

MOI



КНИГА-ПОБЕДИТЕЛЬ
конкурса рукописей
учебной, научно-технической
и справочной литературы по энергетике,
посвященного 90-летию МЭИ
и 100-летию плана ГОЭЛРО

Книга издана
при поддержке
ООО «Газпром энергохолдинг»



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ «МЭИ»

Н.Д. Рогалев, А.А. Дудолин, Е.Н. Олейникова

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Рекомендовано федеральным учебно-методическим объединением
в системе высшего образования по укрупненным группам
специальностей и направлений подготовки
13.00.00 «Электро- и теплоэнергетика» в качестве учебного издания
для реализации основных образовательных программ
высшего образования по направлению подготовки
13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Под редакцией Н.Д. Рогалева

Москва
Издательство МЭИ
2022

УДК 621.311.22(075.8)

ББК 31.37я73

Р 59

Рецензенты: А.А. Кудинов, докт. техн. наук, заведующий кафедрой
тепловых электростанций ФГБОУ ВО «СамГТУ»;
Г.В. Ледуховский, докт. техн. наук, заведующий кафедрой
тепловых электрических станций ФГБОУ ВО «ИГЭУ»

Рогалев, Н.Д.

Р 59 Тепловые электрические станции: учебник / Н.Д. Рогалев, А.А. Дудолин,
Е.Н. Олейникова; под. ред. Н.Д. Рогалева. – М.: Издательство МЭИ, 2022. –
768 с.

ISBN 978-5-7046-2623-7

Изложены основы теории тепловых электростанций, методы определения показателей тепловой экономичности и обеспечивающие ее условия. Рассмотрены принципиальные и полные тепловые схемы современных ТЭС, в том числе газотурбинных и парогазовых установок, возможные компоновочные решения. Освещены вопросы расчета и проектирования ТЭС, приведены данные по новым технологиям производства электроэнергии.

Для студентов энергетических вузов и специалистов, занимающихся проектированием и эксплуатацией тепловых электростанций.

УДК 621.311.22(075.8)

ББК 31.37я73

ISBN 978-5-7046-2623-7

© Национальный исследовательский
университет «МЭИ», 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	9
ВВЕДЕНИЕ.....	11
Глава 1. ЭНЕРГЕТИКА И ТИПЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ.....	13
1.1. Энергетические ресурсы, виды электростанций, потребление энергии.....	13
1.2. Оптовый рынок электроэнергии и мощности.....	23
1.3. Виды потребления энергии и графики нагрузок ТЭС.....	27
1.4. Типы тепловых электростанций.....	34
1.5. Состав теплового хозяйства и технико-экономические требования к ТЭС.....	41
Контрольные вопросы и задания.....	43
Глава 2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ.....	44
2.1. Основной энергетический показатель электростанции.....	44
2.2. Основные составляющие абсолютного КПД электростанции.....	46
2.3. Расходы пара, теплоты и топлива.....	50
2.4. Энергетические показатели газотурбинной установки (ГТУ) и парогазовой установки (ПГУ).....	57
2.5. Энергетические показатели конденсационной атомной электростанции.....	64
Контрольные вопросы и задания.....	67
Глава 3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛИ.....	69
3.1. Расходы теплоты и коэффициенты полезного действия теплоэлектроцентрали.....	69
3.2. Расход пара на теплофикационную турбину.....	73
3.3. Сопоставление расходов теплоты и КПД по производству электроэнергии теплофикационным и конденсационным путем.....	77
3.4. Тепловая экономичность и расход топлива на ТЭЦ.....	80
3.5. Сравнение комбинированного и раздельного производства электрической и тепловой энергии.....	83
3.6. Использование отработавшей теплоты турбин в котельной установке.....	86
Контрольные вопросы и задания.....	94
Глава 4. НАЧАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ ПАРА.....	95
4.1. Общие положения.....	95
4.2. Зависимость тепловой экономичности конденсационных паросиловых турбоустановок от начальных параметров пара.....	97
4.3. Параметры и схемы промежуточного перегрева пара.....	107
4.4. Выбор начальных параметров пара на ПГУ.....	116
4.5. Высокие параметры и промежуточный перегрев пара на паросиловых теплоэлектроцентралях.....	142
4.6. Параметры пара атомных электростанций.....	150
4.7. Экономические аспекты выбора параметров пара.....	152
Контрольные вопросы и задания.....	170
Глава 5. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ.....	172
5.1. Общая характеристика регенеративного подогрева воды и его энергетическая эффективность.....	172
5.2. Расход пара на турбину с регенеративными отборами.....	176
5.3. Типы подогревателей и схемы их включения.....	177
5.4. Оптимальные параметры регенеративного подогрева воды на конденсационной электростанции без промежуточного перегрева пара.....	183
5.5. Регенеративный подогрев воды на КЭС с промежуточным перегревом пара.....	190
5.6. Пароохладители в схеме регенеративного подогрева воды при промежуточном перегреве пара.....	196

