые  $\eta_{\text{ГТУ}}$ , но разные  $t_{\text{ГТ}}$  (517 и 474 °С), а в ГТЭ-110 и ГТК-10И разные



$\eta_{\text{ГТУ}}$  при  $t_{\text{ГТ}} = \text{idem}$ . В соответствии с этим при  $t_{\text{ГТ}} = 517^\circ\text{C}$ , аналогично данным для блока ПГУ-350 НПО «Турбоатом» [17], принимали умеренные значения параметров пара контура высокого давления КУ, а при  $t_{\text{ГТ}} = 474^\circ\text{C}$  – низкие значения. В ПГУ-160 и ПГУ-85  $\Delta t_{\text{мп1}} = 47^\circ\text{C}$ , в ПГУ-110 –  $44^\circ\text{C}$ ; другие температурные напоры составляли  $\Delta t_{\text{и1}} = \Delta t_{\text{мп2}} = 10^\circ\text{C}$ ,  $\Delta t_{\text{и2}} = 15^\circ\text{C}$ . Согласно расчетам, при  $\beta = 0$  мощность паровой турбины для ПГУ-160 составляла 54 МВт, а для двух других ПГУ 33 и 35 МВт.

Изменение параметров и показателей ПГУ при использовании СДТ для двух значений  $\beta$  приведено в таблице, а функциональные зависимости от параметра  $\beta$  показаны на рис. 6.29 и 6.30. Как видно из рис. 6.29, б, в ПГУ-85 с двухконтурным КУ с ростом  $\beta$  до 0,1 соответственно увеличиваем параметры пара до  $p_{01} = 11$  МПа и  $t_{01} = 545^\circ\text{C}$  при  $\Delta t_{\text{мп1}} - \text{idem}$ ; в диапазоне  $\beta > 0,1$  с ростом  $\theta_{\text{ку}}$  изменяется только  $\Delta t_{\text{мп1}}$ , при этом  $\theta_{\text{ку}}$  возрастает от  $592$  до  $725^\circ\text{C}$  (на конце исследованного диапазона  $\beta = 0,29$ ).

Вследствие сохранения неизменными температурных напоров  $\Delta t_{\text{мп2}}$ ,  $\Delta t_{\text{и2}}$  увеличение  $\theta_{\text{ку}}$  по мере роста относительного расхода дополнительного топлива сопровождается снижением  $\theta_{\text{ух}}$ , в результате чего КПД КУ непрерывно повышается; такая же тенденция отмечается и для изменения  $\eta_{\text{мп}}$ . В итоге с ростом  $\beta$  увеличивается термический КПД ПГУ. Эффективность использования теплоты дополнительного топлива весьма высокая: в диапазоне  $\beta > 0,05$  имеет место  $\eta_{\text{д}} > \eta_{\text{ПГУ}}$ . Именно этот диапазон является энергетически целесообразным для применения СДТ в ПГУ-85.

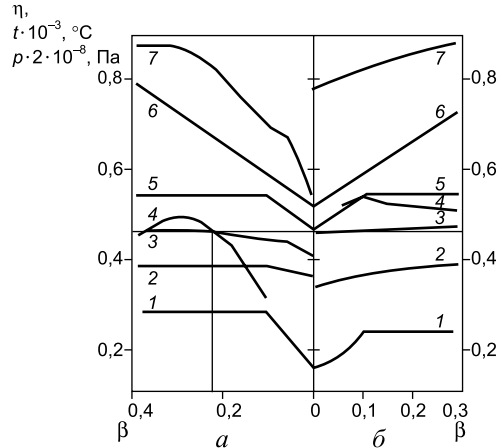


Рис. 6.29. Изменение параметров и показателей ПГУ-85 с дожиганием и подъемом параметров пара высокого давления при использовании одноконтурного (а) и двухконтурного (б) котла-утилизатора: 1 –  $p_{01}$ ; 2 –  $\eta_{\text{мп}}$ ; 3 –  $\eta_{\text{ПГУ}}$ ; 4 –  $\eta_{\text{д}}$ ; 5 –  $t_{01}$ ; 6 –  $\theta_{\text{ку}}$ ; 7 –  $\eta_{\text{ку}}$ .

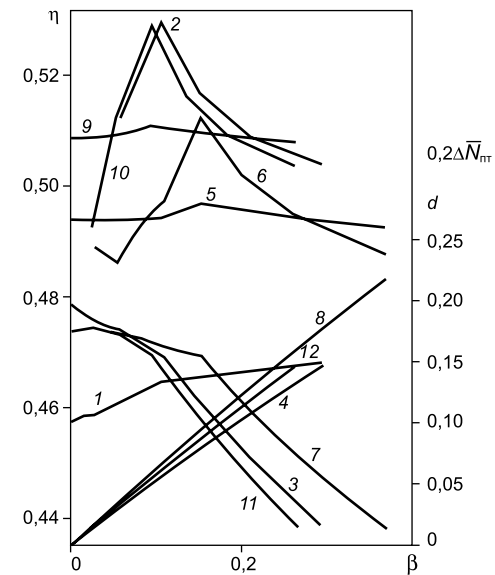


Рис. 6.30. Сопоставление энергетических показателей ПГУ, отличающихся качеством применяемых ГТУ: ПГУ-85 (1–4), ПГУ-110 (5–8), ПГУ-160 (9–12): 1, 5, 9 –  $\eta_{\text{ПГУ}}$ ; 2, 6, 10 –  $\eta_{\text{д}}$ ; 3, 7, 11 –  $d$ ; 4, 8, 12 –  $\Delta \bar{N}_{\text{пт}}$ .

Увеличение расхода дополнительного топлива сопровождается непрерывным повышением мощности паровой турбины как за счет непосредственно подводимой с топливом энергии, так и косвенно, за счет более эффективного использования энергии выхлопных газов ГТУ вследствие увеличения  $\eta_{\text{пт}}$  и  $\eta_{\text{ку}}$ . Из кривой 4 на рис. 6.30 видно, что на внешней границе исследованного диапазона  $\beta$  относительный прирост мощности паровой турбины составляет 0,79, т. е. мощность ПТ достигла 62,8 МВт против 35 МВт в бинарной ПГУ-85.

Из других характеристик ПГУ с СДТ и повышением параметров свежего пара следует отметить резкое снижение относительной паропроизводительности КУ по пару низкого давления, в результате чего при  $\beta = 0,29$  величина  $d = D_2/D_1$  становится пренебрежимо малой (рис. 6.30), т. е. КУ вырождается в котел одного давления пара. В данном случае это соответствует температуре дымовых газов на входе в КУ 725 °С.

На рис. 6.29, а приведены расчетные характеристики ПГУ-85 с КУ одного давления, причем величина  $\eta_d$ , как и ранее, определена относительно  $N_{\text{пт}}^0$  бинарной ПГУ с КУ двух давлений. Отсюда следует, что применение СДТ в ПГУ с КУ одного давления при описанном выше повышении параметров свежего пара ( $p_{01}$ ,  $t_{01}$ ) также сопровождается увеличением  $\eta_{\text{пгу}}$  и имеется интервал значений  $\beta = 0,23-0,37$ , в котором  $\eta_{\text{пгу}} > \eta_{\text{пгу}}^0$ ;  $\eta_d > \eta_{\text{пгу}}$ . Мощность ПТ в этом интервале изменяется от 55 до 68 МВт. Таким образом, КУ одного давления по энергетическим показателям не уступает в указанном интервале  $\beta$  котлу-утилизатору двух давлений.

Характеристики ПГУ с дожиганием топлива, аналогичные представленным на рис. 6.29 для ПГУ-85, были получены и для двух других ПГУ (см. табл. 6.15). Для сопоставительного анализа влияния качества ГТУ на эффективность СДТ в ПГУ на рис. 6.30 приведены основные показатели трех исследованных ПГУ. Обратим внимание на уровни и характер изменения КПД ПГУ:  $\eta_{\text{пгу}}$  тем выше, чем больше КПД применяемой ГТУ, а при равных их значениях – чем выше температура выхлопных газов ГТУ. Если определять энергетически целесообразным для применения СДТ интервал  $\beta$ , в котором  $\Delta\eta_{\text{пгу}} = \eta_{\text{пгу}} - \eta_{\text{пгу}}^0 > 0$ , то заметна обратная зависимость ширины этого интервала от  $\eta_{\text{гту}}$ . Для ПГУ-85 это весь исследованный диапазон  $\beta < 0,29$ , для ПГУ-110  $\beta = 0,11 \div 0,26$ , а для ПГУ-160  $\beta = 0,05 \div 0,18$ . Обусловленные значениями  $\beta$  на внешней границе интервалов относительный прирост мощности ПТ данных ПГУ при  $\eta_d = 0,5$  составляет 0,84 и 1,48 при  $\eta_d = 0,515$ . Последнее свидетельствует, что дополнительное топливо сжигается в ПГУ с высокой эффективностью, которая еще не скоро будет достигнута в СНГ в других технологиях производства электроэнергии. В указанных выше случаях параметры пара высокого давления составляют 11 МПа и 545 °С, 8,8 МПа и 540 °С, 11 МПа и 545 °С, а температура дымовых газов на входе в КУ – 725, 660, 665 °С соответственно. Уменьшение эксплуатационного расхода топлива на выработку 1 кВт·ч электроэнергии приведет к существенному снижению ее себестоимости, а увеличение объема выработки электроэнергии при сравнительно небольшом увеличении капиталовложений на КУ с дожиганием и ПТ повышенных параметров приведет к сокращению сроков окупаемости инвестиций.

В результате сопоставления характеристик ПГУ с дожиганием и различным качеством ГТУ установлено, что для ПГУ-110 в случае применения

одноконтурного КУ КПД ПГУ достигает уровня  $\eta_{\text{ПГУ}}^0$  с двухконтурным КУ лишь при  $\beta = 0,305$  (параметры пара 12,8 МПа/545 °С) и при  $\eta_{\text{д}} < \eta_{\text{ПГУ}}$ ; в этом случае  $N_{\text{ПТ}} = 65,9$  МВт. В ПГУ-160 применение одноконтурного КУ при высоких значениях  $\beta$  нецелесообразно, поскольку во всем исследованном диапазоне  $\beta \leq 0,38$  имеет место  $\eta_{\text{ПГУ}} < \eta_{\text{ПГУ}}^0$  для двухконтурного КУ.

**Определение условий эффективного дожигания в ПГУ.** Приведенные данные свидетельствуют о существенном различии в характере влияния СДТ на показатели ПГУ в зависимости от КПД ГТУ и температуры ее выхлопных газов. Наглядное представление об особенностях зависимостей между параметрами ПГУ для действующих и новых ГТУ малой мощности можно получить из рис. 6.31. Как видно, использование СДТ для низкоэкономичных ГТУ, но с высокой температурой выхлопных газов (здесь принято  $t_{\text{ГТ}} = 500$  °С) уже при малых значениях  $\beta$  обеспечивает существенный прирост КПД ПГУ ( $\Delta\eta_{\text{ПГУ}} = \Delta\eta_{\text{ПГУ}} - \eta_{\text{ПГУ}}^0$ ). В конце расчетного диапазона при  $\beta = 0,182$ , когда параметры свежего пара уже зафиксированы на уровне 12 МПа/525 °С, отмечается высокое значение КПД ПГУ, а прирост мощности паровой турбины достигает 61 % мощности ПТ в бинарной ПГУ. Таким образом, для действующих ГТУ-приводов компрессорных станций СДТ в КУ с точки зрения повышения экономичности ПГУ целесообразно во всем рассмотренном диапазоне  $\beta$ .

Другой характер зависимости наблюдается в паротурбинных надстройках на базе высокоэкономичных ГТУ-приводов: сначала увеличение расхода дополнительного топлива понижает КПД ПГУ относительно значения в бинарной схеме ( $\Delta\eta_{\text{ПГУ}} < 0$ ) несмотря на достаточно высокие значения  $\eta_{\text{д}}$ , и лишь затем отмечается некоторый рост  $\Delta\eta_{\text{ПГУ}}$  в довольно узком диапазоне  $\beta = 0,17 \div 0,22$ , после чего  $\eta_{\text{ПГУ}}$  снова уменьшается. Однако следует отметить, что эти изменения КПД ПГУ не превышают  $\pm 0,1$  % (абсолютных). Параметры свежего пара в точке максимума  $\Delta\eta_{\text{ПГУ}}$  составляют 13,5 МПа/545 °С. Прирост мощности паровой турбины равен 66–80 % мощности ПТ в бинарной схеме. Следовательно, можно считать, что при использовании высокоэкономичных ГТУ дожигание эффективно при значительно больших относительных расходах дополнительного топлива, чем в случае

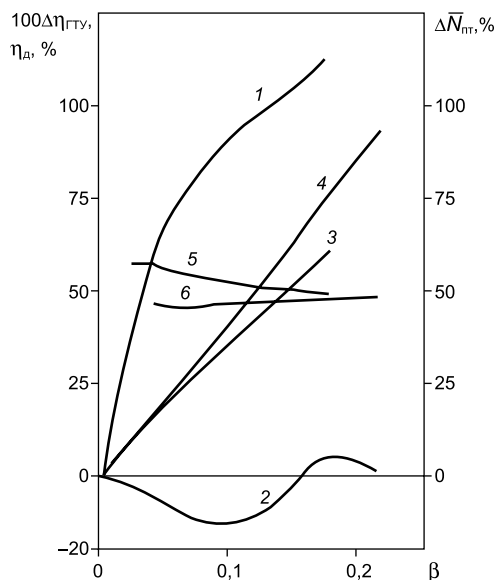


Рис. 6.31. Зависимости показателей ПГУ от относительного расхода дополнительного топлива для ГТУ разной экономичности:

1, 3, 5 –  $\eta_{\text{ГТУ}} = 0,27$ ,  $t_{\text{ГТ}} = 500$  °С; 2, 4, 6 –  $\eta_{\text{ГТУ}} = 0,36$ ,  $t_{\text{ГТ}} = 450$  °С; 1, 2 –  $\Delta\eta_{\text{ПГУ}}$ ; 3, 4 –  $\Delta N_{\text{ПТ}}$ ; 5, 6 –  $\eta_{\text{д}}$ .

применения низкоэкономичных ГТУ, и сопровождается ростом мощности ПТ при практически неизменном  $\Delta\eta_{\text{ПГУ}}$  (относительно его значения в бинарной ПГУ).

Из приведенных данных следует существенное различие в характере влияния СДТ на показатели ПГУ в зависимости от значений  $\eta_{\text{ГТУ}}$  и  $t_{\text{ГТ}}$ . С целью получения обобщенных выводов по условиям эффективного применения СДТ выполнен расчетный перебор вариантов ПГУ, имеющих действительные  $\eta_{\text{ГТУ}} = 0,27; 0,31$  и  $0,36$  при  $t_{\text{ГТ}} = 440, 490$  и  $530$  °С для каждого значения КПД ГТУ [18]. Поскольку КПД ГТУ в составе ПГУ принимали на 1,5 % ниже соответствующего его значения по условиям ISO, указанные данные фактически перекрывают характеристики существующих в СНГ ГТУ. Решающим критерием эффективности использования СДТ в ПГУ является параметр  $\Delta\eta_{\text{ПГУ}}$  выражающий превышение КПД ПГУ с дожиганием относительно КПД бинарной ПГУ; вспомогательным критерием служит относительный прирост мощности ПТ.

На рис. 6.32 приведены параметрические зависимости этих критериев от  $\eta_{\text{ГТУ}}$  и  $t_{\text{ГТ}}$  для двух значений относительного расхода дополнительного топлива. Наблюдается специфическая особенность зависимости  $\Delta\eta_{\text{ПГУ}}$  от  $\eta_{\text{ГТУ}}$  для

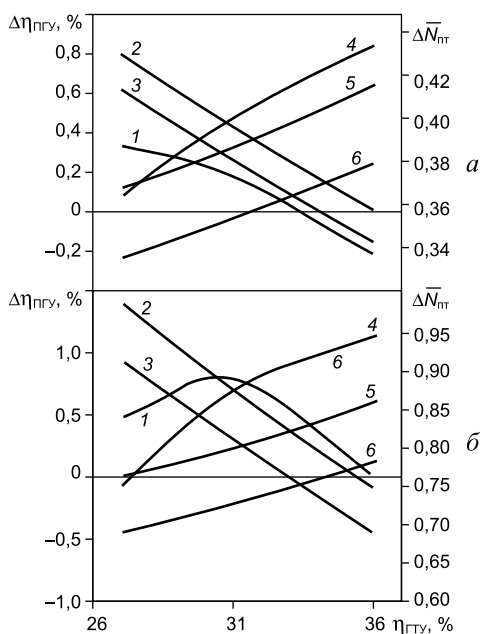


Рис. 6.32. Зависимости прироста КПД ПГУ (1–3) и относительного прироста мощности паровой турбины (4–6) от значений действительного КПД ГТУ и температуры ее выхлопных газов для  $\beta = 0,12$  (а) и  $\beta = 0,25$  (б) при разных  $t_{\text{ГТ}}$ , °С:

1, 4 – 440; 2, 5 – 490; 3, 6 – 530.

минимальной из рассмотренных температур  $t_{\text{ГТ}} = 440$  °С: при  $\beta = 0,12$  применение СДТ ограничивается значением  $\eta_{\text{ГТУ}} < 0,33$  и способствует самым низким приростам  $\Delta\eta_{\text{ПГУ}} \approx 0,4$  % (абс.). В случае  $\beta = 0,25$  интервал эффективного применения СДТ по параметру  $\eta_{\text{ГТУ}}$  увеличивается до  $\eta_{\text{ГТУ}} = 0,36$  и в экстремуме  $\Delta\eta_{\text{ПГУ}} = 0,8$  % (абс.). При этом на границе интервала  $\Delta N_{\text{ПТ}}$  достигает 100 %. При  $t_{\text{ГТ}} = 490$  °С дожигание эффективно до значения  $\eta_{\text{ГТУ}} = 0,35 \div 0,36$ , причем пропорционально возрастанию  $t_{\text{ГТ}}$  увеличиваются значения  $\eta_{\text{ПГУ}}$  и  $\Delta N_{\text{ПТ}}$ . С ростом  $t_{\text{ГТ}}$  до 530 °С интервал по  $\eta_{\text{ГТУ}}$  сужается примерно до 0,315, а прирост  $\Delta\eta_{\text{ПГУ}}$  оказывается наименьшим из всех рассмотренных вариантов.

Таким образом, данные рис. 6.32 существенно уточняют литературные данные о границах эффективного применения СДТ с подъемом параметров пара в ПГУ, расширив интервал по  $\eta_{\text{ГТУ}}$  до значений КПД ГТУ по ISO примерно 36–37 % и показав неоднозначное влияние  $t_{\text{ГТ}}$  для различных значений  $\beta$ .

**Альтернативный вариант форсирования парового цикла при дожигании** [13]. Интенсивность роста расхода генерируемого пара при дожигании зависит от нескольких факторов, которые влияют на перераспределение теплового потока газов между поверхностями нагрева КУ в соответствии с тепловыми и массовыми балансами. На рис. 6.33 представлены  $Q, t$ -диаграммы процессов теплообмена в одноконтурном КУ для схемы ПГУ без дожигания и с его использованием при неизменных начальных параметрах пара в ПТУ.

В отличие от бинарной ПГУ с одноконтурным КУ, где зависимость  $\eta_{ПГУ}$  от давления свежего пара имеет выраженный максимум (см. гл. 5, раздел 6.1), в ПГУ с дополнительным подводом теплоты в паровой цикл эта зависимость имеет более сложный характер.

Особенностью генерации пара при рассматриваемых условиях дожигания является тот факт, что увеличение расхода пара происходит не только за счет подводимого при дожигании дополнительного количества теплоты, но и вследствие дополнительной утилизации теплоты, содержащейся в газах ГТУ. Результатом и индикатором этого является снижение температуры уходящих газов КУ:  $\theta_{yx}^\beta < \theta_{yx}$  (рис. 6.33). Повышение температуры газов на входе в котел влечет за собой такое перераспределение теплового потока газов между поверхностями нагрева, которое способствует более глубокой (по сравнению со схемой без дожигания) утилизации теплового потенциала газов ГТУ. Тепловой поток, утилизируемый в КУ при дожигании, можно представить как:

$$Q_{ку}^\beta = Q_{ку}^0 + Q_d + \Delta Q_{yx} \approx Q_{ку}^0 + \beta \cdot Q_{кс} + G_r \cdot (I_{yx} - I_{yx}^\beta), \quad (6.34)$$

где  $\Delta Q_{yx}$  – количество теплоты, получаемое за счет дополнительной утилизации тепла газов ГТУ;  $I_{yx}$ ,  $I_{yx}^\beta$  – энтальпии уходящих газов для вариантов без дожигания и с его использованием, соответственно.

Для анализа влияния дополнительного сжигания топлива в среде выхлопных газов ГТУ на показатели тепловой экономичности установки были проведены исследования ПГУ с одноконтурными котлами-утилизаторами на базе ГТУ, характеристики которых были приведены в табл. 6.14. В рамках каждой ПГУ исследования проводились для ряда давлений генерируемого

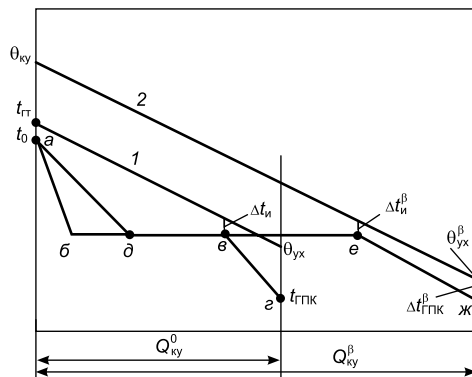


Рис. 6.33.  $Q, t$ -диаграммы одноконтурного КУ для схемы без дожигания (кривые 1 и  $abce$ ) и с использованием дожигания (кривые 2 и  $adej$ ) [13]:

$Q_{ку}^0$  ( $Q_{ку}^\beta$ ) – количество теплоты, утилизируемое в КУ;  $t_0$  – температура перегретого пара;  $t_{ГПК}$  – температура воды на входе в газовый подогреватель конденсата КУ;  $t_{ГТТ}$  – температура газов за ГТУ;  $\theta_{yx}$  – температура газов после блока дожигающих устройств;  $\theta_{yx}$  – температура уходящих газов КУ;  $\Delta t_{и}$  – температурный напор на «холодном конце» испарительной поверхности («пинч-поинт»); индекс « $\beta$ » соответствует параметрам рабочих тел для КУ с дожиганием ( $\Delta t_{и} = \Delta t_{и}^\beta$ ,  $t_{ГПК} = t_{ГПК}^\beta$ ).