5.7. Регенеративный подогрев воды на паросиловых ТЭЦ.....	199
5.8. Регенеративный подогрев воды в турбоустановках насыщенного водяного пара.....	205
5.9. Типы конструкций регенеративных подогревателей.....	208
Контрольные вопросы и задания.....	220
Глава 6. БАЛАНСЫ ПАРА И ВОДЫ, СПОСОБЫ ВОСПОЛНЕНИЯ ИХ ПОТЕРЬ.....	221
6.1. Балансы пара и воды на КЭС. Добавочная вода и требования к ней.....	221
6.2. Методы водоподготовки воды на тепловых станциях.....	222
6.3. Подготовка добавочной воды на ТЭС.....	233
6.4. Термическая подготовка добавочной воды.....	238
6.5. Сравнительный анализ существующих методов водоподготовки на тепловых станциях.....	241
6.6. Существующее традиционное оборудование, применяемое в водоподготовке ТЭЦ.....	243
6.7. Схемы, балансы пара и воды на ТЭЦ с отпуском пара из отбора турбины и химической подготовкой добавочной воды. Продувка котлов и ее использование.....	246
Контрольные вопросы и задания.....	249
Глава 7. ОТПУСК ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПАРА НА ПАРОСИЛОВЫХ ТЭЦ.....	250
7.1. Потребители технологического пара.....	250
7.2. Отпуск пара от турбин с противодавлением.....	251
7.3. Режимы работы турбин типов Р и ПТ.....	255
7.4. Отпуск пара от газотурбинных и парогазовых установок.....	259
Контрольные вопросы и задания.....	261
Глава 8. ОТПУСК ТЕПЛОТЫ НА ОТОПЛЕНИЕ.....	262
8.1. Потребление теплоты для бытовых нужд.....	262
8.2. Системы теплоснабжения.....	268
8.3. Регулирование отпуска теплоты с горячей водой.....	273
8.4. Обеспечение отопительной нагрузки на ТЭЦ.....	276
8.5. Теплофикационные турбины с отопительными отборами.....	278
8.6. Сетевые подогревательные установки.....	288
8.7. Отпуск тепла от ПГУ.....	291
8.8. Газотурбинная теплоэлектроцентраль.....	302
8.9. Пиковые водогрейные котлы.....	309
Контрольные вопросы и задания.....	311
Глава 9. ДЕАЭРАТОРНЫЕ И ПИТАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ.....	312
9.1. Назначение и принцип действия деаэрационных установок.....	312
9.2. Описание деаэраторов различных типов.....	320
9.3. Схемы включения, тепловой расчет деаэраторов.....	336
9.4. Питательные насосные установки.....	339
9.5. Бездеаэрационные схемы паротурбинных установок.....	346
Контрольные вопросы и задания.....	350
Глава 10. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС.....	351
10.1. Энергетические характеристики энергоблоков.....	351
10.2. Энергетические характеристики конденсационных турбин.....	353
10.3. Энергетические характеристики теплофикационных турбин.....	354
10.4. Энергетические характеристики паровых котлов.....	360
10.5. Энергетические характеристики ГТУ.....	362
Контрольные вопросы и задания.....	364