пара ( $p_0$ ). При этом начальная температура пара  $t_0$  для всех вариантов ПГУ сохранялась неизменной – она соответствовала схеме без дожигания.

На рис. 6.34 на примере ПГУ на базе агрегатов ГТЭ-20/55СТ и GT10В представлены результаты расчетов, характеризующие зависимость КПД ПГУ от величины  $\beta$ . Изменение тепловой экономичности от коэффициента дожигания зависит от типа ГТУ и параметров генерируемого в КУ пара. В ряде случаев при дожигании увеличивается не только мощность, но и показатели тепловой экономичности установки. Основные величины, определяющие характер изменения  $\eta_{\text{ПГУ}}$  при дожигании, – температура выхлопных газов ГТУ, давление свежего пара, КПД ГТУ.

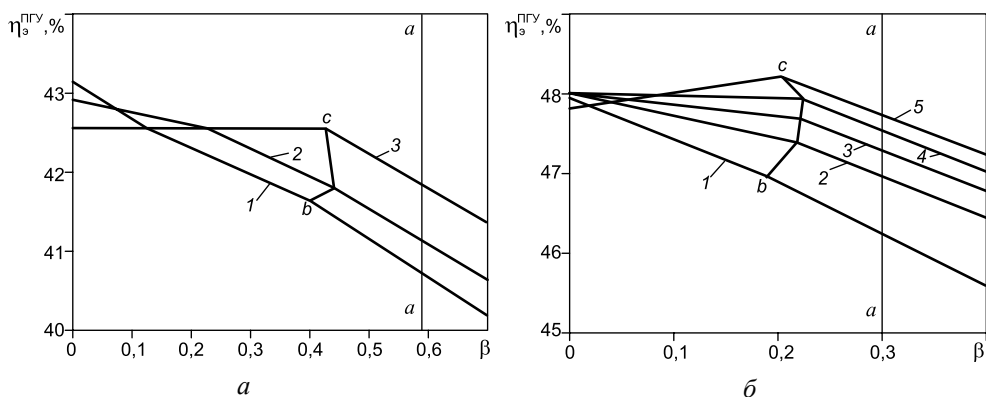


Рис. 6.34. Изменение КПД ПГУ в зависимости от коэффициента дожигания  $\beta$  для ГТУ ГТЭ-20/55СТ (при  $t_0 = 403$  °С) – *a* и ГТУ GT10В (при  $t_0 = 500$  °С) – *б* [13]:

*a*: 1 –  $p_0 = 2$  МПа; 2 – 4; 3 – 6;

*б*: 1 –  $p_0 = 2$  МПа; 2 – 6; 3 – 8; 4 – 10; 5 – 12;

линии *a*–*a* соответствуют значениям  $\beta$ , при которых  $\theta_{\text{кy}} = 750$  °С.

Во всех рассмотренных случаях можно выделить ряд закономерностей. Установлено, что вначале при росте давления генерируемого пара снижение КПД замедляется, и при определенном (для каждого типа ГТУ) начальном давлении пара тепловая экономичность ПГУ при дожигании практически не меняется. При дальнейшем увеличении давления пара дожигание сопровождается постепенным повышением  $\eta_{\text{ПГУ}}$ . Прирост КПД ПГУ по сравнению со схемой без дожигания составляет для ПГУ на базе установки:

ГТЭ-20/55СТ: при  $p_0 = 6$  МПа и  $\beta = 0,4$   $\Delta\eta_{\text{ПГУ}} \approx 0,27$  % (абс.);

ГТУ-16ПЭР: при  $p_0 = 8$  МПа и  $\beta = 0,3$   $\Delta\eta_{\text{ПГУ}} \approx 0,1$  % (абс.);

GT10В: при  $p_0 = 12$  МПа и  $\beta = 0,2$   $\Delta\eta_{\text{ПГУ}} \approx 0,8$  % (абс.).

Расчеты показали, что интенсивность процесса дополнительной утилизации теплоты газов зависит от ряда факторов, в частности от давления в барабане котла-утилизатора: при больших давлениях этот процесс идет интенсивнее и при одном и том же значении  $\beta$  температура уходящих газов снижается сильнее, а отношение  $\Delta Q_{\text{ух}}/Q_{\text{д}}$  увеличивается. Соответственно возрастает доля дополнительно утилизируемого тепла газов ГТУ. Это отражается на тепловой экономичности схемы и при определенных давлениях приводит к росту КПД ПГУ.

Для ГТУ с меньшей температурой выхлопных газов диапазон давлений свежего пара, при которых может происходить рост КПД  $\eta_{\text{ПГУ}}$ , более широк. Однако, при условии постоянной температуры генерируемого пара, меньшей температуре выхлопных газов соответствует меньшая начальная температура пара ( $t_0 = 300 \div 400$  °С).

Уже при начальных давлениях пара (4–7 МПа) влажность в последних ступенях ПТ может превышать допустимую. Таким образом, предельная конечная влажность пара в паровой турбине сужает диапазон возможных начальных давлений и условий, при которых возможен рост тепловой экономичности при дожигании. В ПГУ на базе газотурбинных агрегатов с достаточно высокой температурой выхлопных газов ( $t_{\text{ГТ}} > 450$  °С) увеличение КПД при дожигании наблюдается при начальных давлениях пара 8 МПа и более.

Во всех случаях при увеличении дожигания снижается температура уходящих газов, т. е. происходит дополнительная утилизация теплоты газов ГТУ. Однако рост тепловой экономичности ПГУ наблюдается не во всех случаях. Это возможно при достаточно интенсивном процессе дополнительного использования теплоты выхлопных газов ГТУ, показателем чего является отношение  $\Delta Q_{\text{yx}}/Q_{\text{д}}$ . При определенной величине  $\beta$  для фиксированного начального давления пара температура уходящих газов КУ достигает минимально допустимого по условиям коррозии значения ( $\theta_{\text{yx}}^{\text{min}}$ ). Для реализации дальнейшего более интенсивного дожигания необходимо ограничивать снижение температуры уходящих газов. С этой целью можно увеличить расчетное значение температурного напора на «холодном конце» испарительной поверхности КУ – в «пинч-поинте». Это отрицательно сказывается на показателях ПГУ, а также снижается эффект от дополнительной утилизации тепла газов ГТУ, что приводит к снижению  $\eta_{\text{ПГУ}}$ . Линия «с–b» на рис. 6.34 определяет излом зависимостей и характеризует момент начала увеличения расчетной величины температурного напора  $\Delta t_{\text{и}}$  при  $\theta_{\text{yx}}^{\text{min}} = \text{const}$  (в расчетах принято  $\theta_{\text{yx}}^{\text{min}} = 100$  °С).

Окончательный вывод об эффективности использования дожигания для конкретного энергообъекта необходимо делать после проведения технико-экономической оптимизации для конкретных условий.

## 7. СОСТАВНЫЕ (ДВУХКОТЛОВЫЕ) ПГУ

Составной (двухкотловой) ПГУ называется комплекс технологического оборудования, состоящий из стандартного паротурбинного энергоблока со всей его инфраструктурой, дополненного газотурбинной установкой с котлом-утилизатором и собственной дымовой трубой, при этом связь с паротурбинным блоком осуществляется лишь по пароводяному теплоносителю (свежий пар, конденсат, питательная вода, сетевая вода). Тепловые схемы таких встроенных ПГУ различаются в зависимости от типа используемого КУ. ПГУ с паровыми КУ работают по параллельной схеме работы (ПСР) или двухпоточной схеме, а ПГУ с водогрейными КУ, в которых осуществляется подогрев части основного конденсата и питательной воды ПТУ, работают по полузависимой схеме. Во всех схемах выхлопные газы ГТУ, пройдя КУ, сбрасываются в атмосферу.

Реализация составных ПГУ при реконструкции или модернизации ТЭС (особенно пылеугольных) позволяют практически полностью сохранить компоновки главного корпуса, тепловую схему, а в ряде случаев и основное оборудование. Существенную роль играют и более низкие капитальные вложения по сравнению с внедрением бинарных схем.

Параллельная схема ПГУ в последние годы находит все большее применение за рубежом как при техническом перевооружении ТЭС, так и при строительстве новых электростанций, особенно когда основным топливом для паровых котлов служит уголь. В этой схеме генерируемый в котле-утилизаторе ГТУ пар необходимых параметров направляется в паровую турбину, частично вытесняя тем самым пар энергетического котла, практически полностью сохраняя параметры паросиловой части блока.

При использовании ГТУ (ГТЭ-110, ГТЭ-65, лицензионной ГТЭ-160) из-за недостаточной высокой температуры выхлопных газов невозможно обеспечить стандартную температуру острого пара: при температуре наружного воздуха  $t_{\text{нв}} = +15\text{ }^{\circ}\text{C}$  она не может быть выше  $540\text{ }^{\circ}\text{C}$ , при  $t_{\text{нв}} = -3\text{ }^{\circ}\text{C}$  – не выше  $520\text{ }^{\circ}\text{C}$  и т. д. В таких случаях в параллельной схеме ПГУ применяется дожигание перед КУ либо двухпоточная параллельная схема.

В ПГУ с ПСР возможны следующие варианты исполнения тепловых схем:

- вариант А – в КУ генерируется острый пар с параметрами соответствующими работе ПТУ;
- вариант Б – в КУ генерируется перегретый пар с параметрами, отвечающими номинальным для подачи в цилиндр среднего давления турбины;
- вариант В – в КУ осуществляется вторичный промперегрев всего расхода пара с выхлопа ЦВД турбины.

Во всех этих случаях также осуществляется подогрев части питательной воды и основного конденсата.

Полузависимая схема ПГУ характеризуется вытеснением регенерации паровой турбины и подогревом питательной воды и конденсата выхлопными газами ГТУ. Эта схема используется преимущественно на пылеугольных электростанциях, что позволяет расширить область применения парогазовой технологии.

### 7.1. ПГУ с параллельной схемой работы (ПСР)

ПГУ с ПСР представляет собой сочетание газотурбинной установки с котлом-утилизатором и пылеугольного энергоблока обычной тепловой схемы. Блок с параллельной схемой предусматривает выработку пара для паровой турбины в двух различных источниках: в паровом котле, работающем на угле, и в котле-утилизаторе, использующем тепло выхлопных газов ГТУ, причем последние не используются при сжигании в топке угля. Газовую и паровую турбину объединяют только трубопроводы пара и воды между КУ и ПТУ. Для более полной утилизации теплоты дымовых газов в КУ осуществляется подогрев части питательной воды и основного конденсата (с последующим возвращением ее в цикл ПТУ).

Независимая эксплуатация паровой и газовой турбин обеспечивает высокую маневренность блока при частичных нагрузках. Возможна автономная работа газовой и паровой частей ПГУ на различных видах топлива.



Для модернизации действующих пылеугольных энергоблоков нет необходимости менять паровой котел, систему регенерации и паровую турбину.

Один из вариантов технологической схемы ПГУ с ПСР представлен на рис. 6.35. В котле-утилизаторе генерируется пар высокого давления, затем он смешивается с острым паром энергетического парового котла (ПК) и направляется в паровую турбину. В этом случае тепловая нагрузка ПК и его паропроизводительность зависят от режима работы ГТУ и количества пара, генерируемого в КУ, то есть чем больше мощность ГТУ, тем меньше нагрузка ПК.

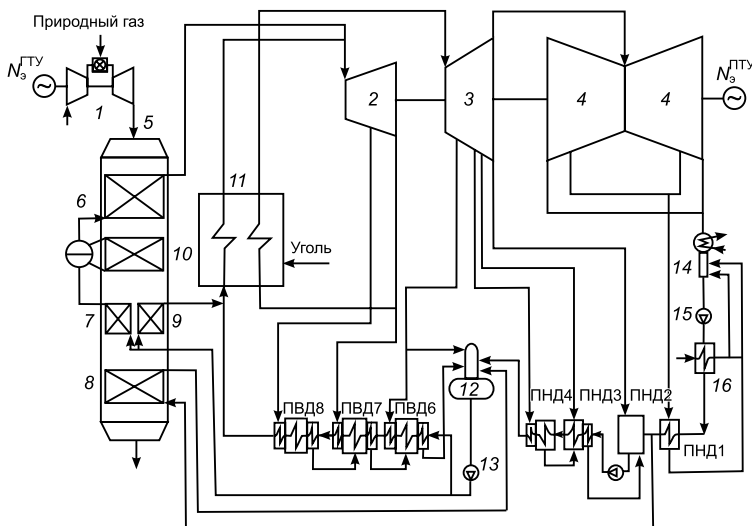


Рис. 6.35. Тепловая схема пылеугольной ПГУ с параллельной схемой работы [19]:

1 – ГТУ; 2 – цилиндр высокого давления ПТ; 3 – цилиндр среднего давления; 4 – цилиндр низкого давления; 5 – КУ; 6 – пароперегреватель; 7 – экономайзер; 8 – газовый подогреватель конденсата; 9 – теплообменник высокого давления; 10 – испаритель; 11 – паровой котел; 12 – деаэрактор; 13 – питательный насос; 14 – конденсатор; 15 – конденсатный насос; 16 – охладитель эжекторов.

За счет байпасирования части питательной воды мимо подогревателей высокого и низкого давления и ее подогрева выхлопными газами ГТУ общая выработка электроэнергии ПТУ возрастает. При этом потери тепла с уходящими газами КУ уменьшаются, а потери тепла, отводимого в конденсаторе ПТУ к холодному источнику, увеличиваются.

При проектировании и расчете схемы ПГУ с ПСР необходимо учитывать следующие особенности: электрическая мощность генератора паровой турбины и расходы пара через отсеки паровой турбины, в том числе пропуск пара в конденсатор не должны превышать допустимых пределов; должны учитываться ограничения на минимальную нагрузку энергетического парового котла в зависимости от его типа и вида сжигаемого топлива.

Величина расхода газа, в общем виде, зависит от типа парового котла; типа ПТУ; параметров пара, генерируемого в ПК; параметров выхлопных газов ГТУ. Экономичность ПГУ с ПСР возрастает как с ростом электрической мощности ГТУ, так и с увеличением КПД газотурбинной установки. Однако при выборе типа ГТУ следует учитывать ограничение на максимальный массовый расход газов  $G_{ГТУ}^{\max}$  на входе в КУ. Согласно данным [19] последняя величина определяется из соотношения:

$$G_{ГТУ}^{\max} = (D_0^{\max} - D_{ПК}^{\min}) \frac{c_{п}t_0 - c_{в}(t_s - \Delta t_{ЭК})}{c_{г}(\theta_{кв} - (t_s + \Delta t_{и}))}, \quad (6.35)$$

где  $D_0^{\max}$  – максимальный расход свежего пара ПТУ;  $D_{ПК}^{\min}$  – минимальная нагрузка энергетического парового котла;  $t_0$ ,  $t_s$  – температуры соответственно перегретого и насыщенного пара КУ;  $\theta_{кв}$  – температура газов на входе в КУ;  $\Delta t_{и}$  – температурный напор на холодном конце испарителя КУ;  $\Delta t_{ЭК}$  – недогрев воды за водяным экономайзером КУ;  $c_{п}$ ,  $c_{в}$ ,  $c_{г}$  – удельные теплоемкости теплоносителей (пара, воды, газа).

Сопоставить экономичность ПГУ с ПСР для упоминавшихся вариантов исполнения тепловой схемы ПГУ, можно на основании следующих данных, полученных на примере реконструкции энергоблока с паровой турбиной К-210-130 (ЛМЗ) [19, 20]. Паровой котел Е-670-13,8-545 (ТПЕ-215) работает на твердом топливе. В газотурбинной части ПГУ использовались следующие типы ГТУ: GT8С (Alstom); V64.3А (Siemens); ГТЭ-110 (ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»), работающие на природном газе (табл. 6.17). При использовании ГТУ GT8С и ГТЭ-110 применялось дожигание топлива для повышения температуры газов перед пароперегревателем КУ до 575 °С для поддержания температуры перегретого пара, равной 545 °С.

Результаты расчетов тепловых схем ПГУ с ПСР приведены в табл. 6.16 (для варианта А) и 6.17 (для вариантов А–В) при температуре наружного воздуха  $t_{нв} = -4$  °С. Для корректности сравнения в расчетах принимались параметры генерируемого в КУ пара в соответствии с параметрами перегретого пара энергетического парового котла. В отдельных режимах для удовлетворения этого условия потребовалось дожигание некоторого количества топлива перед КУ в среде выхлопных газов ГТУ: для ГТУ GT8С – коэффициент дожигания в КУ  $\beta = 0,043$ ; для ГТЭ-110 –  $\beta = 0,101$ . Во всех схемах обеспечивалась  $\theta_{yx} = 100$  °С.

Исследование показало, что экономичность установки зависит от типа использованной в тепловой схеме ГТУ и наличия дожигания топлива. Влияние параметров наружного воздуха незначительно. Применение ПГУ с параллельной схемой повысило экономичность пылеугольного энергоблока в среднем на 4 %. Были изучены также характеристики КУ, конструкторский расчет которого был выполнен при  $t_{нв} = -4$  °С, а поверочные тепловые расчеты – для других значений этой температуры. Количество генерируемого в КУ пара зависит от параметров выхлопных газов ГТУ, ее нагрузки, недогрева на холодном конце испарителя  $\Delta t_{и}$ , и недогрева питательной воды до температуры насыщения в экономайзере  $\Delta t_{ЭК}$ . Эти зависимости для тепловой схемы 1 ПГУ с ГТУ типа V64.3А, полученные при  $\Delta t_{и} = 7$  °С;  $\Delta t_{ЭК} = 12$  °С;

$G_r = 201,5$  кг/с;  $\theta_{кв} = 573$  °С, приведены на рис. 6.36. Видно, что изменение паропроизводительности КУ ПГУ ограничено этими условиями и параметрами пара паросилового энергоблока. Установлено, что экономичность рассматриваемой ПГУ зависит от степени вытеснения регенерации НД ПТУ. Ее оптимизация может повысить КПД производства электроэнергии для конкретного режима работы с 43,45 до 44,36 %.

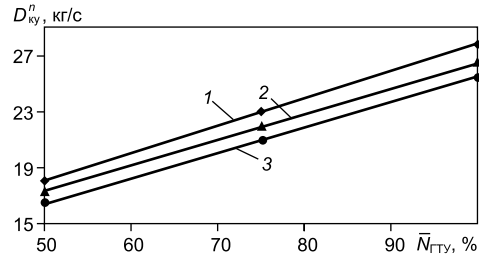


Рис. 6.36. Зависимость расхода генерируемого пара в КУ от температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  и нагрузки ГТУ [20]:  
1 –  $t_{нв} = -26$  °С; 2 –  $t_{нв} = 4$  °С; 3 –  $t_{нв} = 15$  °С.

Таблица 6.16

**Энергетические показатели ПГУ с ПСР (вариант А) и пылеугольного паротурбинного блока (нагрузка ГТУ – 100 %)**

Показатель	ГТУ V64.3A	ГТУ GT8C	Паротурбинный блок при автономной работе
Электрическая мощность ГТУ, МВт	73,3	59,4	–
Электрическая мощность ПТУ, МВт	220,7	220,8	211,9
Доля конденсата, поступающая в теплообменник КУ, %	42,9	41,7	–
Расход перегретого пара КУ, кг/с	26,4	23,6	–
Температура уходящих газов КУ, °С	103	103	–
Нагрузка пылеугольного энергетического котла, %	86,7	88,1	100,0
КПД пылеугольного парового котла, %	90,32	90,22	89,30
Доля дожигаемого в КУ топлива, %	0	7,42	–
Расход теплоты в ПТУ на производство электроэнергии, МВт	514,30	512,50	469,78
Доля теплоты, переданной в КУ конденсату	0,1524	0,1809	–
Доля теплоты, переданной в КУ с генерируемым паром	0,3568	0,3854	–
КПД производства электроэнергии в ПТУ, %	42,92	42,98	45,18
Электрическая мощность ПГУ, МВт	294,05	279,70	211,90
Коэффициент относительной мощности ПГУ	0,2493	0,2124	–
КПД ПГУ (ПТУ) брутто, %	44,36	43,16	39,94

Для оценки КПД производства электроэнергии ПГУ с ПСР (вариант А тепловой схемы) в работе [20] рекомендуется выражение

$$\eta_3^{\text{ПГУ}} = \frac{1}{\frac{K_{\text{ПГУ}}(1+\beta)}{k_N \eta_{\text{ГТУ}}^{\text{авт}}} + (1-K_{\text{ПГУ}}) \frac{1-q_{\text{п}}-q_{\text{к}}-q_{\text{пв}}}{\eta_{\text{ПТУ}} \eta_{\text{пк}} \eta_{\text{тр}}}}, \quad (6.36)$$

где  $K_{\text{ПГУ}} = N_3^{\text{ГТУ}} / N_3^{\text{ГТУ}} + N_3^{\text{ПТУ}}$  – коэффициент относительной мощности ПГУ;  $\beta = B_{\text{д}}/B_{\text{кк}}$  – доля теплоты дожигаемого в КУ топлива;  $k_N \approx 0,985 \div 0,99$  – коэффициент снижения мощности ГТУ при ее работе в схеме ПГУ;  $\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{авт}}$  – КПД ГТУ на клеммах генератора при работе в автономном режиме;  $q_{\text{п}} = Q_{\text{ку}}^0 / Q_{\text{ПТУ}}$  – доля теплоты пара, поступающего из КУ в ПТУ;  $q_{\text{к}} = Q_{\text{ку}}^{\text{к}} / Q_{\text{ПТУ}}$ ,  $q_{\text{пв}} = Q_{\text{ку}}^{\text{пв}} / Q_{\text{ПТУ}}$  – доли теплоты, переданные из КУ с конденсатом и питательной водой;  $\eta_{\text{ПТУ}}$ ,  $\eta_{\text{пк}}$ ,  $\eta_{\text{тр}}$  – КПД ПТУ, пылеугольного котла, транспорта теплоты.

Это выражение позволяет определить влияние основных элементов тепловой схемы (ГТУ, КУ, парового котла, ПТ) и потоков рабочего тела на экономичность установки. Последняя определяется, прежде всего, характеристиками работы ГТУ, нагрузкой парового котла, степенью утилизации теплоты выхлопных газов ГТУ в КУ, долей обвода по воде подогревателей высокого (ПВД) и низкого (ПНД) давления и соотношением мощностей паровой и газовой ступеней ПГУ.

Итоговые результаты расчетов для указанных выше вариантов А–В тепловой схемы с различными моделями ГТУ при среднегодовой  $t_{\text{нв}} = +4$  °С представлены в табл. 6.17. Данные свидетельствуют о достаточно высокой тепловой эффективности рассматриваемых схем ПГУ с ПСР. Повышение КПД при выработке электроэнергии по сравнению с работой паросилового блока составляет 3–6 %.

Вариант Б тепловой схемы ПГУ представляет собой одно из самых простых решений ПГУ с параллельной схемой работы. Однако вследствие пониженных расходов пара через контур высокого давления и увеличенных через контуры среднего и низкого давлений, мощность ПТ в данном варианте меньше. Это приводит к более низким показателям тепловой экономичности блока по сравнению с другими схемами.

Варианты А и В тепловой схемы ПГУ по экономичности практически равноценны. Основная сложность, с которой можно столкнуться при реализации варианта А, – это работа энергетического парового котла. При вытеснении части острого пара котлом-утилизатором, весь пар после контура высокого давления паровой турбины должен проходить через промперегреватель ПК. Это приводит к перераспределению тепловых нагрузок котла и, как следствие, к изменению режимов его работы.

В варианте В влияние количества вырабатываемого пара в КУ минимально, так как генерируется не только острый пар, но и пар промперегрева. Преимущество более сложного технического решения еще и в том, что данный вариант позволяет продолжительное время работать с отключенным ПК, то есть по схеме ПГУ с котлом-утилизатором.

Как видно из табл. 6.17 лучшие показатели тепловой экономичности имеют те варианты схем, где доля мощности ГТУ выше, независимо от дожига-

ния топлива. Нагрузка парового котла при этом приближается к минимально допустимой.

Таблица 6.17

**Сопоставление энергетических показателей ПГУ с ПСР, реализующих три варианта тепловой схемы**

Показатель	Исполнение тепловой схемы ПГУ с ПСР											
	Вариант А				Вариант Б				Вариант В			
Тип ГТУ	1×ГТ8С	1×V64.3А	2×ГТ8С	1×ГТЭ-110	1×ГТ8С	1×V64.3А	2×ГТ8С	1×ГТЭ-110	1×ГТ8С	1×V64.3А	2×ГТ8С	1×ГТЭ-110
$N_3^{ПГУ}$ , МВт	56,8	71,1	113,7	117,4	56,8	71,1	113,7	117,4	56,8	71,1	113,7	117,4
$N_3^{ПТУ}$ , МВт	220,0	220,0	220,0	220,0	208,5	207,0	194,4	194,2	220,0	220,0	220,0	220,0
$N_3^{ПГУ}$ , МВт	276,8	291,1	333,7	337,4	265,3	278,1	308,1	311,6	276,8	291,1	333,7	337,4
$\eta_3^{ПГУ}$ , %	43,82	44,88	45,30	45,35	42,85	43,91	44,15	44,21	43,98	45,04	45,88	45,91
Нагрузка ПК, %	85,1	83,9	66,4	65,8	85,5	84,0	65,8	65,4	87,2	86,2	70,7	70,2

**Параллельная схема ПГУ 380 МВт с КУ на параметры горячего промперегрева.** Рассматривается реконструкция конденсационного энергоблока ПТУ, включающего в себя: паровой котел типа Кп-1000-255ГМ с промперегревом; конденсационную ПТ типа К-300-23,5; вспомогательное оборудование и АСУ ТП. К данному энергоблоку пристраивается ГТЭ-65 и паровой КУ на параметры пара горячего промперегрева ПТ [6].

Принципиальная схема ПГУ показана на рис. 6.37, результаты расчетов представлены в табл. 6.18. В схему энергоблока вводится газотурбинный модуль, состоящий из одной ГТУ и парового барабанного КУ, вырабатывающего пар с параметрами, примерно соответствующими пару перед ЦСД ПТ. Пар из КУ подается в паропроводы горячего промперегрева перед стопорными клапанами цилиндра среднего давления (ЦСД). Питательная вода в КУ подается двумя вновь устанавливаемыми питательными насосами (один насос резервный), включенными после бустерных насосов ТПН блока. Для глубокого охлаждения уходящих газов на выходе из КУ устанавливается ГПК. Для пуска и останова КУ предусматривается быстродействующая редуциционно-охлаждающая установка (БРОУ) КУ, сбрасывающая пар в конденсатор ПТ. Схема турбоустановки претерпевает небольшие изменения, связанные с отбором конденсата и питательной воды.

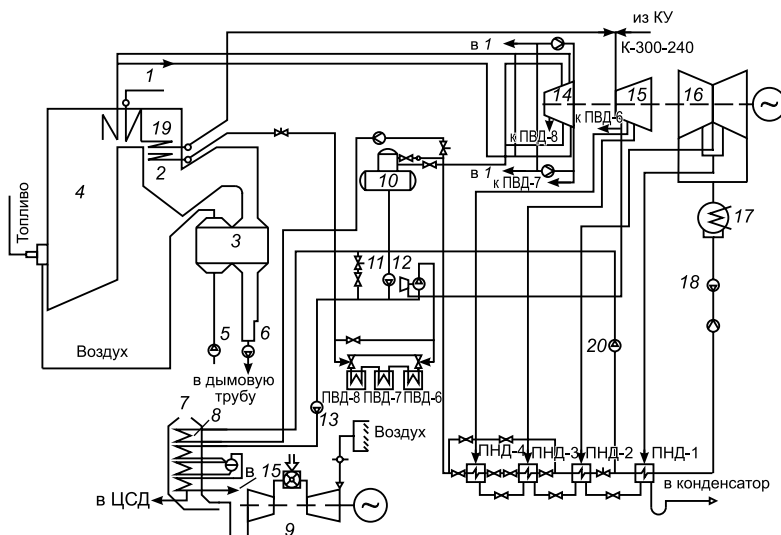


Рис. 6.37. Принципиальная схема конденсационной ПГУ-380 (параллельная схема) [6]:

1 – хвостовой пароперегреватель; 2 – подогреватель конденсата; 3 – рекуперативный воздухоподогреватель; 4 – паровой котел; 5 – воздуходувка; 6 – дымосос; 7 – котел-утилизатор; 8 – газовый подогреватель конденсата (ГПК); 9 – ГТУ ГТЭ-65; 10 – деаэратор; 11, 12 – блок питательных насосов; 13 – питательный насос КУ; 14 – ЦВД; 15 – ЦСД; 16 – ЦНД; 17 – конденсатор; 18 – конденсатный насос; 19 – пароперегреватель СД; 20 – конденсатный насос ГПК.

В параллельной схеме ПГУ конструкция основного котла остается неизменной – такой же, как и для автономной работы. КУ предлагается с вертикальной компоновкой. Тепловая схема турбоустановки претерпевает лишь небольшие изменения, связанные с необходимостью отбора части расхода конденсата и питательной воды в КУ. В связи с увеличением расхода вторичного пара уменьшается расход пара в ЦВД турбины.

Экономичность надстроенного блока увеличивается при снижении нагрузки ПТ. Генерация пара в КУ и подача его в линию горячего промпрегрева приводят к необходимости уменьшения расхода свежего пара, так как определяющим становится расход и давление пара перед ЦСД паровой турбины. В результате мощность ПТ, по сравнению со сбросной схемой, снижается и снижается мощность ПГУ в целом. Максимальная мощность блока равна 382,0 МВт, в диапазоне рассчитанных режимов удельный расход условного топлива изменяется от 278 до 285 г/(кВт·ч). По сравнению с автономным режимом работы блока, экономия топлива составляет 2,6–3,0 % при нагрузке паровой турбины, равной 100 %. При снижении нагрузки ПТ экономия топлива увеличивается и при 50 %-ной нагрузке составляет 6,2–6,9 %. Таким образом, параллельная схема ПГУ с котлом-утилизатором на параметры горячего промпрегрева пара по эффективности уступает сбросной схеме.

Таблица 6.18

**Характеристики конденсационной ПГУ с КУ на параметры  
промперегрева пара (при  $Q_{н}^p = 35\ 958\ \text{кДж/м}^3$ )**

Показатель	Величина
Расход топлива в ГТЭ-65, $\text{нм}^3/\text{ч}$	19 600
Расход выхлопных газов ГТЭ-65, $\text{кг/с}$	192,7
Температура выхлопных газов, $^{\circ}\text{C}$	550
Электрическая мощность ГТЭ-65, МВт	69,7
Паропроизводительность КУ, $\text{т/ч}$	91,5
Давление пара КУ, МПа	4,78
Температура пара, $^{\circ}\text{C}$	531,5
Температура уходящих из КУ газов, $^{\circ}\text{C}$	97,9
Расход пара ПК, $\text{т/ч}$	888,5
Давление пара ПК, МПа	25,0
Температура пара ПК, $^{\circ}\text{C}$	545
Расход топлива в ПК, $\text{нм}^3/\text{ч}$	68 500
Температура уходящих из ПК газов, $^{\circ}\text{C}$	105
Электрическая мощность ПТ, МВт	312,3
Расход пара в конденсатор ПТУ, $\text{т/ч}$	708,5
Электрическая мощность ПГУ брутто, МВт	382,0
КПД (брутто), %	43,4

### 7.2. Двухпоточная параллельная схема ПГУ

В работе [21] предлагается разновидность ПГУ с параллельной схемой, названная двухпоточной: пар от котла-утилизатора ГТУ направляется в существующий энергетический котел, где он догревается до расчетной температуры  $555\ ^{\circ}\text{C}$ , при этом сам котел реконструкции не подвергается. Энергетические показатели такой схемы анализируются на примере модернизации первой очереди ТЭЦ-23 ОАО «Мосэнерго», в которой заменяется турбоагрегат № 3 Т-100-130 с использованием двухпоточной схемы ПГУ. На рис. 6.38 изображена принципиальная тепловая схема, соответствующая этому варианту. Существующая паросиловая часть полностью сохраняется, за исключением устройства отводов конденсата и питательной воды для подогрева в КУ вместо вытесненной части регенерации.

Догрев острого пара КУ производится в энергетическом котле ТГМ-96, для чего в нем организуется дополнительный ввод перед конвективным пароперегревателем (двухпоточная схема). При среднезимней  $t_{нв} = -3,1\ ^{\circ}\text{C}$  путем подвода пара от КУ к энергетическому котлу ( $82,6\ \text{т/ч}$ ) отпуск последнего снижается до  $397,4\ \text{т/ч}$  (на 16 % номинального значения, равного  $480\ \text{т/ч}$ ) для сохранения расхода пара на паровую турбину на расчетном уровне. В конденсационном

режиме ( $t_{нв} = +15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) эти расходы равны 81,9; 333,5 и 415,4 т/ч соответственно. Как показали проработки, реконструкция котла ТГМ-96 практически не требуется, экономичность не ухудшается, а реализуемые режимы остаются допустимыми для всех напряженных элементов котла и не снижают его надежности.

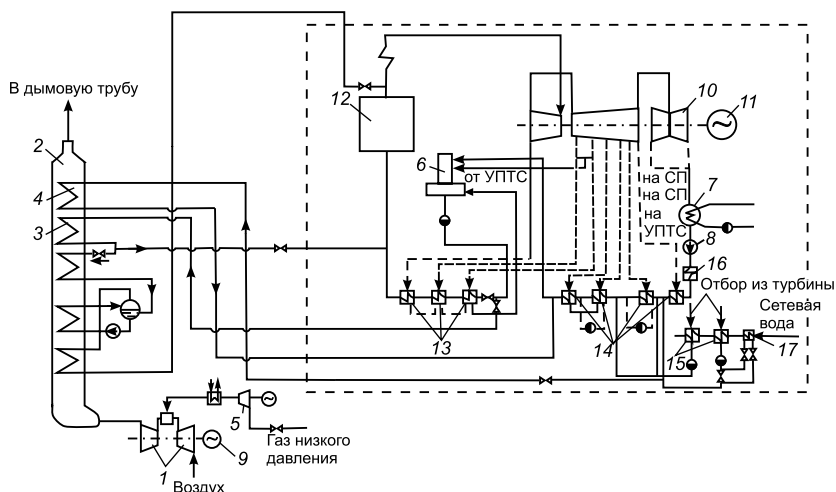


Рис. 6.38. Принципиальная тепловая схема ПГУ на базе ГТЭ-65 для реконструкции ТЭЦ-23 ОАО «Мосэнерго» (вариант 3):

1 – ГТЭ-65; 2 – КУ; 3 – газовойодяной подогреватель высокого давления; 4 – газовойодяной подогреватель низкого давления; 5 – дожимающий компрессор; 6 – деаэрактор; 7 – конденсатор; 8 – конденсатный насос; 9 – электрогенератор ГТУ; 10 – паровая турбина Т-110; 11 – электрогенератор паровой турбины; 12 – энергетический котел; 13 – подогреватели высокого давления; 14 – подогреватели низкого давления; 15 – сетевые подогреватели (СП); 16 – сальниковый подогреватель и эжектор; 17 – охладитель конденсата бойлеров; УПТС – установка подпитки теплосети.

Котел-утилизатор ГТУ – барабанный, с принудительной многократной циркуляцией рабочей среды в испарительном контуре, вертикального профиля. Поверхности нагрева выполнены в виде шахматных змеевиковых пучков труб с просечным спирально-ленточным оребрением.

Предусматривается отвод пара после КУ в котел ТГМ-96 перед конвективным пароперегревателем, где он догревается до номинальной температуры. Указанный способ отвода пара позволяет с минимальными затратами обеспечить стабильную температуру острого пара, направляемого к паровой турбине, при отрицательных температурах наружного воздуха, когда снижается температура газов после ГТУ.

На рис. 6.39 показан вариант принципиальной компоновки основного оборудования газотурбинной надстройки. В газоходах КУ учтено размещение БДУ. Для проведения тепловых расчетов разработаны специальные математические модели с использованием системы машинного построения программ. Результаты расчетов конкретных режимов ПГУ показывают, что все



основные параметры рабочих тел в паровой турбине и котле не выходят за допустимые пределы.

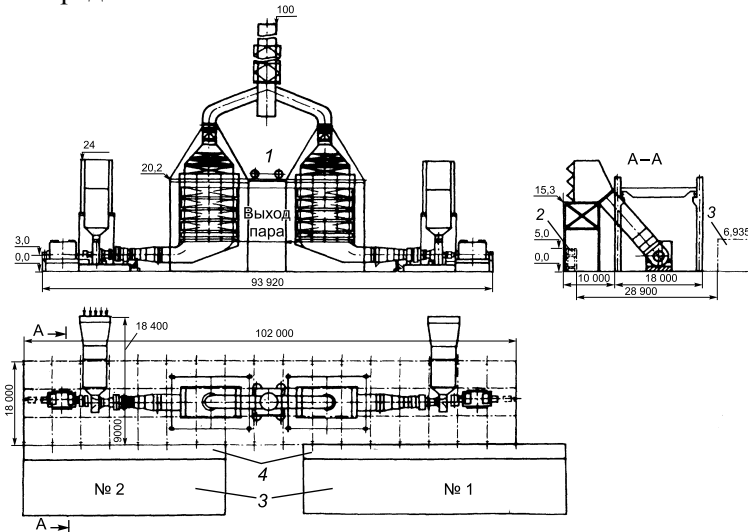


Рис. 6.39. Вариант компоновки основного оборудования газотурбинной надстройки:

1 – барабаны; 2 – эстакада; 3 – пиковая котельная; 4 – вентиляционная камера.

Показатели энергетической эффективности двухпоточной схемы ПГУ, представленные в табл. 6.19 (вариант 3), сравниваются с аналогичными показателями существующей ПСУ (вариант 0) и ПГУ с параллельной схемой работы (вариант 2), в котором применена газотурбинная надстройка на базе Т-110/120-130 с КУ на 14 МПа и догревом пара до 560 °С при использовании для этого дожигающего устройства. Промежуточный вариант 1 предполагает реконструкцию паротурбинного энергоблока по чисто паросиловой схеме с установкой новой паровой турбины Т-110/120-130-5 ТМЗ.

Прирост электрической и тепловой мощности при использовании ПГУ (варианты 2–3) по сравнению с паротурбинной реконструкцией (вариант 1) составляет: 60 и 35 МВт (30 Гкал/ч) с серийной паровой турбиной Т-110/120-130; 90 и 64 МВт (55 Гкал/ч) с новой паровой турбиной Т-150.

Повышение экономичности ПГУ в теплофикационном режиме для ТЭЦ-23 иллюстрируется увеличенной удельной выработкой на тепловом потреблении. Она возрастает от 0,585 до 0,600 в паросиловых вариантах и до 0,840 МВт·ч/Гкал в парогазовых. Это на 12–13 % превосходит показатели турбины Т-110/120-130 при ее оптимальной загрузке.

Прирост КПД в конденсационном режиме при реконструкции составляет: вариант 1 – 1 % (абс.) или 3 % (отн.); варианты 2–3: 5, 4–7,2 % (абс.) или 15–20 % (отн.). Абсолютный КПД при летнем (конденсационном) режиме равен 42,3, при среднезимнем – 43,9 %. Характерное распределение суммарной мощности (рис. 6.40) показывает, что для вариантов 2, 3 мощность паротурбинного

цикла сокращается примерно на 30 МВт с соответствующей разгрузкой энергетического котла на 25 %.

Таблица 6.19

**Технические характеристики комбинированных ПГУ**

Показатель	Вариант			
	0	1	2	3
	ПСУ		ПГУ	
Электрическая мощность брутто (конденсационный режим, $t_{\text{нв}} = +15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), МВт:				
• газовая турбина	–	–	58,3	58,5
• паровая турбина	100,7	120,0	120,0	120,0
• всего	100,7	120,0	178,3	178,5
Расход топлива на энергоблок, т/ч	35,23	40,83	52,15	51,84
Дожиг топлива в БДУ, %	–	–	1,7**	–
Тепловая мощность ( $t_{\text{нв}} = -28\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), МВт	200	210,2	246,3	248,4
КПД брутто (конденсационный режим), %:				
$t_{\text{нв}} = +15\text{ }^{\circ}\text{C}$	35,1	36,1	42,3	42,3
$t_{\text{нв}} = -3,1\text{ }^{\circ}\text{C}$	36,5	37,5	43,9	43,9
КПД встроенной ПГУ (конденсационный режим, $t_{\text{нв}} = +15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), %	–	–	51,1	51,3
Удельная выработка на тепловом потреблении, МВт·ч/Гкал	0,585	0,597	0,839	0,835
Удельный расход топлива на выработку дополнительной мощности, г/(кВт·ч)*:				
$t_{\text{нв}} = +15\text{ }^{\circ}\text{C}$	–	290	214	214
интегральный за год	–	252,4	201,0	206,0
КПД выработки дополнительной мощности, %	–	42,3	57,3	57,3
Дополнительный отпуск электроэнергии, ГВт·ч/год (%)	–	83,0 (11,6)	570,4 (79,6)	571,2 (79,7)

\* – в перерасчете на условное топливо;

\*\* – от расхода топлива на энергоблок.

Для вариантов 2 и 3 КПД встроенной ПГУ составляет 51,1–51,3 %, что практически равно экономичности бинарных ПГУ. Эти значения соответствуют давлению в конденсаторе паровой турбины около 9 кПа (что характерно для ТЭЦ) и температурным напорам 30–40 °С в газодводяных подогревателях низкого и высокого давления. Такая высокая экономичность объясняется тем, что данный цикл, по существу, является циклом семи давлений (пар высокого давления и шесть значений давления пара, вытесненного в отборы паровой турбины) с верхним давлением, достаточно близким оптимальному. Для сравнения: КПД встроенной ПГУ для газотурбинной надстройки с вытеснением регенерации паровой турбины составляет не более 44–45 %.

Различия в схемах догрева пара КУ влияют слабо, так как догрев невелик и по теплу в цикле ПГУ не превышает 1–3 %. Для иллюстрации анализа влияния на экономичность догрева пара от КУ на рис. 6.16 (раздел 4) представлен фрагмент паротурбинного цикла Ренкина на 14 МПа, реализуемого в паровой турбине путем утилизации тепла выхлопных газов ГТУ (ГТЭ-65) в КУ. В дополнительном цикле тепло расходуется только на повышение температуры пара от 511 до 560 °С. Поэтому этот цикл высокоэффективен, а его термический КПД с учетом КПД котла и паровой турбины составляет 50–52 %. Именно поэтому догрев пара не приводит к снижению общего КПД. Это же относится и к другому варианту догрева пара – благодаря дожиганию топлива в КУ. При этом некоторое снижение КПД вследствие прироста паропроизводительности компенсируется практическим отсутствием дополнительных потерь с уходящими газами в варианте без дополнительного подвода воздуха в БДУ, который снижает абсолютное значение КПД на 0,1 %.

Представляет также интерес определение удельного расхода топлива на дополнительную, полученную вследствие реконструкции, мощность (см. табл. 6.19). Эта величина в наибольшей степени отражает энергетические показатели установки. Для годовых показателей с учетом отпуска тепла она является также объективной характеристикой и применительно к ТЭЦ. Высокие значения для вариантов 2 и 3 объясняются наличием «безтопливной» мощности, которая образуется в результате разгрузки энергетического котла.

Относительное вытеснение регенерации высокого и низкого давления (отнесенное к расходу пара на турбину) для основных вариантов 2 и 3 составляет 0,5–0,7, что указывает на оптимальное сочетание паровой турбины Т-110/120-130 с турбиной ГТЭ-65 (рис. 6.41).

Для ТЭЦ-23 характерны низкие значения расхода сетевой воды на энергоблок (3500 т/ч), что приводит к несколько повышенному, хотя и в допустимых пределах, давлению в верхнем отборе при увеличении тепловой мощности в парогазовых вариантах (до 0,22–0,25 МПа против 0,16 МПа в ПСУ). Потенциальные резервы повышения мощности благодаря увеличению расхода сетевой воды от 3500 до 4500 т/ч (номинальный) при практически закрытой диафрагме составляют 6–10 МВт.