Глава 11. СОСТАВЛЕНИЕ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПАРОТУРБИННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ.....	365
11.1. Содержание, основы составления и примеры принципиальной тепловой схемы.....	365
11.2. Методика расчета принципиальной тепловой схемы КЭС.....	371
11.3. Пример расчета тепловой схемы конденсационного энергоблока.....	378
11.4. Пример расчета тепловой схемы теплоэлектроцентрали.....	397
11.5. Методика расчета принципиальной тепловой схемы турбоустановки АЭС на насыщенном или слабоперегретом паре.....	400
Контрольные вопросы и задания.....	403
Глава 12. СОСТАВЛЕНИЕ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПАРОГАЗОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ.....	404
12.1. Содержание, основы составления и примеры принципиальной тепловой схемы ПГУ.....	404
12.2. Методика расчета принципиальной тепловой схемы ПГУ КЭС.....	407
12.3. Методика расчета принципиальных тепловых схем ПГУ-ТЭЦ.....	425
12.4. Определение показателей тепловой экономичности теплофикационных ПГУ утилизационного типа.....	428
Контрольные вопросы и задания.....	432
Глава 13. СОСТАВЛЕНИЕ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ГТУ-ТЭЦ.....	433
13.1. Состав тепловой схемы ГТУ-ТЭЦ.....	433
13.2. Расчет тепловой схемы ГТУ-ТЭЦ.....	433
13.3. Расчет газовой теплообменника.....	440
13.4. Расчет тепловой схемы промышленно-отопительной ГТУ-ТЭЦ.....	443
13.5. Особенности определения показателей тепловой экономичности ГТУ-ТЭЦ с учетом затрат энергии на собственные нужды.....	449
Контрольные вопросы и задания.....	450
Глава 14. ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ.....	451
14.1. Цели выбора оборудования ТЭС.....	451
14.2. Выбор основного оборудования ТЭС.....	452
14.3. Выбор вспомогательного оборудования ТЭС.....	457
Контрольные вопросы и задания.....	473
Глава 15. ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН ТЭС.....	474
15.1. Требования к площадке для строительства ТЭС.....	474
15.2. Оценка использования территории ТЭС.....	475
15.3. Требования к генплану ТЭС и их реализация.....	476
15.4. Генеральный план ТЭС.....	481
Контрольные вопросы и задания.....	483
Глава 16. КОМПОНОВКА ГЛАВНОГО КОРПУСА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СТАНЦИИ.....	484
16.1. Общая характеристика компоновки главного корпуса и требования к ней.....	484
16.2. Основные типы компоновки турбинного и котельного оборудования.....	487
16.3. Компоновка главного корпуса пылеугольных электростанций.....	489
16.4. Компоновка главного корпуса газотурбинных электростанций.....	499
16.5. Компоновка главного корпуса парогазовых электростанций.....	502
16.6. Компоновка главного корпуса АЭС.....	505
Контрольные вопросы и задания.....	510

Глава 17. ТЕХНИЧЕСКОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ.....	511
17.1. Потребление воды на ТЭС. Источники и системы водоснабжения.....	511
17.2. Прямоточные системы технического водоснабжения.....	512
17.3. Обратные системы технического водоснабжения.....	513
17.4. Сравнение различных систем охлаждения циркуляционной воды.....	535
17.5. Насосное оборудование и водоводы ТЭС.....	539
Контрольные вопросы и задания.....	540
Глава 18. ТОПЛИВНОЕ И ЗОЛОВОЕ ХОЗЯЙСТВО ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ.....	542
18.1. Общие положения.....	542
18.2. Топливное хозяйство пылеугольной электростанции.....	543
18.3. Мазутное хозяйство.....	547
18.4. Газовое хозяйство.....	550
18.5. Золовое хозяйство пылеугольной ТЭС.....	554
18.6. Золоотвалы. Защита окружающей среды.....	559
Контрольные вопросы и задания.....	562
Глава 19. СНИЖЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ В АТМОСФЕРУ.....	564
19.1. Общие положения.....	564
19.2. Пылезолоулавливание.....	572
19.3. Снижение выбросов оксидов серы.....	579
19.4. Снижение выбросов оксидов азота.....	584
19.5. Снижение выбросов углекислого газа.....	587
19.6. Удаление дымовых газов в атмосферу.....	592
19.7. Шум от энергоустановок и мероприятия по его снижению.....	599
Контрольные вопросы и задания.....	606
Глава 20. НОВЫЕ ТИПЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ.....	608
20.1. Газопоршневые электростанции.....	608
20.2. Электростанции с повышенными параметрами пара.....	625
20.3. Перспективные экологически безопасные технологии производства энергии.....	688
Контрольные вопросы и задания.....	721
Глава 21. ВОПРОСЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ.....	722
21.1. Основные задачи эксплуатации.....	722
21.2. Определение годовых показателей ТЭС.....	729
21.3. Определение КПД электростанций с учетом собственных расходов энергии.....	732
21.4. Эксплуатация газотурбинных и парогазовых блоков.....	739
21.5. Требования к надежности ПГУ. Основные эксплуатационные режимы.....	743
21.6. Пуск энергоблока.....	746
21.7. Вывод из работы энергоблока.....	746
21.8. Требования к техническому обслуживанию, ремонтпригодности ПГУ, системе ремонтов и инспекций.....	748
21.9. Техобслуживание (ТО) в ходе эксплуатации.....	750
21.10. Очистка оборудования.....	754
21.11. Топливо.....	754
21.12. Запасные части.....	754
21.13. Ремонт.....	755
21.14. Ввод в эксплуатацию парогазовых ТЭС.....	756
21.15. Автоматизированные системы управления технологическими процессами на ТЭС.....	759
Контрольные вопросы и задания.....	764
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	765