Из полученных данных по годовым показателям следует (табл. 6.19), что при техническом перевооружении ТЭЦ-23 с надстройкой паросилового энергоблока Т-110/120-130 газовой турбиной ГТЭ-65 по сравнению с вариантом 1 повышение

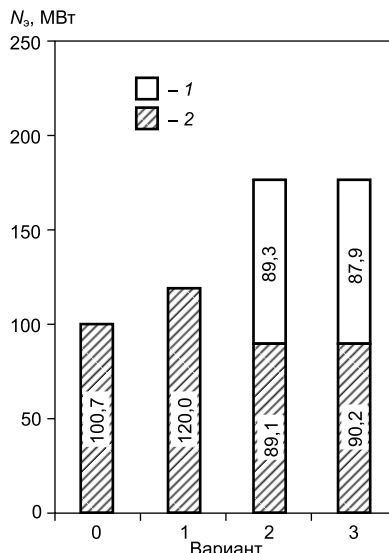


Рис. 6.40. Распределение суммарной мощности (ПСУ + ПГУ) (конденсационный режим,  $t_{нв} = + 15$  °С). Мощность: 1 – встроенной ПГУ; 2 – ПСУ.

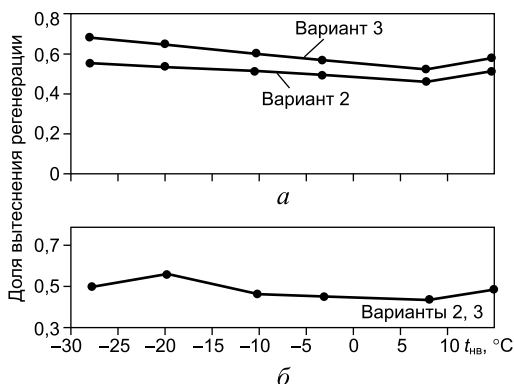


Рис. 6.41. Относительное вытеснение регенерации высокого (а) и низкого (б) давления в зависимости от температуры наружного воздуха.

для среднезимнего режима ( $t_{\text{нв}} = -3,1$  °C). При одинаковых расходах острого пара (480 т/ч) расход пара в конденсатор для ТК возрастает от 16,8 до 91,1 т/ч, мощность увеличивается от 109,7 до максимальной, 120 МВт, а отпуск тепла снижается с 244 до 194 МВт (с 210 до 167 Гкал/ч). В сравнении с вариантом 1 дополнительная мощность составляет 12 МВт при (как отмечалось выше) среднегодовом КПД 60 %, что недостижимо в отечественной энергетике для конденсационных парогазовых энергоблоков.

Таким образом, выполненный анализ показал необходимость рассматривать в теплофикационных парогазовых схемах работу паровой турбины в режиме ТК с покрытием дефицита тепловой нагрузки с помощью водогрейных котлов или путем нерасчетной загрузки отборов турбины, как это осуществляется на ТЭЦ-23.

### 7.3. ПГУ с полузависимой схемой работы

Принципиальная тепловая схема ПГУ с полузависимой схемой работы представлена на рис. 6.42. Она включает в себя одну ГТУ и одну ПТУ, причем последняя рассчитана на работу с отключенными ПВД и с обходом части основного конденсата мимо ПНД. Конденсат и питательная вода подогреваются в водогрейном котле-утилизаторе (газоводяном теплообменнике), установленном за ГТУ; каждая из этих установок может работать в автономном режиме, что является дополнительным преимуществом этой схемы.

Конструкторский расчет ГВТО для определения и компоновки его поверхностей нагрева и расчет тепловой схемы ПГУ осуществляются совместно. При выполнении конструкторского расчета используют параметры конденсата и питательной воды, определяемые из расчета тепловой схемы паротурбинной установки. Газоводяной теплообменник состоит из секций высокого (ТО-ВД) и низкого давлений (ТО-НД).

отпуска электроэнергии составляет около 490 ГВт·ч/год (примерно на 80 %), а интегральный КПД (за год) выработки дополнительной мощности достигает  $\approx 60$  %. При этом сохраняется расчетный отпуск тепла и благодаря включению в тепловую схему ГТУ повышается надежность теплоснабжения.

Рассмотрена также работа в составе теплофикационных парогазовых установок паровой турбины в теплофикационно-конденсационном (ТК) режиме при увеличенном по сравнению с теплофикационной турбиной расходе пара в конденсатор. Анализ проводился

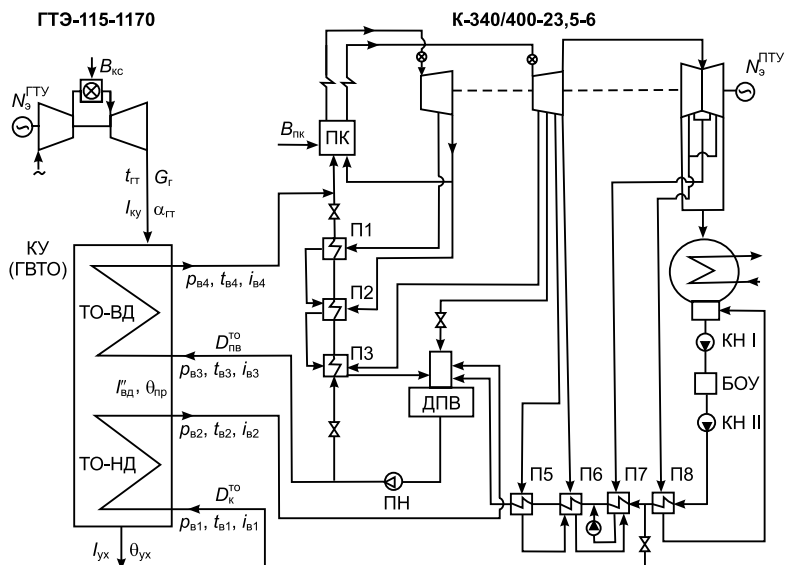


Рис. 6.42. Принципиальная тепловая схема ПГУ с полузависимой схемой [22]:

ТО-ВД, ТО-НД – теплообменники, соответственно, высокого и низкого давления; ПК – энергетический паровой котел; П1–П8 – регенеративные подогреватели; БОУ – блочная обессоливающая установка; ГВТО – газодвояной теплообменник; ДПВ – деаэрактор питательной воды; ПН – питательный насос; КН – конденсатный насос.

Температуру воды  $t_{в4}$  определяем по ходу расчета, а температурный напор на «холодном» конце поверхности ТО-ВД принимаем равным 20–40 °С (рис. 6.42). Затем решается уравнение теплового баланса для поверхности ТО-ВД (в данной схеме принято, что ПВД паротурбинной установки отключены):

$$G_{Г}(I_{ку} - I''_{вд})\eta_{ГВТО} = D_{ПВ}^{ТО}(i_{в4} - i_{в3}) = k_{вд}F_{вд}\Delta t_{ср.вд}^{лог}. \quad (6.37)$$

В итоге определены  $i_{в4}$ ,  $t_{ПВ}^{ТО} = 277 \text{ °С} < (300 \div 305) \text{ °С}$  – по условиям работы парового котла.

Аналогичное уравнение решается для поверхности ТО-НД. На этом этапе решения балансового уравнения задаемся величиной температуры уходящих газов за ГВТО 90–100 °С, определяем  $I_{yx}$  и  $D_{К}^{ТО}$ . После этого выполняется расчет тепловой схемы паротурбинной установки по известной методике [23] для нового режима работы с учетом увеличенного пропуска пара через проточную часть турбины. Определяем параметры пара и воды и электрическую мощность ПТ, при этом контролируется выполнение условий:  $D_{К}^{ПТ} \leq D_{К}^{ПТ.макс}$  и  $N_{3}^{ПТ} \leq N_{3}^{ПТ.макс}$ .

Заводы-изготовители паровых турбин могут потребовать соблюдение и других ограничений, которые должны быть ими оговорены. Если указанные условия соблюдены, принимаем новые значения параметров пара и воды из расчета тепловой схемы ПТУ и методом последовательных приближений пересчитываем уравнения тепловых балансов ТО-ВД и ТО-НД ГВТО. Если указанные

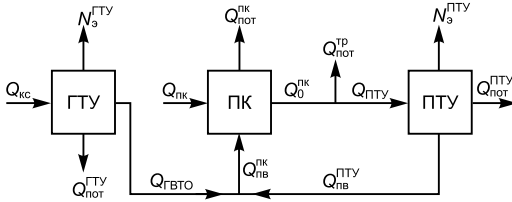


Рис. 6.43. Схема тепловых потоков парогазовой установки с полузависимой схемой [22]:  $Q_{кc}$ ,  $Q_{пк}$  – теплота топлива, подводимого в ГТУ и ПК;  $N_3^{ГТУ}$ ,  $N_3^{ПТУ}$  – электрическая мощность газовой и паровой ступеней ПГУ;  $Q_0^{пк}$  – теплота свежего пара и пара промперегрева за котлом;  $Q_{ПТУ}$  – расход теплоты свежего пара и пара промперегрева на паротурбинной установке;  $Q_{пв}^{ПТУ}$  – теплота питательной воды за ПТУ;  $Q_{ГВТО}$  – теплота, передаваемая питательной воде в ГВТО;  $Q_{пв}^{пк}$  – теплота питательной воды, поступающей в ПК;  $Q_{пот}^{ГТУ}$ ,  $Q_{пот}^{пк}$ ,  $Q_{пот}^{ПТУ}$  – потери теплоты соответственно в газотурбинной установке, паровом котле, транспорте теплоты, в паротурбинной установке.

может отбираться за ПНД (П8) или ПНД (П7).

КПД по выработке электроэнергии для ПГУ с полузависимой схемой определяется из балансового уравнения в соответствии со схемой тепловых потоков:

$$\eta_э^{ПГУ} = \frac{N_3^{ГТУ} + N_3^{ПТУ}}{Q_{кc} + Q_{пк}} = \frac{1}{(1 - K_{ПГУ}) \cdot \frac{(1 - q_{ГВТО}^п)}{\eta_3^{ПТУ} \eta_{тр} \eta_{пк}} + \frac{K_{ПГУ}}{\eta_3^{ГТУ}}}. \quad (6.38)$$

При этом последовательно рассчитываются:

1. Коэффициент мощности ПГУ:

$$K_{ПГУ} = N_3^{ГТУ} / (N_3^{ПТУ} + N_3^{ГТУ}). \quad (6.39)$$

2. Полный расход теплоты на паротурбинную установку:

$$Q_{ПТУ} = Q_{пв}^{ПТУ} + Q_{пн}^{ПТУ} - Q_{пв}^{ПТУ} = D_{п} i_0 + D_{пн} (i_{пн}'' - i_{пн}') - Q_{пв}^{ПТУ}, \quad (6.40)$$

где  $Q_{пн}^{ПТУ}$  – теплота, затраченная в ПК на промежуточный перегрев пара ПТ.

Величину  $Q_{пв}^{ПТУ}$  определяют в соответствии с параметрами и материальным балансом потоков конденсата и питательной воды, подогреваемых отборным паром паровой турбины (рис. 6.42).

3. Количество теплоты, передаваемое основному конденсату и питательной воде в ГВТО:

$$Q_{ГВТО} = D_{пв}^{то} (i_{в4} - i_{в3}) + D_{к}^{то} (i_{в2} - i_{в1}). \quad (6.41)$$

4. Доля теплоты, переданной в ГВТО основному конденсату и питательной воде:

условия не соблюдены, необходимо изменить расходы воды  $D_{к}^{то}$ ,  $D_{пв}^{то}$  и снова провести необходимые расчеты, определяя и контролируя также температуру газов за ГВТО  $\theta_{ух}$ .

После сведения балансов теплоты с расчетом тепловой схемы ПТУ проводятся расчеты теплообменных поверхностей ВД и НД и по выбранной геометрии трубных секций определяется аэродинамическое сопротивление ГВТО (котла-утилизатора).

Схема тепловых потоков в ПГУ с полузависимой схемой работы, в которой часть теплоты выхлопных газов ГТУ используется в котле-утилизаторе для нагрева потоков основного конденсата и питательной воды, показана на рис. 6.43. Конденсат может

$$q_{\text{ГВТО}}^{\text{п}} = Q_{\text{ГВТО}} / Q_{\text{ПГУ}}. \quad (6.42)$$

5. КПД паротурбинной установки по производству электроэнергии:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} / Q_{\text{ПГУ}}. \quad (6.43)$$

6. Полезная тепловая нагрузка энергетического парового котла:

$$Q_0^{\text{пк}} = Q_{\text{п}}^{\text{пк}} + Q_{\text{пк}}^{\text{пк}} - Q_{\text{пв}}^{\text{пк}} = Q_{\text{ПГУ}}(1 - q_{\text{ГВТО}}^{\text{п}}) / \eta_{\text{тр}}, \quad (6.44)$$

где  $\eta_{\text{тр}} = 0,99$  – КПД транспорта теплоты.

7. КПД парового котла по прямому балансу:

$$\eta_{\text{пк}} = Q_0^{\text{пк}} / Q_{\text{пк}} = (Q_{\text{ПГУ}} / Q_{\text{пк}}) ((1 - q_{\text{ГВТО}}^{\text{п}}) / \eta_{\text{тр}}). \quad (6.45)$$

КПД газотурбинной установки по выработке электроэнергии:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} = k_N (N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} / Q_{\text{кк}}). \quad (6.46)$$

Результаты расчетов энергетических показателей по приведенной методике [22] ПГУ в составе ГТУ ГТЭ-115-1170 (проект) [17] и паротурбинной установки К-340/400-23,5-6 производства АО «Турбоатом» г. Харьков представлены в табл. 6.20.

Таблица 6.20

**Энергетические показатели ПГУ с полузависимой схемой  
(нагрузка ГТУ – 100 %)**

Показатель	$t_{\text{нв}} = +15 \text{ }^\circ\text{C}$			$t_{\text{нв}} = -15 \text{ }^\circ\text{C}$		
	Расход основного конденсата через ТО-НД, кг/с	27,8	55,6	83,3	27,8	55,6
Электрическая мощность ГТУ, МВт	115,4			140,0		
Электрическая мощность ПТУ, МВт	398,00	399,15	401,60	398,00	399,15	401,60
Электрическая мощность ПГУ, МВт	513,40	514,60	517,00	538,00	539,15	541,60
Электрический КПД ГТУ, %	33,12	33,12	33,12	34,81	34,81	34,81
Электрический КПД ПТУ, %	45,107	45,240	45,520	45,110	45,240	45,520
Доля теплоты, переданной в КУ конденсату ПТУ	0,1770	0,1895	0,2023	0,1767	0,1890	0,2023
Коэффициент относительной мощности ПГУ	0,290	0,289	0,287	0,352	0,351	0,349
Электрический КПД ПГУ, %	45,1	45,7	46,4	45,2	45,7	46,6

Паротурбинная установка рассчитана для работы в ПГУ с полузависимой и параллельной схемами при отключенных ПВД и частичной разгрузке ПНД с увеличением электрической мощности от 340 до 400 МВт. Для нее использована бездеаэрационная тепловая схема с питательным электронасосом и смесителем конденсата перед ним. Конденсатные насосы второй ступени используются также в качестве бустерных насосов. В качестве первого по ходу конденсата ПНД используется подогреватель смешивающего типа, а после

этого ПНД осуществляется отбор конденсата в ТО-НД КУ, после которого конденсат возвращается в смеситель.

Показатели экономичности ПГУ с полузависимой схемой (табл. 6.20) сравнивали с показателями базового газомазутного энергоблока, работающего с КПД производства электроэнергии брутто  $\eta_b = 43,43\%$ . Повышение экономичности такого энергоблока при переходе к работе по парогазовому циклу составляет в среднем 2–3 %.

## 8. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ С КИПЯЩИМ СЛОЕМ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

Существуют различные виды схем ПГУ, в которых используется твердое топливо: сбросного типа; составные (двухкотельные) ПГУ; ПГУ с высоконапорными парогенераторами (ВПГ); с внутрицикловой газификацией угля.

Парогазовые установки с высоконапорным парогенератором заметно отличаются от рассмотренных выше парогазовых установок. Как видно из рис. 6.44, *a*, в составе таких установок паровой котел 2 расположен в газоздушном тракте ГТУ между компрессором 1 и газовой турбиной 3. Рабочие процессы в таком котле протекают при высоком избыточном давлении, поэтому котел называют высоконапорным парогенератором [2].

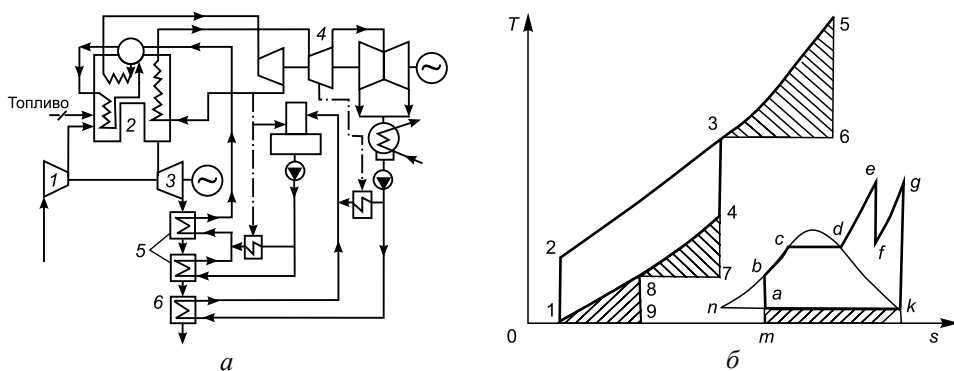


Рис. 6.44. Принципиальная тепловая схема (*a*) и  $T,s$ -диаграмма идеального цикла ПГУ с ВПГ (*б*) [2].

Сжатый в компрессоре 1 ГТУ воздух поступает в топку ВПГ 2, в котором сжигается все топливо установки и где расположены испарительные и перегревательные поверхности нагрева. Сгорание топлива и теплообмен в ВПГ происходят при давлении воздуха 1,0–1,5 МПа, что приводит к интенсификации процессов переноса и значительному сокращению поверхностей нагрева.

После ВПГ продукты сгорания топлива поступают в газовую турбину 3, после чего выхлопные газы направляются в газодынные теплообменники высокого 5 и низкого 6 давления, где их температура понижается до требуе-



мого уровня. Паротурбинная установка 4 практически ничем не отличается от рассмотренных ранее.

Идеальный цикл ПГУ с ВПГ в  $T,s$ -координатах приведен на рис. 6.44, б. Сравнение этого цикла с идеальным циклом ПГУ сбросной схемы показывает, что оба эти цикла практически одинаковы. Единственное различие состоит в том, что подвод теплоты к пароводяному рабочему телу в ПГУ с ВПГ осуществляется по изобаре 2-3-5, соответствующей давлению воздуха за компрессором ГТУ. Поскольку в топке ВПГ сжигается полный расход топлива в ПГУ, степень бинарности такой установки имеет невысокие значения, сопоставимые с величинами  $\beta^0$  для ПГУ сбросной схемы. Мощность паротурбинной части может достигать 80 % общей мощности ПГУ. При температуре газов перед газовой турбиной 930 °С КПД ПГУ может составлять 45 %.

К основным достоинствам ПГУ с ВПГ относятся несколько более высокая, чем у ПГУ сбросной схемы, тепловая экономичность и существенно меньшие по сравнению с паровыми котлами масса и габарит ВПГ. Недостатками цикла ПГУ с ВПГ являются: невозможность автономной работы ГТУ и ПТУ и ограниченная начальная температура газов. Уменьшение капитальных затрат в блоках ПГУ с ВПГ по сравнению с обычными ПГУ составляет 10–25 % при снижении удельного расхода топлива на 4–6 %.

В начале 70-х годов в бывшем СССР была пущена в эксплуатацию на Невинномысской ГРЭС ПГУ с ВПГ мощностью 200 МВт. Тепловая схема установки представлена на рис. 6.45. В состав ПГУ входят серийная паровая турбина К-160-130 и ГТ-35/44-770 ХТГЗ (ПО «Турбоатом»). Компрессор 1 ГТУ подает воздух в топку ВПГ. После котла 2 газы с температурой 770 °С поступают в газовую турбину 3 и затем направляются в экономайзер 4, включенный в тепловую схему за ПВД 9 паровой турбины. Для поддержания номинальной температуры газов перед ГТУ на режимах частичной нагрузки установлена дополнительная камера сгорания 8, включенная параллельно с ВПГ. Топливом для ПГУ служит природный газ, резервным является мазут.

Возможность использования угля в ГТУ связана преимущественно с двумя технологиями – сжиганием его в кипящем слое под давлением (КСД) и предварительной газификацией и сжиганием в камерах сгорания очищенного генераторного газа. Оба эти способа допускают удаление серы из продуктов сжигания угля. Повышение КПД теплового цикла путем комбинирования позволяет компенсировать связанные с переработкой угля потери. Схемы ПГУ с внутрицикловой газификацией угля были рассмотрены в первой части настоящего пособия (гл. 3, ч. 1).

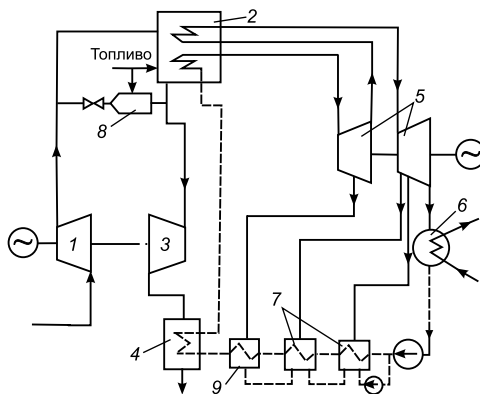


Рис. 6.45. Принципиальная тепловая схема ПГУ с ВПГ [24]:

1 – воздушный компрессор; 2 – паропроизводящая установка; 3 – газовая турбина; 4 – экономайзер; 5 – паровая турбина; 6 – конденсатор; 7 – регенеративные подогреватели низкого давления (ПНД); 8 – камера сгорания; 9 – ПВД.

ПГУ с ЦКС под давлением (ПГУ КСД) как фундаментальная технология перспективного экологически чистого использования угля заслуживают такого же внимания, как и ПГУ с внутрицикловой газификацией угля. По мнению зарубежных специалистов низкие цены на природный газ задержали развитие технологии ПГУ КСД на некоторое время. Начавшийся в конце 90-х годов устойчивый период низких цен на газ привел в 1997–2001 гг. к буму строительства парогазовых установок и снижению интереса к угольным ТЭС почти до нуля. Тем не менее за последние 10 лет технология доказала свою эффективность на ряде ТЭС в Европе и Японии.

Кипящий (псевдооживленный) слой создается при пропускании воздуха со скоростью около 1 м/с снизу вверх через дробленый уголь, кусочки которого приходят в результате в движение, но не уносятся потоком.

При сжигании угля в кипящем слое, которое происходит с коэффициентами избытка воздуха 1,3–1,5, температура поддерживается на уровне 850–900 °С, для того чтобы избежать расплавления золы и зашлаковывания расположенных в слое трубных поверхностей теплообмена и обеспечить связывание серы при взаимодействии ее с  $\text{CaCO}_2$  с образованием  $\text{CaSO}_4$  и газообразной  $\text{CO}_2$  [24]. Несмотря на низкую температуру, исключая образование «термических»  $\text{NO}_x$ , КПД процесса горения оказывается достаточно высоким: выгорает более 99 % углерода. Добавка в слой известняка (или доломита) позволяет связать до 95 % имеющейся в угле серы. Вследствие высокой турбулентности интенсивность теплообмена в слое возрастает, а поверхности теплообмена, необходимые для отвода выделившейся при горении теплоты, уменьшаются. Вместе с тем из кипящего слоя с продуктами сгорания выносятся значительное количество твердых частиц золы и несгоревшего углерода. Грубая очистка дымовых газов осуществляется в циклонах; уловленный в них унос возвращается в слой для дожигания.

Отводить теплоту, выделяющуюся при горении в слое, можно с помощью пароводяной среды или сжатого воздуха. Соответствующие схемы ПГУ показаны на рис. 6.46. Преимуществами схемы рис. 6.46, *а* являются меньшие габариты топки с кипящим слоем на единицу мощности, более низкие температуры металла расположенных в слое труб и, следовательно, их большая надежность, более высокий КПД ПГУ; основным недостатком – трудность регулирования при изменениях нагрузки.

Преимуществами схемы рис. 6.46, *б* являются простота регулирования, более легкие условия работы газовой турбины (запыленность продуктов сгорания, которые разбавляются воздухом, в этой схеме в 3 раза меньше), небольшие перепады давления и напряжения в трубах, расположенных в слое, возможность автономной, без паровой части работы ГТУ. Степень сжатия ГТУ в этой схеме выбирается не более 7–8, чтобы температура газов за турбиной была достаточно высокой для выработки пара приемлемых параметров.

Высота кипящего слоя составляет 4–5 м, потери давления в нем 6–10 %, всего в тракте от компрессора до турбины, включая циклоны, – до 8–12 %. Топка с кипящим слоем, в котором находится несколько десятков (или даже сотен) тонн нагретого до высокой температуры материала, и связанные с ней объемы, заполненные сжатым воздухом или газами, обладают большой инерционностью и ухудшают динамические свойства ГТУ. Для предотвращения

разгона ротора при сбросах нагрузки требуются в этих условиях клапаны, перепускающие газы мимо турбины.

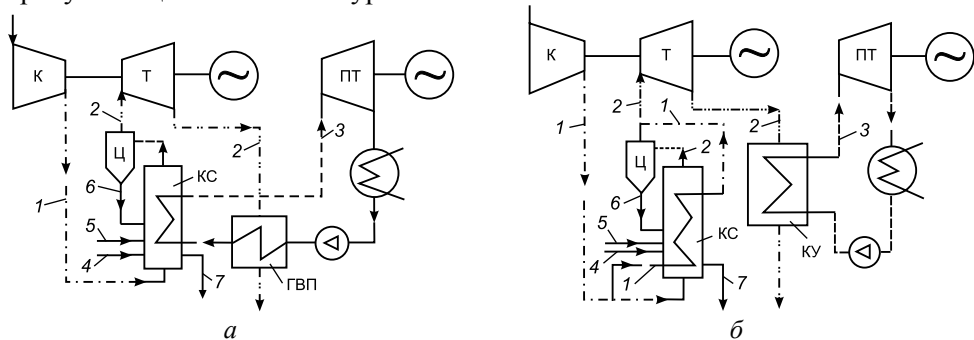


Рис. 6.46. Схема ПГУ со сжиганием угля в кипящем слое с пароводяной (а) и воздушной (б) теплоотводящей средой [24]:

1 – воздух; 2 – продукты сгорания; 3 – пар; 4 – уголь; 5 – сорбент; 6 – возврат уноса; 7 – выход воды; К – компрессор; Т – газовая турбина; ПТ – паровая турбина; КС – камера сгорания; КУ – котел-утилизатор; ГВП – газовойодяной подогреватель; Ц – циклон.

Проектные показатели нескольких мощных ПГУ с кипящим слоем, проработанных в Швеции и США в середине 1980-х годов, представлены в табл. 6.21.

Таблица 6.21

**Проектные показатели ПГУ с кипящим слоем**

Показатель	Варианты ПГУ			
	1	2	3	4
Общая мощность ПГУ, МВт	330	500	646	500
КПД ПГУ, %	≈ 40	39,4	40	40
Среда, охлаждающая слой	Вода	Вода	Вода	Воздух
Общая мощность ГТУ, МВт	74	130	153	289
Количество ГТУ	1	2	3	6
Температура газов в ГТУ, °С	800	800	910	870
Давление воздуха, МПа	1,6	1,6	1,0	0,7
Общий расход воздуха, кг/с	360	700	711	1698
Мощность паровой турбины, МВт	264	385	493	194
Давление пара перед турбиной, МПа	18,0	16,5	24	5,85
Температура пара/температура промперегрева пара, °С	813/813	823/813	811/811	713
Температура уходящих газов, °С	–	180	134	–

Рассматриваются также различные комбинированные варианты ПГУ, например с частичным (до 700–750 °С) подогревом воздуха в слое и дополни-

тельным (до 1100–1200 °С) в камере сгорания. Одна из таких схем реализована на блоке мощностью 220 МВт в Германии.

Кульминацией развития ПГУ КСД в 90-е годы стал ввод в Японии в июле 2001 г. ПГУ КСД Karita мощностью 360 МВт. Ее основные особенности: паросиловой цикл КСД с КПД по высшей теплоте сгорания<sup>1</sup> 42,3 %; просеянный дробленый уголь смешивается с известняком и водой и подается в камеру сгорания поршневым насосом; использование двухвальной газовой турбины фирмы Siemens мощностью 75 МВт.

Несколько ранее в США была введена демонстрационная ПГУ КСД Tidd мощностью 70 МВт, затем в 1995 г. – ПГУ КСД на ТЭЦ Vartan в Швеции и Escatron в Испании, а в 1999 г. – ПГУ КСД Cottbus в Германии. К настоящему времени ПГУ КСД в общей сложности проработали уже свыше 200 тыс. ч.

На рынке появилась компания PFBC Environmental Energy Technology (PFBC-EET), которая объединила Siemens Industrial Turbomachinery AB (поставщик ГТУ), Nooter/Eriksen (корпуса давления и топки) и Farnham & Pfile Engineering Inc. (системы подготовки угля, проектирование, монтаж и наладка) [25]. На фоне все возрастающих за последние годы цен на газ оказалось естественным вновь обратиться к технологии ПГУ КСД. Принципиальная схема ПГУ КСД показана на рис. 6.47. В топку ВПП подаются дробленый уголь, известняк или доломит (в сухом виде или в виде пасты). Воздух для горения сжимается в компрессоре с промежуточным охлаждением, по трубопроводу направляется в корпус ВПП, подогревается в циклонных охладителях золы, а затем равномерно распределяется через решетку дна (пода) топочной камеры.

В кипящем слое топлива происходит горение топлива. Температура здесь составляет 850 °С, скорость газов – 0,9 м/с, давление – 1,2–1,6 МПа. Дымовые газы покидают слой через пространство над ним, проходят через две-три ступени циклонов, где на 98 % очищаются от твердых частиц. Кипящий слой передает тепло погруженным в него трубам. После циклонов горячие дымовые газы направляются в газовую турбину, где расширяются и совершают работу; после этого проходят через экономайзер, в котором охлаждаются до 140 °С. Оставшиеся золотые частицы улавливаются в рукавном фильтре и сбрасываются в дымовую трубу.

Подогретая в экономайзере питательная вода подается в экранные поверхности топочной камеры ВПП, где происходит ее дальнейший нагрев. Затем горячая вода проходит через пучки труб в кипящем слое, которые образуют испарительную и пароперегревательную прямооточные части котла. В зависимости от величины теплообменной поверхности труб, находящихся в кипящем слое, можно получить пар сверхкритических параметров.

Важными аспектами технологии является абсорбция SO<sub>2</sub> сорбентами во время процесса горения, низкие выбросы NO<sub>x</sub> (благодаря низкой температуре), возможность использования широкой гаммы углей и других видов топлива без особого ущерба для эффективности. Вместе с тем повышенное давление в ВПП позволяет значительно уменьшить размеры оборудования и резко снизить

<sup>1</sup> Зная влажность применяемого угольного топлива  $W$  можно определить  $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$  по формуле  $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = Q_{\text{в}}^{\text{p}} - 25,12(9H + W)$  кДж/кг, где  $H$  – влажность, образующаяся при горении водорода (%). Для каменного угля при  $W = 13$  %  $Q_{\text{в}}^{\text{p}} / Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 1,06$ .

скорость перемещения твердого материала в слое по сравнению с котлами с пузырьковым кипящим слоем и с ЦКС.

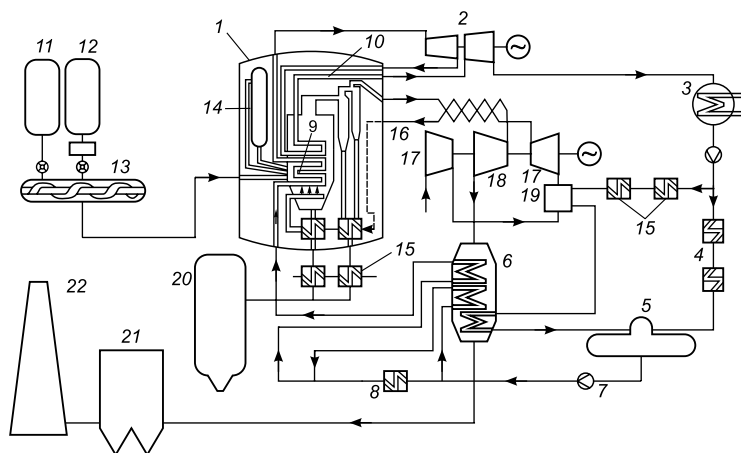


Рис. 6.47. Схема ПГУ КСД [25]:

1 – парогазогенератор; 2 – паровая турбина; 3 – конденсатор; 4 – ПНД; 5 – деаэратор; 6 – экономайзер; 7 – питательный насос; 8 – ПВД; 9 – испаритель; 10 – промперегреватель пара; 11 – сорбент; 12 – уголь; 13 – смешивающий шнековый питатель; 14 – реинжектор слоя; 15 – охладитель золы; 16 – циклоны; 17 – воздушный компрессор; 18 – газовая турбина; 19 – промежуточный охладитель; 20 – бункер для золы; 21 – электрофильтры; 22 – дымовая труба.

Производителями гарантируются следующие технико-экономические показатели ПГУ КСД.

**Кoeffициент полезного действия.** КПД японской ПГУ КСД Karita по высшей теплоте сгорания при температуре воздуха 18,3 °С и давлении в конденсаторе 8,8 кПа, как указывалось выше, составляет 42,3 %. Примерно 80 % ее мощности приходится на паротурбинную часть, а 20 % – на газотурбинный цикл Брайтона.

КПД ПГУ компании PFBC-EET близок к значению КПД для ПГУ КСД – более 40 %, что превышает соответствующие значения ПГУ с внутрицикловой газификацией на кислородном дутье, сооруженных до настоящего времени.

**Эксплуатационная гибкость.** ПГУ КСД Karita стабильно работает при 30 %-ной нагрузке, допускает изменение нагрузки в диапазоне 100–90 % со скоростью 2 %/мин и в диапазоне 90–40 % – со скоростью 3 %/мин. Продолжительность ее пуска из холодного состояния до набора полной нагрузки составляет 11 ч, из неостывшего состояния – 4,25 ч и из горячего состояния – 3 ч. Поскольку установка Karita эксплуатируется в системе, в которой большая доля выработки электроэнергии приходится на АЭС, ее обычно пускают в понедельник утром и останавливают в пятницу вечером. По ночам она работает с 30 %-ной нагрузкой. Выбросы SO<sub>2</sub> и NO<sub>x</sub> при изменениях нагрузки не изменяются. Важно отметить, что при нагрузке 50 % КПД ПГУ КСД

снижается на 1 %, в то время как КПД газовой ПГУ – на 8 %, КПД ПГУ с внутрицикловой газификацией – на 7 %, а пылеугольного блока – на 3,5 %.

**Гибкость в отношении топлива.** Благодаря повышенному давлению (1,2–1,6 МПа) возрастает плотность воздуха (кислорода) по отношению к частицам топлива. Турбулизация, глубина слоя и низкая скорость газов (приводящая к увеличению времени пребывания частиц топлива в слое) способствуют полному окислению углерода топлива. Более того, влажные частицы топлива увеличивают массовый расход рабочего тела, повышая мощность как паровой, так и газовой турбины. Поэтому КПД цикла при использовании влажного топлива снижается незначительно в отличие от пылеугольных ТЭС или блоков с кипящим слоем при атмосферном давлении. Диапазон допустимого изменения теплоты сгорания топлив для ПГУ КСД составляет от 3,5 до 32,5 МДж/кг и выше.

**Выбросы.** Выбросы  $\text{NO}_x$  ПГУ КСД незначительны, так как температура горения ниже значений, при которых образуются термические оксиды азота. Использование селективного некаталитического восстановления, типичного для современных котлов с ЦКС, обеспечивает ПГУ КСД выполнение всех нормативных требований. За счет правильного выбора отношения  $\text{Ca/S}$  можно добиться улавливания 99 %  $\text{SO}_2$ . В циклонах связывается до 50 % ртути, содержащейся в топливе, еще 25–40 % улавливается в рукавных фильтрах.

**Готовность.** Коэффициент готовности шведской КСД ТЭЦ Vartan за последние четыре года превышал 89 % и ни для одного из трех ее блоков не был ниже 83 %. В начале 90-х годов энергокомпания Southern Company (США) провела расчетные исследования готовности ПГУ КСД, согласно которым средний коэффициент готовности составил 87 %.

**Использование твердых остатков.** Твердые частицы со дна камеры слоя, циклонов и рукавных фильтров состоят из угольной золы, сульфита и сульфата кальция. Повышенное давление препятствует образованию свободной извести. Поэтому твердые остатки ПГУ КСД имеют характеристики выщелачивания такие же, как у гранитов. Они пригодны для облицовки и уплотнения свалок (включая свалки токсичных отходов) и для производства синтетического гравия, используемого при строительстве дорог.

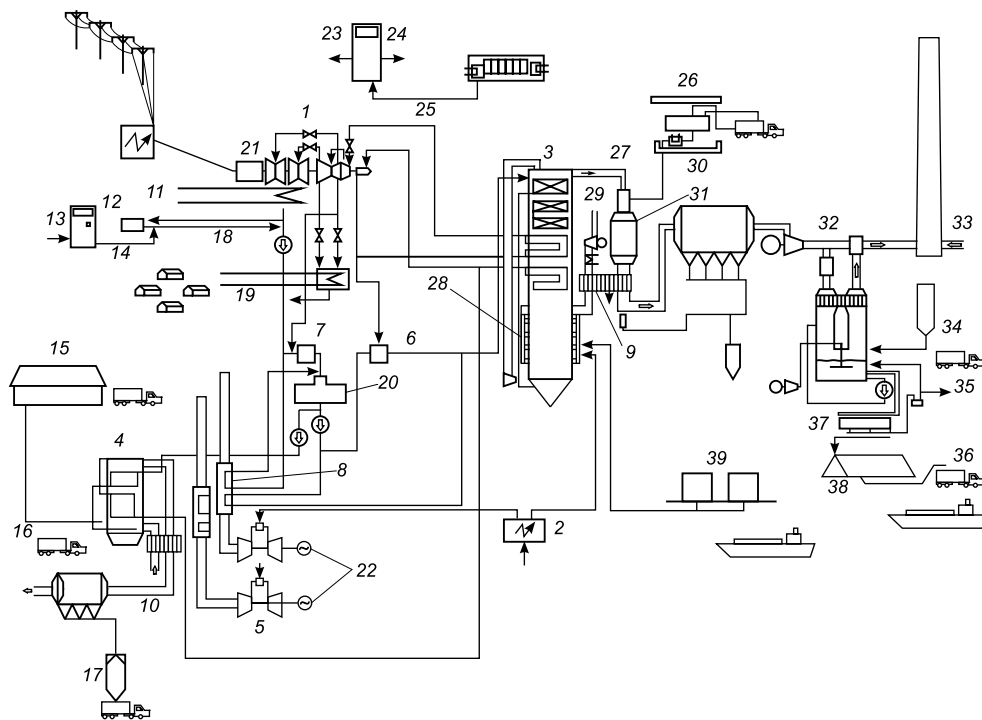
Компания PFBC-EET изучила ряд экономических сценариев и схем финансирования строительства ТЭС с такими установками. ТЭС мощностью 375 МВт (номинальная мощность 400 МВт) с четырьмя ПГУ КСД стоила бы 700 млн USD или 1750 USD/кВт. Это полные затраты, включая проценты за капитал во время строительства и затраты владельца. Расходы на ремонт и обслуживание составили бы 0,6 цент/кВт·ч, на налоги и страховку – 0,014 цент/кВт·ч. ТЭС можно было бы ввести в строй через 36 мес. после получения заказа.

Благоприятные экономические показатели обусловлены следующими факторами:

- расход электроэнергии на собственные нужды – 2 %;
- высокий КПД установки (на ТЭС Karita он на 25 % выше, чем на ТЭС Polk с внутрицикловой газификацией угля американской энергокомпании Tampa Electric Power);
- высокая экономичность ПГУ КСД при частичных нагрузках;
- малая удельная строительная площадь, способствующая снижению стоимости строительства и оборудования.

## МНОГОТОПЛИВНАЯ ОТОПИТЕЛЬНАЯ ТЭЦ С Кит = 94 %

Многотопливная отопительная ТЭЦ Avedore – 2 близ Копенгагена запущена в эксплуатацию в 2002 г. с целью теплоснабжения быстро растущих городских районов столицы Дании и получения дополнительной маневренной (пиковой) электрической мощности. Ее особенностью, кроме высокой тепловой эффективности (в теплофикационном режиме Кит = 94 %), является комплексное использование разных видов топлива – угля, мазута, природного газа и биотоплива (солома, брикетированные отходы деревообрабатывающих предприятий). Мощность энергоблока Avedore – 2 составляет: 465 МВт без учета мощности ГТУ, 585 МВт с учетом ГТУ. В теплофикационном режиме электрическая мощность 365 МВт и тепловая – 475 МВт (при неработающих ГТУ) и 505 МВт и 565 МВт соответственно (при включенных ГТУ).



1 – паровая турбина; 2 – газокomppressorная станция; 3 – котел СКД; 4 – котел на биомассе; 5 – ГТУ; 6 – подогреватель сетевой воды (ПСВ) высокого давления; 7 – ПСВ низкого давления; 8 – водогрейный КУ; 9, 10 – воздухоподогреватели; 11 – конденсатор ПТ; 12 – охлаждающая вода; 13 – бак с химподготовленной водой; 14 – подпитка воды; 15 – склад соломы; 16 – подовая зола; 17 – зола; 18 – очистка конденсата; 19 – в теплосеть; 20 – питательная вода; 21, 22 – электрогенераторы; 23 – сырая вода; 24 – вода для блока сероочистки; 25 – блок обессоливания воды; 26 – бак для аммиака; 27 – дымовые газы; 28 – топка; 29 – воздух; 30 – блок очистки от NO<sub>x</sub>; 31 – селективный каталитический реактор (SCR); 32 – блок сероочистки; 33 – дымовые газы от котла на биомассе; 34 – известняк; 35 – сточная вода; 36 – вода на очистку; 37 – осушка гипса; 38 – накопитель гипса; 39 – бак жидкого топлива (мазут).

Как видно из тепловой схемы многотопливность обусловила модульную структуру ТЭЦ, при этом основным энергогенерирующим блоком является модуль ПТУ, работающей на паре сверхкритических параметров 30 МПа/580 °С с промперегревом до 600 °С. Паром из отборов турбины питаются подогреватели конденсата и сетевой воды для теплоснабжения (100–120 °С). Паровой котел СКД системы Venson – одного давления, прямоточный, паропроизводительностью 336 кг/с (высота котла достигает 70 м). Котел имеет топочную камеру с 16 горелками, способными работать на угольной пыли, мазуте и дробленых древесных брикетах. Дымовые газы котла СКД подвергаются очистке от оксидов азота и серы с использованием аммиака и известняка соответственно, летучая зола осаждается в циклонах для последующего использования, а на выходе дымовой трубы установлены электростатические фильтры.

Вторым модулем является паровой котел с топкой, работающей на биомассе (ПКБ); генерируемый котлом пар подмешивается к основному потоку пара на входе в ЦНД паровой турбины. Такое техническое решение обеспечивает большую тепловую экономичность при выработке электроэнергии, чем в случае использования отдельной маломощной паровой турбины.

Котел ПКБ – один из крупнейших в мире – включает накопитель соломы (бункер), золовой сепаратор и систему для сбора летучей и подовой золы. Тепловая мощность котла 50 МВт; расход топлива (соломы) 25 т/ч. В случае необходимости ПКБ может также работать на угольной пыли и природном газе. Солома с фермерских хозяйств восточной Дании подается конвейером в приемную зону котла, где специальным устройством дробится перед подачей в топливный канал горелки. Для брикетов из отходов деревообработки ТЭЦ имеет склад на 33 тыс. т этого топлива. «Деревянные» брикеты производятся на специализированном заводе деревообрабатывающего комбината производительностью 200 тыс. т в год. Завод биотоплива принадлежит той же энергогенерирующей компании, которая является хозяином ТЭЦ Avedore – 2.

Дымовые газы котлов СКД и ПКБ смешиваются только перед поступлением в дымовую трубу, поэтому зола в каждом из потоков извлекается отдельно и используется вне пределов ТЭЦ (летучая зола котла СКД – в цементном производстве, зола ПКБ – как удобрение).

Третий модуль ТЭЦ, предназначенный для работы в маневренном режиме по выработке электроэнергии, включает две ГТУ Trent фирмы Rolls Royce мощностью по 55 МВт, которые включаются на время утренних пиков электропотребления. Котлы-утилизаторы, установленные на выхлопах ГТУ, являются водогрейными и используются для подогрева питательной воды котла СКД. КПД образованной таким образом ПГУ (работающей по полузависимой схеме) по производству электроэнергии в конденсационном режиме составляет 50 %.