ПРЕДИСЛОВИЕ

В учебнике изложены основы теории тепловых электростанций, методы определения показателей тепловой экономичности и условий, обеспечивающих наибольшую экономичность с учетом специфики энергоисточников. Рассмотрены принципиальные и полные тепловые схемы современных ТЭС, в том числе газотурбинных, парогазовых и газопоршневых установок, схемы энергоблоков на ультрасверхкритических параметрах и экологически чистых технологиях, таких как цикл Аллама.

Учебник в своей основе базируется на материале, изложенном в книгах В.Я. Рыжкина «Тепловые электрические станции» (1976 г., второе издание) и В.Д. Бурова, Е.В. Дорохова, Д.П. Елизарова «Тепловые электрические станции» (2009 г., более раннее издание – Л.И. Керцелли и В.Я. Рыжкина). По этим книгам учились поколения теплоэнергетиков, создавших современные тепловые электрические станции. Ими пользовались не только студенты, но инженеры и техники, работающие в проектных, исследовательских, наладочных организациях, многочисленный персонал тепловых электрических станций и районных энергетических управлений. Учебники обладали методической стройностью и содержали теорию и расчет тепловых схем, представляли выбор основного и вспомогательного оборудования, компоновку главного корпуса.

Современные технические решения применяют в тепловых схемах ТЭС, включая в них подогреватели смешивающего (контактного) типа с новыми конструктивными особенностями, охладители пара регенеративных отборов, приводные турбины питательных насосов и их регулируемый привод, турбовоздуходувки паровых котлов под наддувом, предварительный подогрев воздуха, котлы с циркулирующим кипящим слоем и циклы с внутрицикловой газификацией угля.

Меняется вспомогательное оборудование мощных агрегатов, сокращается число параллельных линий главных трубопроводов. Появились новые типы компоновок главного корпуса конденсационных электростанций и теплоэлектроцентралей. Резко повысились требования к охране воздушного и водного бассейнов.

Новые решения появились в техническом водоснабжении, топливном и зольном хозяйствах электростанций. Появились требования к организации дожимных компрессорных станций для ГТУ и ПГУ блоков, а также подготовки воздуха для подачи в эти агрегаты.

В книге изложены основы теории повышения тепловой экономичности электростанций за счет применения пара высоких и сверхвысоких параметров, комбинированной выработки электрической и тепловой энергии, регенеративного подогрева питательной воды, промежуточного перегрева пара.

Возросло значение переменных режимов работы энергоблоков и электростанций, совершенствуются методы пуска и остановки агрегатов и энергоблоков.

Вместе с тем продолжалась разработка теории тепловых электростанций, совершенствовалась методика преподавания соответствующего курса.

Все вышеуказанное потребовало значительной переработки ранее изданных книг.

При подготовке разделов, связанных с газотурбинными и парогазовыми установками, использовались книги: С.В. Цанев, В.Д. Буров и др. «Газотурбинные энергетические установки» и «Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций», а также методические материалы, разработанные на кафедре ТЭС НИУ ИЭИ.

Предлагаемый вниманию читателей учебник обобщает и систематизирует разработки в основных областях применения ТЭС, дает понятия по функционированию систем и факторов влияния энергообъекта на окружающую среду и экологию. В написании учебника, кроме авторов, принимали участие В.Б. Тупов и В.О. Киндра.

Авторы выражают глубокую благодарность сотрудникам кафедры ТЭС «НИУ МЭИ» за помощь и консультации при подготовке материала, а также ведущему инженеру Степановой Н.А. и инженеру Д.И. Левенку за текстовое оформление данной книги.

Данный учебник предназначен для обучения студентов по курсу «Тепловые электрические станции» для теплоэнергетических специальностей энергетических и политехнических вузов, а также инженерно-технических работников электростанций. Книга также может быть полезна работникам атомной промышленности.

ВВЕДЕНИЕ

В учебнике рассмотрена структура и состояние современной энергетики, основные тренды в развитии технологий и тепловых схем. Сформулированы основные задачи, стоящие перед разработчиками и проектантами при выборе наиболее оптимальных типов энергообъектов в зависимости от климатических условий, графиков электрической и тепловой нагрузки, рынков электроэнергии и мощности, особенностей условий строительства и т.д.

В первой главе рассмотрены основные энергетические ресурсы, виды электростанций, потребление энергии. Дана классификация типов ТЭС в зависимости от вида потребления энергии и графиков нагрузок. Приведено описание и показаны основные принципы построения тепловых схем современных тепловых электростанций. Показан состав топливного хозяйства и технико-экономические требования к ТЭС.

Во второй главе дана теория определения энергетических показателей конденсационной электростанции, введен основной энергетический показатель электростанции и особенности определения основных составляющих абсолютного КПД электростанции, расходов пара, теплоты и топлива.

Третья глава посвящена определению энергетических показателей, расходов теплоты и коэффициентов полезного действия теплоэлектроцентрали, расходов пара на теплофикационную турбину. Дана методика сопоставления расходов теплоты и КПД по производству электроэнергии теплофикационным и конденсационным путем, тепловая экономичность и расход топлива на ТЭЦ. Показано сравнение комбинированного и отдельного производства электрической и тепловой энергии, а также использование отработавшей теплоты турбин в котельной установке.

Глава четвертая посвящена выбору начальных параметров и промежуточного перегрева пара. Рассмотрены общие положения и зависимости тепловой экономичности конденсационных турбоустановок от начальных параметров пара и параметров и схемы промежуточного перегрева. Рассмотрены высокие параметры и промежуточный перегрев пара на теплоэлектроцентралях. Показаны возможности по расширению и модернизации действующих электростанций установками высоких параметров. Дана методика определения экономических значений параметров пара.

В пятой главе рассмотрены основные подходы к организации регенеративного подогрева питательной воды. Дана общая характеристика регенеративного подогрева воды и показана его энергетическая эффективность. Приведена методика выбора оптимального распределения регенеративных подогревателей в зависимости от конфигурации тепловой схемы ТЭС. Рассмотрены основные типы конструкций регенеративных подогревателей.

В шестой главе рассмотрены основные подходы к составлению балансов пара и воды, а также способы восполнения их потерь. Рассмотрены основные схемы подготовки и отпуска пара и воды, устройство испарителей.

Главы седьмая и восьмая посвящены работе ТЭЦ. Показаны основные особенности технологических схем ТЭЦ по отпуску технологического пара и подготовке горячей воды. Рассмотрены системы теплоснабжения и способы регулирования отпуска теплоты с горячей водой при обеспечении отопительной нагрузки на ТЭЦ.

В главе девятой разбираются особенности деаэрационных и питательных установок. Рассматриваются деаэрационные установки, питательные насосные установки, бездеаэрационные схемы паротурбинных установок.

В главе десятой приводится методика определения энергетических характеристик оборудования ТЭС, конденсационных турбин, теплофикационных турбин, характеристики паровых котлов.