Стоимость проекта комплексной ПГУ-ТЭЦ, которая считается самой экономичной в мире, оценивается в 550 млн EUR.



Проблемными вопросами технологии ПГУ КСД являются:

1. Надежность и долговечность газовой турбины. Хотя продукты сгорания достаточно хорошо очищаются в циклонах, они все-таки содержат твердые частицы. Благодаря дальнейшему совершенствованию циклонов срок службы лопаток газовой турбины может превысить три года. Еще больше увеличить срок их службы поможет высокотемпературная очистка газов. Несмотря на конструктивные проблемы газовой турбины демонстрационной ПГУ КСД Tidd за первые три года эксплуатации Министерство энергетики США сделало заключение о возможности использования газовых турбин в ПГУ КСД.

2. Опасность эрозии труб, погруженных в кипящий слой, и труб экранов. Износ экранов испарительной части был основной причиной неготовности ПГУ КСД Vartan, по крайней мере, в первые годы эксплуатации. Течи труб в зоне слоя особенно опасны, так как это может быстро повредить соседние трубы. Вода может превратить материал слоя в цемент.

На ПГУ КСД Tidd также отмечался эрозионный износ труб экранов, однако была найдена возможность их защиты футеровкой, что и было предусмотрено в последующих проектах.

Степень износа зависит от эрозионных свойств золы, на испанской ПГУ КСД Escatron он был незначительным. Кроме того, следует учитывать, что котел ПГУ КСД имеет в 5 раз меньшую поверхность нагрева, чем пылеугольный котел такой же мощности.

Проводимые в настоящее время исследования позволят разработать меры повышения надежности в ПГУ КСД на «трудных» топливах.

## 9. ПГУ СО СМЕШЕНИЕМ РАБОЧИХ ТЕЛ

### 9.1. ПГУ типа STIG

В энергетике ряда стран, в первую очередь США, кроме ПГУ классической схемы для повышения технико-экономических показателей газотурбинного оборудования с 1985 г. используются парогазовые установки с вводом пара, выработанного в котле-утилизаторе, непосредственно в газовый тракт ГТУ. Эта схема получила название STIG (Steam Injected Gas Turbine). Первая такая установка, в камеру сгорания которой вводился пар, избыточный по отношению к технологическим потребностям данного производства, была создана на основе ГТУ LM5000 фирмой GE [26]. В этой установке 11,8 кг/с пара (около 10 % от расхода газа) подмешивалось к рабочему телу через впускные окна в выходном патрубке компрессора и часть топливных форсунок. Это обеспечило увеличение электрической мощности ГТУ на 27 % (с 33 до 42 МВт) при относительном росте КПД на 17 % (с 36 до 42 %). Эксплуатационная надежность переоборудованной установки при этом практически не изменилась: коэффициент готовности – 0,95; коэффициент надежности – 0,995; почти на порядок сократились выбросы окислов азота.

Это стимулировало расширение работ по созданию ПГУ типа STIG. К настоящему времени фирмой GE разработаны три типа таких установок

(табл. 6.22) с вводом в проточную часть газовой турбины всего пара, вырабатываемого в котле-утилизаторе (рис 6.48, а).

Для сравнения в этой же таблице приведены характеристики исходных ГТУ (без впрыска пара). Увеличение количества подаваемого в цикл пара приводит в первую очередь к росту мощности агрегата; его КПД при этом возрастает менее существенно. Так, в установке типа LM2500 при вводе пара в количестве 8,6 % по отношению к расходу газа мощность возрастает на 25 %, а КПД – на 14,8 %; в установке типа LM5000 при подаче 14,5 % пара мощность возрастает на 53 %, а КПД – на 17,8 %.

Таблица 6.22

**Энергетические ПГУ типа STIG фирмы GE**

Тип ГТУ, год начала выпуска	Мощность, МВт	КПД, %	Температура, °С		Степень сжатия	Расход рабочего тела, кг/с		
			на входе	на выходе		Всего	Газ	Пар
LM1600PA, 1988	14,0	37,2	1260	505	22,0	45,4	45,4	–
LM1600PB STIG, 1989	17,2	41,1	1244	442	22,2	54,4	51,8	2,65
LM2500PE, 1980	21,3	35,7	1244	541	19,1	67,3	67,3	–
LM2500PH STIG, 1983	27,0	41,0	1188	487	19,7	73,0	67,2	5,80
LM5000PC, 1984	34,2	36,5	1240	446	30,1	122,6	122,6	–
LM5000PD STIG, 1986	52,4	43,0	1125	383	32,2	140,2	122,4	17,80

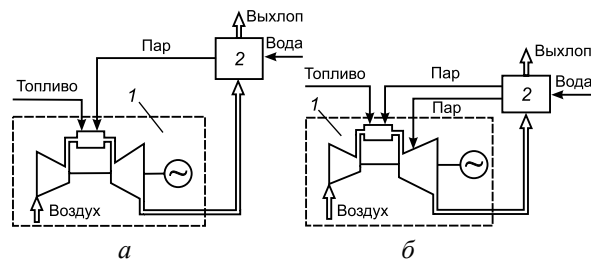


Рис. 6.48. Принципиальная схема ПГУ с вводом пара в газовый поток при использовании пара одного (а) и двух (б) давлений: 1 – ГТУ; 2 – котел-утилизатор.

Все указанные выше установки имеют свободную силовую турбину и котел-утилизатор, вырабатывающий пар одного или двух давлений. Во втором случае пар подмешивается к рабочему телу не только в камере сгорания (как описано выше), но и перед турбиной низкого давления турбокомпрессорного блока (рис. 6.48, б). Соотношение пара высокого и низкого давления обычно составляет 5:1.

Расчетные исследования, например [27], показывают, что существует оптимальный относительно КПД ПГУ впрыск пара, зависящий от параметров цикла Брайтона (степени повышения температуры  $T_3/T_1$  и степени повышения давления  $\pi_k$ ). При расчете ПГУ STIG необходима увязка тепловых балансов КС и КУ:

$$V_{г}I_{3,г} - V_{в}I_{2,в} = Q_{п}^p - (d_{п}/0,804)(i'_{3,п} - i'_{п}); \tag{6.48}$$

$$d_{п} = V_{гп}(I_{гп,4} - I_{yx})/(i_{п} - i_{пв}), \tag{6.49}$$

где  $V_{в}$ ,  $V_{г}$  и  $V_{гп}$  – объемы воздуха, газов (продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha$ ) и газопаровой смеси, проходящей через турбину;  $I_{3,г}$ ,  $I_{2,в}$ ,  $I_{гп,4}$ ,  $I_{yx}$  – объемные энтальпии газа и воздуха при температурах перед турбиной и после компрессора и соответственно газопаровой смеси на входе и выходе из КУ;  $i'_{3,п}$ ,  $i'_{п}$  – объемные энтальпии пара при температурах  $t_3$  и  $t_{п}$ ;  $i_{п}$ ,  $i_{пв}$  – энтальпии пара на выходе из КУ и питательной воды. В приведенных уравнениях все объемы,  $Q_{п}^p$  и  $d_{п}$  отнесены к  $1 \text{ м}^3$  природного газа или  $1 \text{ кг}$  жидкого топлива. Для обеспечения заданной температуры  $t_3$  необходимо определить (итеративным путем) коэффициент избытка воздуха и впрыска пара  $d_{п}$  таким образом, чтобы все расходы и параметры в тепловой схеме оказались взаимосвязанными. Согласно расчетам [27] для  $\pi_{к} = 12$  оптимальные режимы впрыска пара соответствуют  $0,15\text{--}0,2 \text{ кг/кг}$  воздуха для коэффициентов избытка воздуха  $3,2\text{--}2,6$  и температур  $t_3 = 900\text{--}1000 \text{ }^\circ\text{C}$ ; при этом достигается КПД  $41\text{--}42,2 \%$ . Более устойчивым параметром оказался удельный расход впрыскиваемого пара на  $1 \text{ нм}^3$  природного газа  $d_{п} = 6,3\text{--}6,4$  для тех же условий. При впрыске пара в ГТУ повышается работа турбины без увеличения работы компрессора, уменьшается коэффициент избытка воздуха; температура газов за КУ может быть снижена до  $120 \text{ }^\circ\text{C}$  и ниже. Благодаря этим факторам повышается мощность и КПД ПГУ, однако при несколько возрастающем расходе топлива.

Мощность турбины, работающей на парогазовой смеси, определяется по формуле:

$$N_{т} = (G_{сг} + G_{вп}) \frac{RT_3}{k-1} \left( 1 - \pi_{т}^{\frac{k-1}{k}} \right) \eta_{т}, \quad (6.50)$$

где  $G_{сг}$  – расход сухих продуктов сгорания при сжигании природного газа в КС;  $G_{вп}$  – расход водяного пара, образовавшегося при сжигании природного газа, и вводимого из КУ;  $T_3$ , К – температура газопаровой смеси перед турбиной;  $\pi_{т} = p_3/p_4$ ,  $p_3$ ,  $p_4$  – давление на входе и выходе турбины;  $k$  – показатель адиабаты смеси;  $\eta_{т}$  – внутренний КПД турбины;  $R$  – газовая постоянная смеси газов. Значения  $k$  и  $R$  определяются как средневзвешенные с учетом массовой доли сухой и влажной компонентов газовой смеси. Мощность, затрачиваемая на привод компрессора, рассчитывается как для простого цикла Брайтона.

Рассмотренные оптимальные режимы ПГУ характеризуются наибольшим КПД при заданных определяющих параметрах. Для повышения мощности установки сверх номинальной можно увеличить впрыск пара и подачу топлива при постоянной подаче воздуха компрессором. Наибольший эффект получается в случае увеличения подачи топлива настолько, чтобы обеспечить расчетную температуру газов перед турбиной, однако КПД при этом снижается. Например, при  $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $\pi_{к} = 12$  мощность ПГУ может быть увеличена в  $1,87$  раза относительно ее значения при оптимальном (базовом) режиме впрыска пара. При этом удельный расход топлива повышается в  $1,35$  раза, расход газопаровой смеси – в  $1,35$  раза, расход воды – в  $2,3$  раза [27].

Недостаток ПГУ-STIG – потеря с уходящими газами рабочего тела (воды), которую необходимо компенсировать, что требует развития водоочистки. Однако если ПГУ-STIG снабдить контактным конденсатором (КК), то эту воду можно вернуть в цикл. В этом случае унос и неполная конденсация

паров из продуктов сгорания компенсируются конденсацией дополнительного количества паров воды, образующихся при сжигании природного газа.

ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» предлагает два типа установок, работающих по циклу STIG, – установки с неконвертированной (S1) и конвертированной (S2) проточной частью газовых турбин.

В установках типа S1 сохраняется практически неизменной проточная часть базового ГТД, доработки касаются только камеры сгорания. Установки такого типа способны принять в проточную часть ГТД только долю вырабатываемого пара, остальная же его часть может использоваться в когенерационном режиме. Сильной стороной установок такого типа является их способность работать с сохранением базовых параметров без подачи пара (в сухом режиме).

В установках типа S2 проточная часть газовой турбины существенно изменяется для возможности пропуска всего пара, вырабатываемого котельной установкой, за счет чего обеспечивается максимально возможный прирост электрической мощности и КПД установки. Характеристики ПГУ типа STIG представлены в табл. 6.23.

Таблица 6.23

**Основные характеристики ПГУ типа STIG  
ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»**

Тип ПГУ	Мощность электрическая, МВт		КПД электрический, %		Расход пара, т/ч	Расход топлива	
	с впрыском пара (STIG)	без впрыска пара	с впрыском пара (STIG)	без впрыска пара		Природный газ, м <sup>3</sup> /ч	Жидкое, кг/ч
UGT2500S1	4,30	2,75	35,5	27,5	6,3	1220	1020
UGT6000S1	8,00	6,00	36,3	30,1	11,1	2210	1860
UGT25000S1	30,80	25,00	40,0	34,8	35,1	7730	6490
UGT10000S2	16,00	6,70	43,0	30,0	12,9	3740	3140
UGT15000S2	25,00	11,40	42,0	28,3	24,0	5980	5020
UGT25000S2	40,70	17,00	42,8	31,7	46,4	9550	8020

Для исключения потерь пара, впрыскиваемого в двигатель, ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» созданы установки типа «Водолей», в которых цикл STIG был дополнен контактным конденсатором, устанавливаемым на выхлопном патрубке котла-утилизатора, в котором регенерируется не только пар, подаваемый в проточную часть газотурбинного двигателя, но и пар, образующийся при сгорании топлива.

**9.2. ПГУ с впрыском пара в ГТУ, регенерацией воды из парогазового потока на выходе КУ и возвращением ее в цикл («Водолей»)**

Парогазовая установка по технологии «Водолей» работает на бинарном рабочем теле, водяном паре и продуктах сгорания по открытому одноконтурному термодинамическому циклу с одной турбиной. Продукты сгорания

газового топлива и перегретый водяной пар из камеры сгорания поступают в газопаровую турбину, расширяются и совершают работу. Тепловая энергия отработанной газопаровой смеси утилизируется в котле-утилизаторе и частично в контактном конденсаторе (при температуре «мокрого» термометра около 30–45 °С), где осуществляется регенерация цикловой воды. Отбор тепла от охладителей циркуляционной воды может осуществляться водой или воздухом.

Некоторые характерные зависимости процесса выделения (регенерации) воды из парогазового потока покажем на результатах расчетов контактных ПГУ с разными моделями ГТД [28].

Установка контактного конденсатора позволяет охладить выхлопные газы весьма глубоко, до температуры ниже точки росы. Температура уходящих газов за контактными конденсатором –  $t_{yx}$  зависит главным образом от коэффициента орошения  $G_b/G_r$ , температуры исходной воды  $t_b$ , поступающей на орошение в конденсатор, и поверхности теплообмена. В определенной степени температура уходящих газов зависит и от температуры поступающих газов (после котла-утилизатора). При противотоке газа и воды можно считать вполне достижимым значение  $t_{yx} = t_b + 15$  °С. Как показано в работе [29] при коэффициенте орошения  $G_b/G_r > 5$  начальные параметры парогазовой смеси перестают заметно влиять на температуру уходящих газов.

На рис. 6.49 изображены кривые, характеризующие содержание водяных паров в продуктах сгорания при разных коэффициентах избытка воздуха и в зависимости от температуры уходящих газов при работе ГТУ без впрыска и с впрыском 10 % пара, а на рис. 6.50 – кривые, характеризующие возможность получения конденсата из уходящих газов в зависимости от величины впрыска пара в тракт ГТУ. Кривые построены при усло-

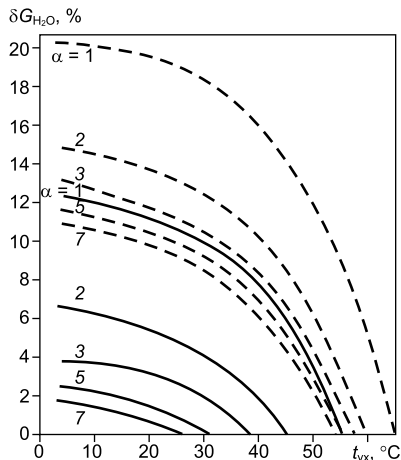


Рис. 6.49. Содержание водяных паров в продуктах сгорания при разных коэффициентах избытка воздуха в зависимости от температуры уходящих газов:  
 - - - - при впрыске в ГТУ 10 % пара;  
 — без впрыска.

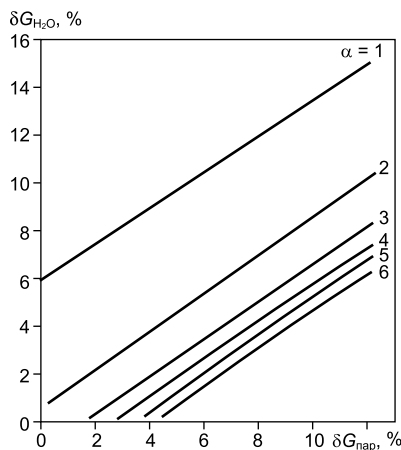


Рис. 6.50. Регенерация конденсата из продуктов сгорания при  $t_{yx} = 45$  °С для различных коэффициентов избытка воздуха в зависимости от величины впрыска пара в тракт ГТУ.

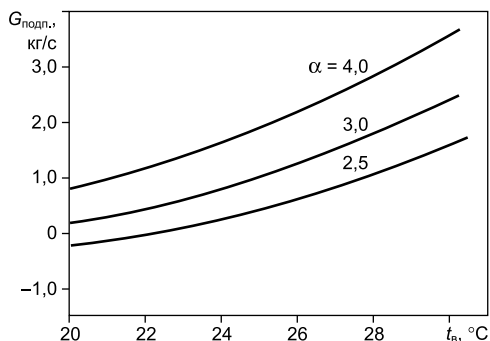


Рис. 6.51. Изменение расхода подпиточной воды в зависимости от температуры воды орошения и коэффициента избытка воздуха.

температуры воды орошения на расход подпиточной воды при разных коэффициентах избытка воздуха. При температуре воды 22–23 °C и коэффициенте избытка воздуха 2,5 достигается равновесие между количеством впрыскиваемого пара в турбину и количеством воды (конденсата), получаемым из отходящих газов в конденсаторе, т. е. коэффициент улавливания воды из парогазовой смеси равен 1,0. С увеличением коэффициента избытка воздуха равновесие достигается при более низкой температуре исходной воды.

вии, что исходная температура орошаемой воды – 30 °C. При расчете конденсатора использовались таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара.

В табл. 6.24 приведены данные, характеризующие работу контактного конденсатора при разных значениях температуры воды орошения  $t_{\text{в}} = 20, 25$  и  $30$  °C. Как видно из таблицы, при температуре воды 25 и 30 °C для работы указанных ПГУ (а для двигателя ДЖ-59Л2 – уже при  $t_{\text{в}} = 20$  °C) необходимо иметь подпитку системы циркуляционной воды. На рис. 6.51 представлен график, характеризующий влияние

Таблица 6.24

**Характеристики контактных конденсаторов для ПГУ типа «Водолей»**

Показатель	ГТД								
	ДЖ-59Л2			ДГ-90			АЛ-31СТ («Люлька-Сагури»)		
Мощность ПГУ, МВт	23,3			25,0			25,0		
КПД ПГУ, %	35,5			41,7			41,3		
Температура газов перед турбиной, °C	870			1065			1240		
Температура газов на выхлопе турбины, °C	370			420			489		
Температура исходной воды, °C	20	25	30	20	25	30	20	25	30
Расход воды на орошение, кг/с	465			350			300		
Расход пара, кг/с	7,50			7,86			5,80		
Расход конденсата, кг/с	6,68	5,63	3,92	6,45	5,69	4,35	8,25	5,31	4,22
Расход воды на подпитку, кг/с	0,82	1,87	3,58	–	0,57	2,4	–	0,48	1,57
Коэффициент избытка воздуха	3,93			3,10			2,65		
Температура воды на выходе, °C	49			52			50		
Количество АВО типа 1 АВЗ-Д	17	14	11	15	13	10	13	11	9

На рис. 6.52 приведены характеристики ДГ-90 и АЛ-31СТ на частичных режимах при работе с впрыском пара. Относительный расход пара в выхлопных газах на всех режимах принимался постоянным и равным – 10 %.

На рис. 6.53 показано влияние температуры наружного воздуха и нагрузки агрегата на расход подпиточной воды. Из графика видно, что изменение нагрузки в диапазоне от  $N_e = 0,5 \div 1,0$  практически мало влияет на расход подпиточной воды. Влияние же температуры наружного воздуха существенное. Если при температуре  $0 \dots +5 \text{ }^\circ\text{C}$  подпитка не требуется для агрегата АЛ-31СТ или требуется незначительно для агрегата ДГ-90, то при температуре  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  расход воды уже составляет  $4,1\text{--}4,5 \text{ кг/с}$  и  $5,2\text{--}5,7 \text{ кг/с}$  соответственно.

Для охлаждения циркуляционной воды могут быть использованы аппараты воздушного охлаждения типа 1 АВЗ-Д. Количество их для каждого типа агрегата приведено в табл. 6.24 и требует уточнения при проектировании контактного конденсатора. Для охлаждения орошающей воды до уровня  $23 \text{ }^\circ\text{C}$  (при условии, что коэффициент избытка воздуха не более 2,5), чтобы обеспечить коэффициент улавливания воды из парогазовой смеси – 1,0, температура окружающей среды должна быть не выше  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ . Следовательно в летнее время для работы ПГУ требуется подпитка воды в систему.

С целью исключения потерь пара, впрыскиваемого в двигатель, ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» созданы установки типа «Водолей», в которых цикл STIG дополнен контактным конденсатором, устанавливаемым на выхлопном патрубке котла-утилизатора (рис. 6.54), в котором регенерируется не только пар, подаваемый в проточную часть ГТД, но и пар, образующийся при сгорании природного газа.

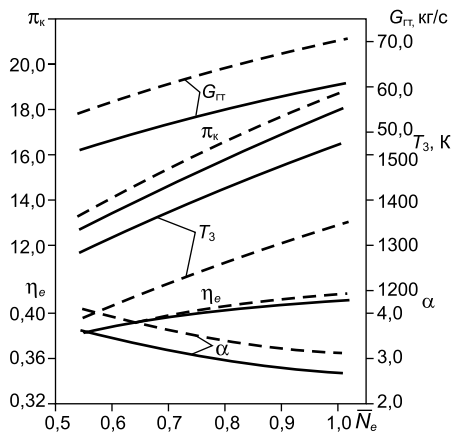


Рис. 6.52. Характеристики двигателей ДГ-90 и АЛ-31СТ на частичных режимах при впрыске пара:

--- ДГ-90; — АЛ-31СТ.

$\pi_k$  – степень повышения давления в компрессоре;  $G_{тн}$  – расход продуктов сгорания за турбиной;  $\eta_e$  – эффективный КПД двигателя;  $T_3$  – температура перед турбиной;  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  $N_e$  – относительная мощность двигателя.