Глава одиннадцатая, двенадцатая и тринадцатая посвящена составлению и методике расчета принципиальной тепловой схемы паротурбинной парогазовой и газотурбинной электростанции. Даны основы составления и примеры принципиальной тепловой схемы. Приведена методика расчета принципиальной тепловой схемы КЭС, тепловой схемы теплоэлектроцентрали, примеры расчета тепловой схемы ТЭС.

В главе четырнадцатой рассмотрены основные подходы к выбору оборудования электростанций и единичной мощности энергоблоков, выбору паровых котлов ТЭС блочной структуры и основных агрегатов ТЭЦ, выбору вспомогательного оборудования.

Глава пятнадцатая рассматривает подходы к выбору площадки и генеральному плану электростанции. Рассмотрены современные подходы к застройке территории.

В главе шестнадцатой рассматривается компоновка главного корпуса электрической станции, общая характеристика компоновки главного корпуса и требования к ней, типы компоновки турбинного и котельного оборудования, компоновка главного корпуса пылеугольных электростанций, компоновка главного корпуса газомазутных электростанций, включая ГТУ и ПГУ.

Глава семнадцатая посвящена особенностям технического водоснабжения, потребления воды на ТЭС, источникам и системам водоснабжения. Рассматриваются прямоточные и оборотные системы технического водоснабжения, технико-экономические характеристики систем водоснабжения.

В главе восемнадцатой показаны особенности топливного и золошлакового хозяйства электростанций. Приведены схемы и оборудование топливного хозяйства пылеугольной электростанции, схемы и общая характеристика мазутного хозяйства ТЭС. Рассмотрены принципы организации схемы газового хозяйства на паросиловых ТЭС, а также на газотурбинных и парогазовых электростанциях. Рассмотрены проблемы организации золоотвалов и защиты водоемов от загрязнения сточными водами системы гидрозолоудаления.

Глава девятнадцатая посвящена защите воздушного бассейна от вредных выбросов в атмосферу. Рассмотрены подходы к золоулавливанию на ТЭС и снижению выбросов оксидов серы и азота. Даны характеристики шума от энергоустановок и предлагаются мероприятия по его снижению, а также рассмотрены мероприятия по удалению дымовых газов в атмосферу.

Глава двадцатая дает представление о новых типах электростанций, подробно рассмотрены схемы и показатели газотурбинных и парогазовых установок электростанций, использующихся при новом строительстве и реконструкциях. Рассматриваются энергоисточники, применяемые при локальном и малом энергоснабжении на базе газопоршневых и дизельных электростанций. Показаны особенности и перспективы применения топливных элементов, теплонасосных установок, возобновляемых источников энергии в структуре ТЭС. Дается представление о экологически чистых циклах электростанций, таких как цикл Аллама и др.

Глава двадцать первая посвящена вопросам эксплуатации электростанций. Рассмотрены основные задачи эксплуатации и определения годовых показателей ТЭС. Рассматривается методика по определению КПД электростанций с учетом собственных расходов энергии, а также экономических показателей эффективности ТЭС.

В конце книги приведен список рекомендованной литературы для лучшего освоения материала.

Глава 1. ЭНЕРГЕТИКА И ТИПЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

1.1. Энергетические ресурсы, виды электростанций, потребление энергии

Энергетика – это наука о закономерностях процессов и явлений, прямо или косвенно связанных с получением, преобразованием, передачей, аккумулированием, распределением и использованием различных видов энергии, о совершенствовании методов прогнозирования и эксплуатации энергетических систем, повышении коэффициента полезного действия энергетических установок и уменьшении их экологического влияния на природу.

Понятие энергетики включает в себя важную составляющую – энергосистему.

Энергосистема – топливно-энергетический комплекс страны, область национальной экономики, охватывающая энергетические ресурсы, выработку, преобразование, передачу, аккумулирование и использование различных видов энергии. В масштабах нашей страны существует Единая энергетическая система (ЕЭС России).