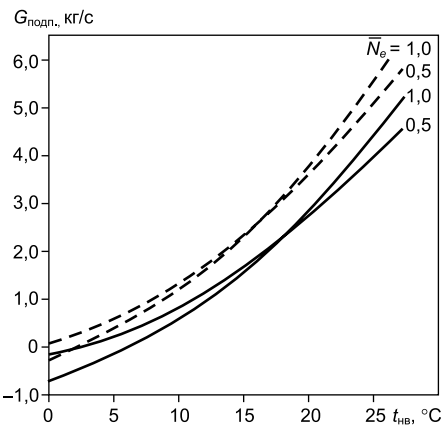


Рис. 6.53. Расход подпиточной воды в зависимости от температуры наружного воздуха:

--- ДГ-90; — АЛ-31СТ.

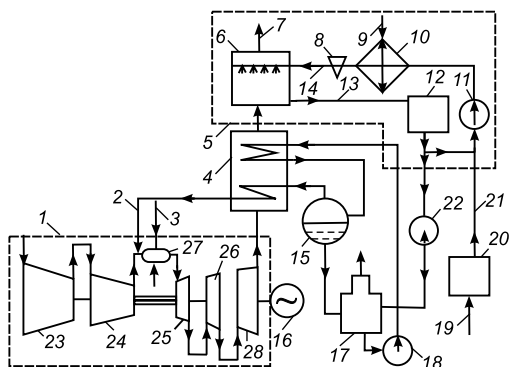


Рис. 6.54. Принципиальная схема парогазовой установки «Водолей»:

1 – газотурбинный двигатель; 2 – подача пара для уменьшения выбросов  $\text{NO}_x$  («экологический пар»); 3 – подача пара для повышения мощности («энергетический пар»); 4 – котел-утилизатор; 5 – система охлаждения; 6 – контактный конденсатор; 7 – выхлопное устройство; 8 – фильтр конденсированной воды; 9 – подача технической воды к системе охлаждения конденсированной воды; 10 – охладитель конденсированной воды; 11 – насос конденсированной воды; 12 – резервуар для хранения воды; 13 – дренаж из конденсатора; 14 – подача воды орошения к конденсатору; 15 – сепаратор; 16 – генератор; 17 – деаэрактор; 18 – циркуляционный насос; 19 – подача технической воды к системе водоподготовки; 20 – система водоподготовки котла; 21 – пополнение воды котла; 22 – питательный насос; 23 – компрессор низкого давления (КНД); 24 – компрессор высокого давления (КВД); 25 – турбина высокого давления (ТВД); 26 – турбина низкого давления (ТНД); 27 – камера сгорания (КС); 28 – силовая турбина (СТ).

На испытательном стенде предприятия с 1995 г. работает установка номинальной мощностью 25 МВт, которая состоит из основных элементов КППУ – газотурбинного двигателя ДС90, котельного парогенератора КУП-3100, контактного конденсатор-газоохладителя КК-90, установленного за КУП-3100, системы впрыска охлаждающей воды в конденсатор КК-90 для охлаждения газопарового потока до температуры конденсации, системы сброса смеси охлаждающей воды и конденсата (в дальнейшем «конденсата»), охлаждения этой смеси до расчетной температуры охлаждающей воды с последующим впрыском в конденсатор. Установка имеет название КППТУ-16.

Установки типа «Водолей» позволяют рационально использовать возможности повышения мощности электростанции при высоких значениях температуры наружного воздуха за счет впрыска воды в проточную часть. При этом обеспечивается сохранение параметров ГТД и одновременно полное улавливание и рециркуляция химочищенной воды.

Основные энергетические параметры установок типа «Водолей» незначительно уступают параметрам установок, работающих по циклу STIG. В результате длительных испытаний установлено оптимальное соотношение пара, подаваемого в камеру сгорания и составляющее около 150 % расхода топливного газа установок этого типа.

В 1992 г. было начато проектирование опытной установки «Водолей» мощностью 16 МВт с использованием результатов теоретических и экспериментальных исследований, проведенных с 1985 г. на предприятии совместно с исследовательскими лабораториями КПИ и НКИ [30]. Идею частичного или полного использования воды (конденсата), регенерированной из парогазового цикла, для впрыска в ГТУ предложил профессор КПИ Н. А. Дикий в начале 80-х годов [31].





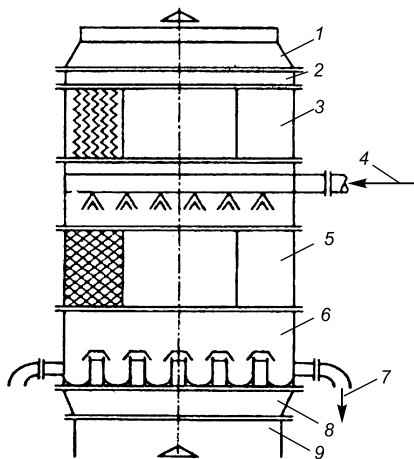


Рис. 6.56. Контактный конденсатор-газоохладитель [30]:

1 – патрубок выхлопной; 2 – решетка; 3 – секция жалюзийная; 4 – вода охлаждающая; 5 – секция сетчатая; 6 – водо-конденсатосборник; 7 – смесь водоконденсатная ( $Q = 19,7$  МВт); 8 – переходник; 9 – экономайзер.

5,85×3,53×3,56 м; масса – 12,8 т; температура парогазовой смеси на входе – 180–200 °С; температура уходящих в атмосферу газов – 40–50 °С; коэффициент улавливания воды из парогазовой смеси – 0,99–1,0; температура охлаждающей воды – 30 °С; расход охлаждающей воды – 800 т/ч; температура конденсата на выходе – 60–70 °С; влагосодержание на входе – 0,14 кг/кг; влагосодержание на выходе – атмосферное.

Бак-накопитель конденсата, холодильники для охлаждения конденсата, конденсатный, циркуляционный и питательный насосы, другое станционное оборудование подобраны в соответствии с расчетными требованиями. Первоначальная вода, закачиваемая в контур охлаждения, специально подготавливается на опреснительных установках со степенью очистки, удовлетворяющей требованиям к котловой питательной воде для котлов среднего давления (2,0–8,0 МПа). Топливо для ГТД – природный газ. Эффективность регенерации зависит от температуры охлаждающей воды: при температуре ниже 30 °С замечена прибыль воды за счет воды, образующейся при сгорании топлива, свыше 30 °С – убыль в соответствии с расчетом. Согласно опытным данным при  $t_{\text{охл}} = 10$  °С прирост конденсата составляет 10 %, а при  $t_{\text{охл}} = 45$  °С убыль конденсата составляет 60 % по отношению к его номинальной величине при  $t_{\text{охл}} = 30$  °С. Анализ проб конденсата показал, что в основном примеси в конденсате, как по составу, так и по величине, соответствуют исходному состоянию питательной воды, первоначально заливаемой в контур охлаждения, добавление каких-либо примесей из продуктов сгорания при контакте воды с парогазовой смесью не отмечено.

мощность – 25 МВт; КПД – 41 %; расход воздуха на входе ГТД – 65 кг/с; расход впрыскиваемого пара – 6,1 кг/с; расход парогазовой смеси перед контактным конденсатором – 72,7 кг/с; давление впрыскиваемого пара – 2,0 МПа; влагосодержание перед контактным конденсатором – 0,14 кг/кг; ресурс – 30 000 ч.

Котельный утилизационный парогенератор КУП-3100, примененный в КГ ПТУ-16, был разработан ранее для бинарной судовой парогазовой установки М-25 (гл. 3): температура газа на входе – 350 °С; температура на выходе – 180–200 °С; паропроизводительность – 29–30 кг/с. Его ресурс более 100 000 часов (проверен в эксплуатации контейнеровозов с начала 1980 г.).

Схема контактного конденсатора КК-90 представлена на рис. 6.56; его основными элементами являются: сетчатая насадка, оросительное устройство, водо-сборник и жалюзийное устройство.

Параметры конденсатора: фронтальная поверхность – 20,3 м<sup>2</sup>; габариты –

Система управления, регулирования и защиты – серийная, применяемая на парогазовых судовых установках М25 («Атлантика») [32] и газоперекачивающих агрегатах с применением ГТД ДО90. Аппаратура для выполнения специальных функций, связанных с работой конденсатора, не требуется. Содержание измеренных на номинальном режиме работы КГПТУ-16 вредных примесей в отходящих газах (за КК-90) составляло –  $\text{NO}_2 < 75 \text{ мг/нм}^3$ ,  $\text{CO} \leq 150 \text{ мг/нм}^3$ .

Общая компоновка парогазовых установок типа «Водолей» показана на рис. 6.57.

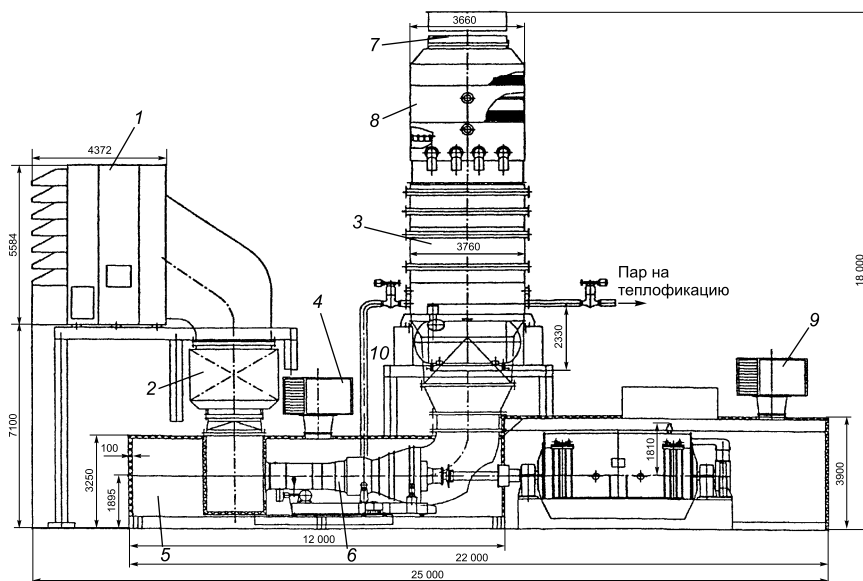


Рис. 6.57. Компоновка установок типа «Водолей» мощностью 23–40 МВт: 1 – КВОУ; 2 – глушитель; 3 – котел КУП-7800; 4 – блок охлаждения ГТД; 5 – укрытие ГТД; 6 – ГТД; 7 – выхлопная труба; 8 – конденсатор КК-100; 9 – блок охлаждения электрогенератора; 10 – линия подвода пара к ГТД.

Утилизационный паровой котел КУП 2700, установленный на КГПТУ-16К, состоит из экономайзерно-испарительной части и пароперегревателя (рис. 6.58, а) [33]. Питательная вода, подаваемая насосом 1 через клапан-регулятор 2, поступает в экономайзерно-испарительную часть 4. Для обеспечения равномерной раздачи питательной воды по змеевикам котла на каждом из них установлено дроссельное устройство 7. В экономайзерно-испарительной части происходит подогрев воды и процесс ее испарения. После этого пароводяная смесь поступает в сепаратор пара СПГ 31500/2,5 (6), где и происходит разделение сред.

Для уменьшения влагосодержания пара до  $\approx 0,1 \%$  в сепараторе на выходе пара установлен жалюзийный влагоотделитель. После сепаратора насыщенный пар поступает в пароперегреватель котла 5 и далее перегретый пар направляется в двигатель. Котел КУП 2700 проектировался на следующие параметры: паропроизводительность  $D_{\text{п}} = 20 \text{ т/ч}$ ; давление пара  $p_0 = 2 \text{ МПа}$ ; температура пара  $t_0 = 320 \text{ }^\circ\text{C}$ ; аэродинамическое сопротивление котла (по газовому

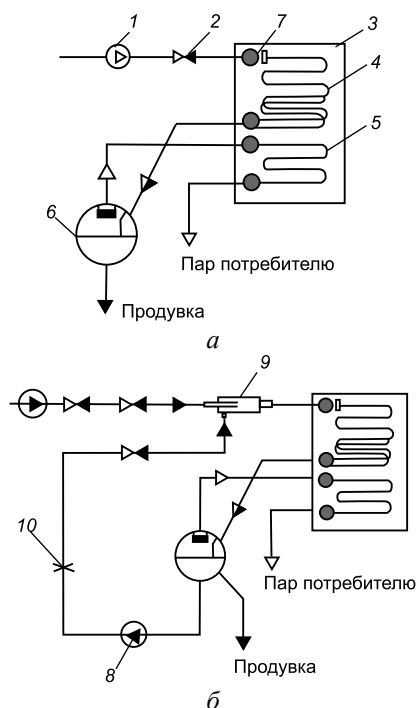


Рис. 6.58. Принципиальная схема утилизационного парового котла КУП 2700 (а) и схема его дооборудования контуром рециркуляции (б) [33]:

1 – питательный насос; 2 – клапан-регулятор питания котла; 3 – котел КУП 2700; 4 – экономайзерно-испарительная часть котла; 5 – пароперегреватель котла; 6 – сепаратор пара; 7 – дроссельное устройство; 8 – насос рециркуляции (ЭЦНУ 65-60-1); 9 – смеситель; 10 – дроссельная шайба на напорном трубопроводе.

прессорных станциях КПД ГПТУ возросло до 42,2 % против 26–31 %. На номинальном режиме экономия топливного газа составляла 1150–1250  $\text{нм}^3/\text{ч}$ , что разрешает уменьшить затраты топливного газа на газоперекачивающий агрегат в 1,4 раза, а потенциально по газотранспортной системе Украины на 1,960–2,236 млрд  $\text{нм}^3/\text{год}$ .

Основные характеристики ГПТУ приведены в табл. 6.25.

Среди известных процессов ГПТУ имеет одну из наиболее приемлемых схем для совместного производства тепловой и электрической энергии с тепловым КПД больше 85 %. В модифицированной схеме «Водолея» пар на теплофи-

тракту) – 2,3 кПа; температура уходящих газов за котлом – 150 °С; температура газов перед котлом – 484 °С.

В 1997 г. в связи с требованием удешевления системы водоподготовки, было принято решение о начале опытной эксплуатации установки на умягченной, а не обессоленной воде с концентрацией солей 0,4–0,7 г/л. Проведение пусконаладочных работ по котлу КУП 2700 показало, что использование полупрямоточных котлов (с малой кратностью циркуляции в испарительном контуре) при работе на умягченной воде создает большие проблемы в эксплуатации, поэтому с целью увеличения кратности циркуляции в экономайзерно-испарительной части с 1,3 до 4,5 в тепловую схему котла был введен контур рециркуляции (рис. 6.58, б). Смешение рециркуляционной воды с питательной происходит в смесителе 9. После введения контура рециркуляции температура воды на входе в котел возросла до 176 °С, при этом температура уходящих газов составила 182–185 °С. В период предварительных и приемочных испытаний утилизационный паровой котел КУП 2700, оборудованный контуром рециркуляции, показал устойчивую и надежную работу с обеспечением требуемых параметров вырабатываемого пара (рис. 6.59).

Опытно-промышленные испытания и результаты промышленной эксплуатации КПТУ-16 и КПТУ-16К (ГПТУ «Водолей») показали следующее [34]. В сравнении с лучшими газотурбинными установками аналогичной мощности на ком-

кацию с температурой до 200 °С отбирается из секции экономайзера КУ; котел может быть дооборудован дополнительной секцией подогрева сетевой воды способной нагревать ее до 100 °С.

За счет свойств процесса «Водолей» достигается возможность выдерживать требования отопительного графика по температуре теплоносителя (70/150 °С) для централизованного теплоснабжения. При этом с понижением температуры окружающей среды возрастает тепловая мощность ГПТУ «Водолей» без снижения электрической мощности.

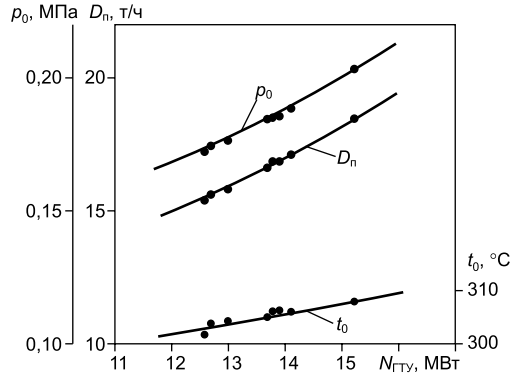


Рис. 6.59. Зависимость основных параметров котла-утилизатора от мощности ГТУ при температуре воды на входе в котел 174–178 °С [33].

Таблица 6.25

**Основные технические характеристики установок  
КГПТУ-16К и КГПТУ-16**

Показатель		КГПТУ-16К	КГПТУ-16
Номинальная мощность, МВт		16	25
КПД, % по условиям ISO 2314		45,3	43,0
Температура газа, °С:			
– перед ТВД		1085	1070
– после силовой турбины		460	454
– после котла		160	160
– на срезе выхлопной трубы		58	50
Расход выхлопных газов, кг/с		44,8	73,7
Котел-утилизатор	паропроизводительность, т/ч	20	30
	температура перегретого пара, °С	320	376
	давление пара на выходе, МПа	2,2	2,2
Выбросы NO <sub>x</sub> , мг/нм <sup>3</sup>		45	45

ГПТУ «Водолей» может применяться для покрытия маневренных и пиковых нагрузок в энергосистеме. Опыт эксплуатации ГПТУ «Водолей» свидетельствует о высоких динамических характеристиках установки. Пуск и выход на номинальную нагрузку осуществляется на протяжении 20–22 минут, а маневрирование в пределах расчетных нагрузок происходит в течение нескольких секунд. За счет впрыскивания насыщенного пара в проточную часть турбины достигается быстрое увеличение мощности установки (на 40–50 %) на пиковых нагрузках.

### 9.3. Теплофикационные ПГУ типа «Водолей» с камерой дожигания

В ПГУ типа «Водолей» тепло, выделяющееся при конденсации воды из парогазовой смеси, отводится в атмосферу и не используется, хотя эти потери весьма значительны. В работе [35] анализируется эффективность использования теплоты конденсации для нагрева сетевой воды, при этом тепловая схема контактной ПГУ отличается от схемы «Водолея» наличием камеры дожигания топлива на выходе КУ и использованием конденсационного теплообменника (КТУ) поверхностного типа с сетевой водой в качестве теплоносителя. Конденсат, образующийся в КТУ, направляется в деаэратор и далее в экономайзер парового КУ.

Необходимым условием конденсации является поддержание температуры стенки  $t_{ст}$  теплообменных труб (примерно равной температуре воды  $t_{св}^{БХ}$ ) ниже температуры точки росы  $t_{тр}$ , значение которой при увлажнении продуктов сгорания существенно повышается. Из рис. 6.60, где показаны температуры  $t_{св}^{БХ}$  и  $t_{тр}$  в период отопительного сезона для среднего климатического пояса СНГ, видно, что в течение всего сезона  $t_{св}^{БХ}$  ниже  $t_{тр}$  и на всей поверхности труб будет происходить конденсация паров. При этом сетевой воде возвращается теплота испарения питательной воды в КУ при генерации вводимого в КС пара. Как показал анализ, при максимальном использовании тепла уходящих газов в КТУ возможная температура нагрева теплофикационной воды в нем  $t_{max}$  существенно отличается от таковой в утилизаторе сухого теплообмена (т. е. в обычном ГВТО), в котором  $t_{max}$  может быть принята меньше начальной температуры газов  $t_{г}^H$  на значение конечной разности температур во входном (по ходу газов) сечении КТУ  $\Delta = t_{г}^H - t_{в}^K = t_{г}^H - t_{max}$ . Для ГВТО обычно принимается  $\Delta = 50 \div 70$  °С. Эта рекомендация неприменима для КТУ, в котором значение  $t_{max}$  должно определяться из соотношения

$$\frac{I'_{КТУ} - I_{КТУ}^{YX}}{I'_{КТУ} - I_{гп}} = \frac{t_{св}^{БВХ} - t_{св}^{БХ}}{t_{св}^{БВХ} - t_{тр}}, \quad (6.51)$$

где  $I_{КТУ}^{YX} = i'_s + \Delta_1$ ;  $I_{гп} = i_s^{TP} + \Delta_2$ ;  $I'_{КТУ}$ ,  $I_{КТУ}^{YX}$ ,  $I_{гп}$  – энтальпии газов на входе и выходе КТУ, на границе «сухой» и конденсационной зон теплообмена;  $t_{св}^{БХ}$ ,  $t_{св}^{БВХ}$  – температуры сетевой воды на входе и выходе КТУ;  $i'_s$ ,  $i_s^{TP}$  – энтальпии насыщения при температурах воды на входе КТУ и точки росы газов;  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$  – принимаемые превышения энтальпий газов над энтальпией насыщения.

Искомой величиной является  $t_{св}^{БВХ}$ . При расчете обычно известны  $I'_{КТУ}$  и температура обратной воды на входе  $t_{св}^{БХ}$ . Температура точки росы парог-

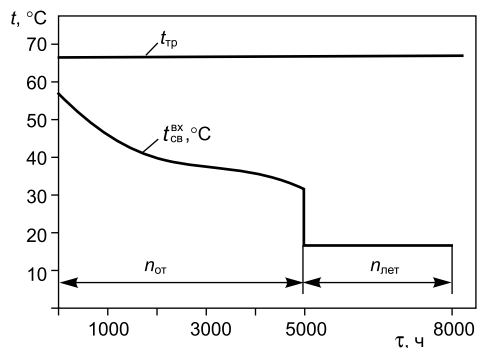


Рис. 6.60. Изменение температуры точки росы и обратной сетевой воды в течение отопительного сезона [35].

зового потока  $t_{\text{тр}}$  определяется по известному его влажосодержанию, значения  $i'_s$  и  $i_s^{\text{тп}}$  находятся из таблиц насыщенного пара.

Энергетические показатели рассматриваемой тепловой схемы ПГУ определялись при начальной температуре газов ГТУ  $t_3 = 1200$  °С и температурах за турбиной  $t_{\text{ГТ}} = 454$  °С и за КУ  $\theta_{\text{КУ}}'' = 164$  °С. Принималось, что в КТУ конденсируются только пары, вводимые из КУ. Расход пара  $D_{\text{п}}$ , вводимого из КУ в КС определялся из баланса теплоты в КУ:

$$D_{\text{п}} = G_{\text{Г}}(I'_{\text{КУ}} - I''_{\text{КУ}})/(i_{\text{п}} - i_{\text{пв}}); \quad (6.52)$$

$$\Delta y_{\text{п}} = D_{\text{п}}/G_{\text{сг}}, \quad (6.53)$$

где  $G_{\text{Г}}$ ,  $G_{\text{сг}}$  – расходы влажных и сухих продуктов сгорания.

Количество дополнительно сжигаемого газа в основной КС вычислялось из соотношения:

$$\Delta B_{\text{КС}} G_{\text{Г}}(Q_{\text{п}}^{\text{р}} + Q_{\text{в}} - \sum V_{\text{Г}} c_{\text{Г}} t_3) = D_{\text{п}}(B_{\text{КС}} g_{\text{сг}}^{\text{очн}} + 0,75 \Delta B_{\text{КС}})(c_{\text{п3}} t_3 - c_{\text{п}} t_{\text{п}}), \quad (6.54)$$

где  $\Delta B_{\text{КС}}$  и  $B_{\text{КС}}$  – дополнительный и основной расходы газа, выражающего баланс тепла охлаждения продуктов сгорания дополнительно сжигаемого газа от температуры сгорания до  $t_3$  и тепла нагрева вводимого пара от  $t_{\text{п}}$  до  $t_3$ ;  $Q_{\text{в}}$  – теплота, вводимая сжатым воздухом в КС;  $V_{\text{Г}}$ ,  $c_{\text{Г}}$  – объемы ( $\text{м}^3/\text{м}^3$ ) и теплоемкости составляющих продуктов сгорания;  $g_{\text{сг}}^{\text{очн}}$  – расход сухих продуктов сгорания основного газа (от сжигания  $B_{\text{КС}}$ );  $c_{\text{п}}$ ,  $c_{\text{п3}}$  – теплоемкости пара при температурах  $t_{\text{п}}$  на выходе из КУ и при  $t_3$ ;  $t_{\text{п}}$  – температура пара на входе в КС.

Формула для расчета мощности газопаровой турбины была приведена в начале данного раздела. Теплопроизводительность КТУ определялась по соотношению:

$$Q_{\text{КТУ}} = (B_{\text{КС}} + \Delta B_{\text{КС}})(G_{\text{сг}} + G_{\text{вп}})[c_{\text{КУ}}'' \theta_{\text{КУ}}'' - c_{\text{УХ}} \theta_{\text{УХ}} + 595(y'_{\text{КТУ}} - y_{\text{УХ}})], \quad (6.55)$$

где  $y'_{\text{КТУ}}$  – влажосодержание продуктов сгорания перед КТУ;  $y_{\text{УХ}}$  – влажосодержание газов после КТУ.

Рекомендуется расчетную (за счет теплоты конденсации) теплопроизводительность КТУ выбирать из условия  $Q_{\text{р}} = Q_{\text{КТУ}}/Q_{\text{max}} = 0,5 \div 0,6$ , где  $Q_{\text{max}}$  наибольшая тепловая нагрузка потребителя. Для повышения теплопроизводительности (до 1) применяется дополнительное сжигание газа в камере дожигания перед КТУ. Эффективность и приемлемость этого способа зависят от требуемого соотношения расходов газа в основной КС и камере дожигания (КД). При расчете дополнительного расхода газа последовательно определяются следующие параметры:

1. Температура нагрева сетевой воды на выходе КТУ при работе без дожигания

$$t_{\text{св}}^{\text{вых}} = t_{\text{св}}^{\text{вх}} + (t_{\text{тр}} - t_{\text{св}}^{\text{вх}}) \frac{I'_{\text{КТУ}} - I_{\text{КТУ}}^{\text{УХ}}}{I_{\text{ГТ}} - I_{\text{КТУ}}^{\text{УХ}}}, \quad (6.56)$$

причем  $I_{\text{ГТ}} = i_s^{\text{тп}} + \Delta_2$ .

2. Энтальпия газов на входе в КТУ  $I_{\text{КТУ}}^{\text{тф}}$ , необходимая для нагрева сетевой воды до требуемой по теплофикационному графику  $t_1$

$$I_{КТУ}^{тф} = I_{КТУ}^{yx} + (I'_{КТУ} - I_{КТУ}^{yx}) \frac{t_1 - t_{cb}^{bx}}{t_{cb}^{bvx} - t_{cb}^{bx}}. \quad (6.57)$$

Графическая интерпретация величин  $t$ ,  $I$  в  $i,t$ -диаграмме (для режима  $\bar{Q}_p = 0,5$ ) показана на рис. 6.61.

3. Расход природного газа в камере дожигания  $\Delta B_{кд}$ , необходимый для нагрева сетевой воды в КТУ до требуемой температуры  $t_1$ , определяется из уравнения смешения получаемых продуктов сгорания газа в камере дожигания с парогазовым потоком из КУ:

$$\Delta B_{кд} Q_n^p + B_{кc} g_{сг}^{оч} I'_{КТУ} = B_{кc} (g_{сг} + 0,75 \Delta B_{кд} / B_{кc}) I_{КТУ}^{тф} \quad (6.58)$$

откуда

$$\Delta B_{кд} = B_{кc} g_{сг}^{оч} \frac{I_{КТУ}^{тф} - I'_{КТУ}}{Q_n^p - 0,75 I_{КТУ}^{тф}}. \quad (6.59)$$

С увеличением  $\bar{Q}$  расход топлива возрастает, достигая максимума при пиковых нагрузках ( $\bar{Q} = 1$ ), поскольку тепло конденсации увлажненных продуктов сгорания может быть передано сетевой воде в диапазоне нагрева ее от температуры обратной воды  $t_{cb}^{bx}$  до температуры точки росы  $t_{тр}$ , которая зависит только от влагосодержания парогазового потока  $y_r$ .

При характерных значениях  $y_r$  для условий работы с вводом пара в КС  $t_{тр} = 66 \div 68$  °С. Поэтому доля тепла, приходящаяся на конденсационную зону КТУ, составляет

$$q_{конд} = (t_{тр} - t_{cb}^{bx}) / (t_1 - t_{cb}^{bx}). \quad (6.60)$$

При невысоких  $\bar{Q}$  и соответственно  $t_{cb}^{bx}$  в конденсационной зоне может быть передана значительная доля общей тепловой нагрузки. С повышением  $\bar{Q}$  уменьшается числитель  $t_{тр} - t_{cb}^{bx}$  (ввиду роста  $t_{cb}^{bx}$ ) и одновременно увеличивается знаменатель (из-за повышения  $t_1$ ). Оба фактора действуют в направлении уменьшения  $q_{конд}$ . При снижении  $q_{конд}$  соответственно должна повышаться доля тепла, приходящаяся на зону сухого охлаждения газов  $q_{конв}$ . Конвективный теплоподвод (при сухой трубной поверхности), необходимый для нагрева сетевой воды до нормативной температуры  $t_1$ , может быть получен в результате увеличения расхода дополнительно сжигаемого газа  $\Delta B_{кд}$  в КД.

На рис. 6.62 показано изменение  $q_{конд}$ ,  $q_{конв}$ ,  $\Delta B_{кд} / B_{кc}$  и Кит в течение отопительного сезона. Как видно, зона со значительными расходами дожигаемого топлива  $\Delta B_{кд} / B_{кc}$  составляет примерно 400 ч или 8 % продолжительности отопительного сезона, а при наиболее характерной среднесезонной  $\bar{Q} = 0,5$  равна примерно 17 %. Среднесезонное значение Кит достигает 90,6, а при отсутствии КТУ – 82,2 %. Результаты расчета показателей теплофикационной ПГУ контактного типа с установленным за котлом-утилизатором КТУ с КД представлены в табл. 6.26 в сопоставлении с данными для базового модуля ГТУ + ГВТО мощностью 16 МВт<sub>э</sub>.



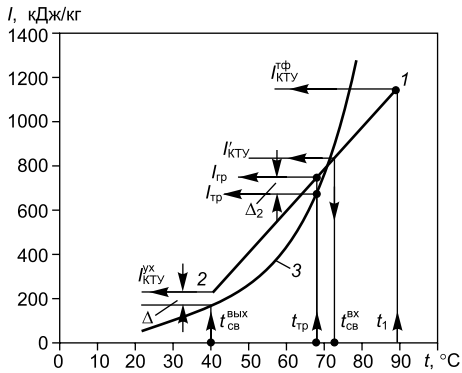


Рис. 6.61. Графическая интерпретация параметров теплоносителей в конденсационном утилизаторе ПГУ [35]:

1–2 – линия охлаждения газа в КТУ; 3 – кривая насыщенной смеси.

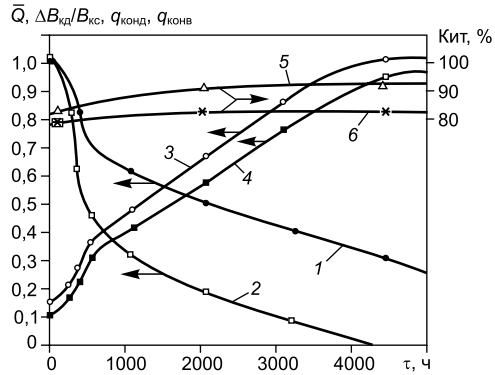


Рис. 6.62. Изменение основных энергетических показателей теплофикационных ПГУ в течение отопительного сезона [35]:

1 –  $\bar{Q}$ ; 2 –  $\Delta B_{кд}/B_{кв}$ ; 3 –  $q_{конд}$ ; 4 –  $q_{конв}$ ; 5 – Кит для ПГУ с КТУ; 6 – Кит для ГТУ + ГВТО.

Таблица 6.26

**Результаты расчетов основных показателей теплофикационной ПГУ с КТУ и базовой ГТУ + ГВТО**

Показатель	ПГУ с КТУ	ГТУ + ГВТО
Полезная электрическая мощность, МВт	20,6	16,0
Расход природного газа, $\text{нм}^3/\text{ч}$	6500	5120
Расход впрыскиваемого в ГТУ пара, кг/кг	0,217	–
КПД ГТУ, %	32,9	31,2
Температура выхлопных газов за турбиной, °C	465	465
Тип КУ	паровой	водогрейный
Температура газов на выходе из КУ, °C	154	120
Удельная поверхность теплообмена КУ, $\text{м}^2/\text{МВт}$	135	215
Тепловой поток в КУ, $\text{кВт}/\text{м}^2$	7,65	4,65
Влажность газов на выходе из КУ, кг/кг	0,217	0,068
Параметры газов на выходе КТУ:		
– температура $\theta_{КТУ}^{вх}$ , °C	120	–
– влагосодержание, $y$ , кг/кг	0,068	–
Удельная поверхность теплообмена КТУ, $\text{м}^2/\text{МВт}$	154	–
Тепловой поток в КТУ, $\text{кВт}/\text{м}^2$	6,6	–
Теплота для теплофикации, МВт/МВт	0,945	0,733
Отпуск теплоты за отопительный сезон, ГДж	13 510	10 825
Потери теплоты с уходящими газами, %	9,4	17,8
Кит, %	90,6	82,2

Таким образом, в теплофикационной ПГУ рассмотренной схемы электрическая мощность увеличивается на 30 % при возрастании КПД по выработке электроэнергии на 2 % абс.; повышение отпуска теплоты также составляет примерно 30 %, а КИТ достигает 90,6 %. Регенерация конденсата осуществляется в количестве, необходимом для питания КУ парогазовой установки. Отметим, что в энергетической ПГУ «Водолей» мощностью 16 МВт расход топлива примерно на 25 % превышает аналогичный параметр для ГТУ UGT10000 мощностью 10,78 МВт в простом цикле.

### *Литература*

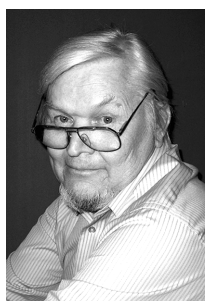
1. Перспективные ПГУ для крупных электростанций / Ольховский Г. Г., Чернецкий Н. С., Святлов В. А., Трушин С. Г. // Теплоэнергетика. – 1985. – № 9. – С. 5–12.
2. Безлепкии В. П. Парогазовые установки со сбросом газов в котел. – Л.: Машиностроение, 1984. – 232 с.
3. Длугосельский В. И., Гильде Е. Э. Теплофикационные ПГУ с газовыми турбинами мощностью 2,5–25 МВт // Теплоэнергетика. – 1997. – № 12. – С. 37–41.
4. Использование сбросной схемы при модернизации энергогенерирующего оборудования / Иванов А. П., Клевцов А. В., Корягин А. В. и др. // Вестник МЭИ. – 2004. – № 7. – С. 12–15.
5. Нишневич В. И., Словиковский Г. Б. Проектирование энергоблока ПГУ-190/220 для Тюменской ТЭЦ-1 // Электрические станции. – 2005. – № 6. – С. 9–16.
6. Использование ГТЭ-65 в тепловых схемах ПГУ для перевооружения действующих ТЭС / Лебедев А. С., Ковалевский В. П., Гетманов Е. А., Ермакина Н. А. // Электрические станции. – 2008. – № 6. – С. 15–25.
7. Гольдштейн А. Д., Комисарчик Т. Н., Михайлов В. Е., Грибов В. Б. Об использовании в схемах ПГУ с котлом-утилизатором «долевого» дожигания // Газотурбинные технологии. – 2006, апрель. – С. 2–4.
8. Повышение эффективности работы парогазовых ТЭЦ в зимнее время / Попырин Л. С., Смирнов И. А., Щеглов А. Г. и др. // Теплоэнергетика. – 2000. – № 12. – С. 22–28.
9. Энергетические показатели высокоманевренных парогазовых теплоэлектроцентралей с дожиганием топлива / Горюнов И. Т., Цанев С. В., Буров В. Д. и др. // Электрические станции. – 1997. – № 2. – С. 12–15.
10. Виноградов А., Джапаридзе Н., Макаревич В. Конденсационная парогазовая электростанция для надежного энергоснабжения промышленных предприятий // Газотурбинные технологии. – 2004. – № 5. – С. 10–13.
11. Арсеньев Л. В., Тырышкин В. Г. Комбинированные установки с газовыми турбинами. – Л.: Машиностроение, 1982. – 247 с.
12. Парогазовая установка мощность 800 МВт для ГРЭС на природном газе / Чернецкий Н. С., Ольховский Г. Г., Березинец П. А. и др. // Теплоэнергетика. – 1985. – № 9. – С. 12–17.
13. Цанев С., Буров В., Торжков В. Эффективность использования дожигания топлива в схемах ПГУ-КЭС с одноконтурными котлами-утилизаторами // Газотурбинные технологии. – 2003. – № 1. – С. 2–6.
14. Клименко В. Н., Мазур А. И., Клименко Ю. Г. Реконструкция КС с малоэффективными ГТУ-приводами в экономичные компрессорно-электрические станции // Пром. энергетика. – 2002. – № 6. – С. 6–8.

**ОБ АВТОРАХ**



**Клименко  
Виктор  
Николаевич**

В 1957 г. закончил с отличием Киевский политехнический институт по специальности турбиностроение, доктор технических наук (с 1990 г.), член-корреспондент НАН Украины, отделение физико-технических проблем энергетики (1995 г.). Лауреат государственной премии Украины в области науки и техники за 1986 г. 1957–1959 гг. – инженер-конструктор Южного турбинного завода (г. Николаев). С 1959 г. по 2003 г. – сотрудник Института технической теплофизики (ИТТФ) НАН Украины. Основное направление научной деятельности – разработка методов тепловой защиты узлов газовых турбин, аппаратуры для бесконтактного измерения температур, давлений и расходов воздуха во вращающихся деталях; в последние годы – проблемы энерго- и ресурсосбережения в коммунальной теплоэнергетике. С 2003 г. – директор Института прикладных исследований в энергетике. Автор (соавтор) более 100 научных трудов по газотурбостроению и энергетике, в том числе монографии «Расчетные и экспериментальные методы определения теплового состояния основных узлов газовых турбин», свыше 30 патентов на изобретения. Работал над созданием законов Украины «О когенерации» и «О теплоснабжении».



**Мазур  
Александр  
Иустинович**

В 1963 г. закончил с отличием Ленинградский политехнический институт по специальности турбиностроение, доктор технических наук (с 1989 г.). Научная деятельность в ИТТФ НАН Украины была связана с исследованием и разработкой методов расчета теплообмена, аэродинамики и турбулентной структуры в сложных струйных течениях, методов интенсификации теплообмена в элементах ГТУ. Обобщение результатов опубликовано в монографии «Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел» (1982 г.). В составе авторского коллектива удостоен государственной премии Украины в области науки и техники за 1986 г. за цикл работ «Теоретические основы и практические методы создания эффективных систем тепловой защиты высокотемпературных двигателей». Выполнял совместные исследования с Институтом физхимии (г. Варшава), Институтом термомеханики (г. Прага) и Энергетическим институтом (г. София). После 1995 г. на первый план выходит исследование энергетических характеристик и технико-экономических показателей когенерационных систем с тепловыми двигателями. Работал над созданием законов Украины «О когенерации» и «О теплоснабжении».



**Сигал  
Александр  
Исаакович**

В 1978 г. окончил Киевский политехнический институт по специальности «тепловые электрические станции», в 1983 г. – аспирантуру института НИИПромгаз г. Москвы. Кандидат технических наук с 1985 г. С 1987 г. по 1990 г. – научный сотрудник, старший и ведущий научный сотрудник, зав. лабораторией, зав. отделом теплофизических процессов в котлах Института технической теплофизики НАН Украины. С 1992 г. – по наст. время – директор Института промышленной экологии. Вице-президент Международной ассоциации термознергетических компаний МАТЭК. Почетный работник Жилищно-коммунального хозяйства Украины. Технический эксперт Министерства ЖКХ Украины, сертифицированный энергоаудитор, экологический аудитор и международный верификатор. Более 20 лет – научный руководитель ежегодных международных конференций по проблемам экологии и эксплуатации объектов энергетики. Автор 155 печатных работ и 25 научных изобретений, Лауреат Государственной премии Украины в области науки и техники.

15. Клименко В. Н., Клименко Ю. Г., Мазур А. И. Парогазовые установки с дожиганием топлива на базе двигателя АЛ-31СТЭ // Газотурбинные технологии. – 2002. – № 1. – С. 7–9.
16. Клименко В. Н., Сабашук П. П., Мазур А. И., Клименко Ю. Г. Освоение парогазовых технологий в Украине рационально начинать с энергоблоков средней мощности // Энергетика и электрификация. – 2002. – № 1. – С. 18–23.
17. Парогазовая установка ПГУ-350 НПО «Турбоатом» / Зарубин Л. А., Симма Ф. Я., Горбачинский С. И. и др. // Теплоэнергетика. – 1992. – № 9. – С. 9–14.
18. Долинский А. А., Клименко В. Н., Сабашук П. П. Условия эффективного применения дополнительного сжигания топлива в ПГУ // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2003. – № 2. – С. 8–13.
19. Цанев С., Буров В., Соколова М. Парогазовые установки с параллельной схемой работы на докритических параметрах пара // Газотурбинные технологии. – 2003, май–июнь. – С. 2–5.
20. Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 584 с.
21. Техническое перевооружение ТЭЦ на базе парогазовых технологий с использованием параллельной схемы / Гольдштейн А. Д., Комисарчик Т. Н., Князьков В. П. и др. // Теплоэнергетика. – 2006. – № 12. – С. 11–18.
22. Расчет показателей тепловых схем и элементов газотурбинных и парогазовых установок электростанций / Цанев С. В., Буров В. Д., Дорофеев С. Н. и др. – М.: Изд-во МЭИ, 2000. – 72 с.
23. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
24. Ольховский Г. Г. Энергетические газотурбинные установки. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 303 с.
25. Парогазовые установки с кипящим слоем под давлением // Энергетика за рубежом. – 2008, вып. 1. – С. 19–23.
26. Разработка, монтаж и испытание системы впрыска (STIG) в газогенераторе LM5000 фирмы General Electric. Труды американского общества инженеров-механиков // Энергетические машины и установки. – 1988. – № 2.
27. Степанов И. Р. Оптимальные режимы парогазовых установок с впрыском пара // Теплоэнергетика. – 1994. – № 9. – С. 25–29.
28. Голод Л. А., Корневский Л. Г., Юдовин Б. И. Особенности газопарового цикла применительно к газоперекачивающим агрегатам // Турбины и компрессоры. – 1997. – № 1. – С. 48–55.
29. Аронов И. З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. – Л.: Недра, 1990. – 280 с.
30. Романов В. И., Кривуца В. А. Комбинированная газотурбинная установка мощностью 16–25 МВт с утилизацией теплоты отходящих газов и регенерацией воды из парогазового потока // Пром. теплотехника. – 1995. – 17, № 6. – С. 89–95.
31. Дикий Н. А. Судовые газопаротурбинные установки. – Л.: Судостроение, 1978. – 259 с.
32. Артемов Г. А., Бойков В. П., Гильмутдинов А. Г. Судовые газотурбинные установки. – Л.: Судостроение, 1978. – 246 с.
33. Пусконаладочные работы по утилизационному паровому котлу КУП 2700 на КС-35 «Ставищенская» / Ксендзюк Н., Спицын В., Мовчан С. и др. // Энергетическая политика Украины. – 2004. – № 7–8. – С. 55–56.

34. Багатоцільові енергогенеруючі газопаротурбінні установки (ГПТУ) «Водолій» / Романов В. І., Болдін Ю. М., Ісаков Б. В. та інші // Колега. – 2006. – № 1–2. – С. 2–13.
35. Бухаркин Е. Н. Повышение эффективности теплофикационных ГТУ // Теплоэнергетика. – 1999. – № 5. – С. 54–58.

Довідкове видання

**Клименко** Віктор Миколайович  
**Мазур** Олександр Іустинович  
**Сігал** Олександр Ісаакович

**КОГЕНЕРАЦІЙНІ СИСТЕМИ  
З ТЕПЛОВИМИ ДВИГУНАМИ**  
(рос. мовою)

Довідковий посібник

В 3-х частинах

Під редакцією О. І. Мазура

Частина 2

**ГАЗОТУРБИННІ  
КОГЕНЕРАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ**

Комп'ютерна верстка та коректура О. В. Авдєєнко  
Дизайн обкладинки О. І. Мазура

Підписано до друку 24.01.2011. Формат 70×100/16. Папір офсетний.  
Гарнітура «Times New Roman». Друк офсетний. Ум. друк. арк. 63,86. Обл. вид. арк. 54,44.  
Тираж 200 прим. Зам. № 179.

«Інженерно-Виробничий Центр АЛКОН» НАН України  
04074, м. Київ-74, вул. Автозаводська, 2.  
*Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців,  
виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 987 від 22.07.2002 р.*

Виготовлено в ТОВ «Аякс Прінт»  
04074, м. Київ, вул. Березанська, 4