По состоянию на 2020 г. ЕЭС России состоит из 71 региональных энергосистем, которые образуют 7 объединенных энергетических систем: Востока, Сибири, Урала, Средней Волги, Юга, Центра и Северо-Запада. Все энергосистемы соединены межсистемными высоковольтными линиями электропередачи напряжением 220–500 кВ и выше и работают в синхронном режиме (параллельно). Управление энергетическими системами осуществляют филиалы Акционерного общества «Системный оператор Единой энергетической системы» (АО «СО ЕЭС») – объединенные и региональные диспетчерские управления.

В электроэнергетический комплекс ЕЭС России входит 846 электростанций мощностью свыше 5 МВт каждая. На 1 января 2020 г. общая установленная мощность электростанций ЕЭС России составила около 246,3 ГВт. Структура электроэнергетического комплекса приведена на рис. 1.1.

Электростанции можно классифицировать:

- по процессам преобразования энергии;
- виду первичных энергоресурсов;
- видам отпускаемой энергии;
- количеству и виду энергоносителей;
- кругу охватываемых потребителей;
- режиму работы.

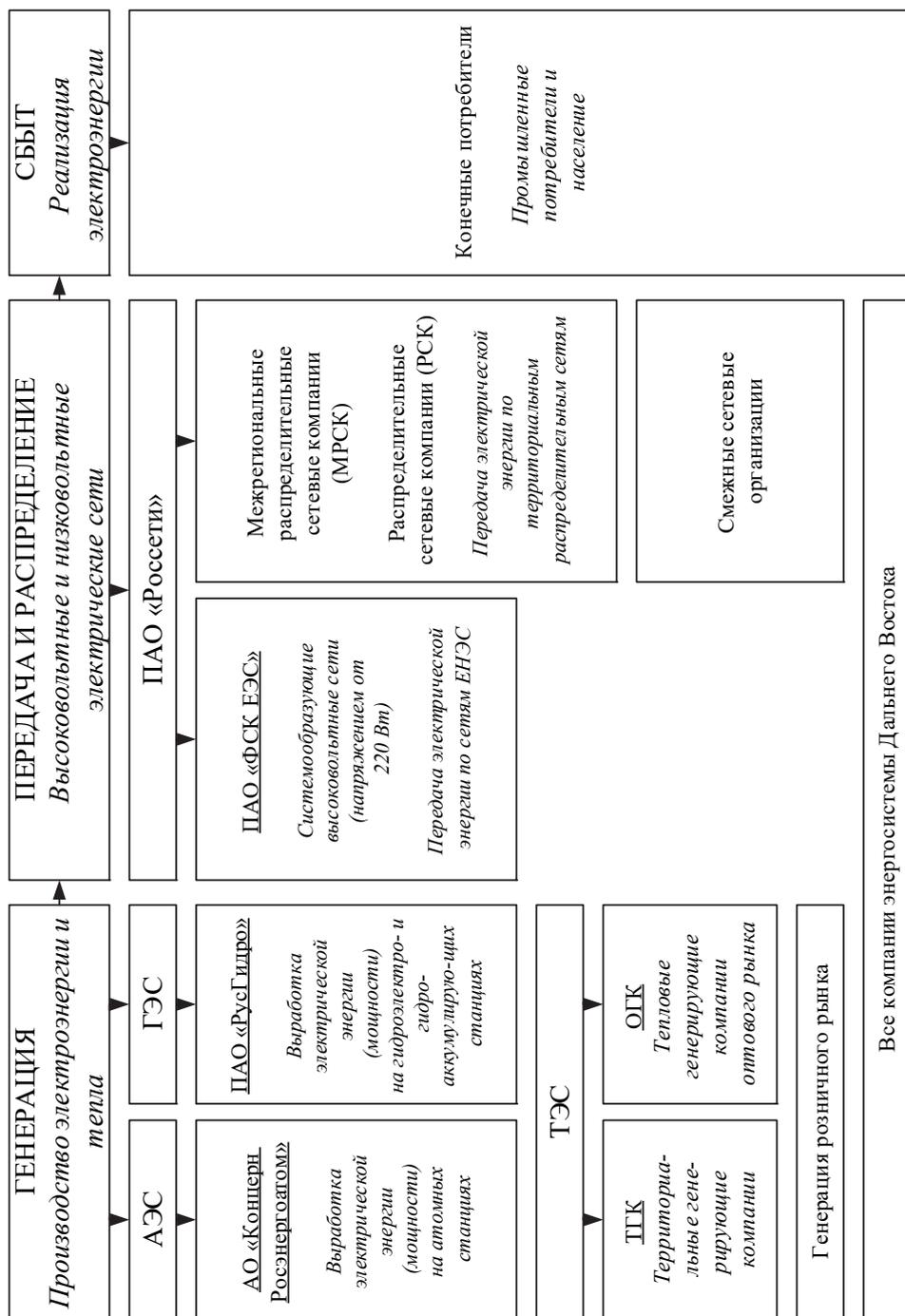


Рис. 1.1. Структура электроэнергетического комплекса

В зависимости от вида первичных энергоресурсов различают:

- атомные электростанции (АЭС);
- электростанции, работающие на органическом топливе (тепловые электрические станции (ТЭС);
- гидроэлектрические станции (ГЭС);
- гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС);
- ветроэлектростанции (ВЭС);
- геотермальные электростанции (ГеоТЭС);
- солнечные электростанции (СЭС).

Тепловые электрические станции (ТЭС) – основа энергетики Российской Федерации. Первая тепловая электрическая станция «Pearl Street Station» появилась в Нью-Йорке на Перл-стрит в 1882 г., а уже через год, в 1883 г., фирма «Сименс» запускает первую в России электростанцию общего пользования в Санкт-Петербурге, которую в целях экономии средств на аренду земли разместили на деревянной барже, пришвартованной к набережной. Электростанция мощностью 35 кВт обеспечивала освещение Невского проспекта. В 1897 г. было завершено строительство Московской городской электростанции № 1 (МГЭС-1), вырабатывающей трёхфазный переменный ток. Изначально МГЭС-1 имела мощность 3,7 МВт, но станция постоянно расширялась и к 1916 г. ее мощность достигла 57 МВт. Первой районной электростанцией России стала Богородская электростанция (ТЭС «Электропередача») в Подмоскowie, введенная в эксплуатацию в 1913 г. Мощность станции составляла 15 МВт, в качестве топлива использовался торф. Электроэнергия с электростанции поступала в Москву по линии электропередачи длиной более 70 км напряжением 70 кВ, причем станция работала совместно с МГЭС-1, образуя самую крупную в Российской империи энергосистему. Первая в России теплоэлектроцентраль (ТЭЦ) была построена в Твери в 1912 г.

В 1921 г. окончательно принимается план ГОЭЛРО, который предусматривал строительство к 1932 г. 30 районных электрических станций (20 ТЭС и 10 ГЭС) общей мощностью 1750 МВт. Учитывая, что план разрабатывался в разгар топливного кризиса, особое внимание в плане уделялось использованию местного топлива, для начала низкокачественных углей и торфа. Первыми тепловыми электростанциями, построенными в рамках плана ГОЭЛРО, стали Каширская и Шатурская ГРЭС.

В 1934 г. введен в работу первый турбоагрегат Сталиногорской ГРЭС, а в 1940 г. станция достигла мощности 350 МВт, став крупнейшей тепловой электростанцией в СССР. Суммарная мощность тепловых электростанций СССР к 1940 г. составила 9,6 ГВт из общей мощности 11,2 ГВт.

В 1953 г. была построена первая тепловая электростанция на сверхкритических параметрах пара (температура 550 °С, давление 170 атм) – Черепетская ГРЭС, достигшая к 1959 г. мощности 600 МВт (4×150 МВт). К 1957 г. в СССР работало 12 тепловых электростанций мощностью более 400 МВт, было начато строительство

ТЭС мощностью более 1000 МВт. Общая мощность тепловых электростанций СССР с 1945 по 1960 гг. выросла с 9,9 ГВт до 51,9 ГВт, т.е. в 5 раз.

С начала 1960-х годов значительно увеличивается единичная мощность турбоагрегатов тепловых электростанций. В 1961 г. была изготовлена паровая турбина мощностью 300 МВт (установлена на Черепетской ГРЭС), в 1964 г. – двухвальная турбина мощностью 800 МВт (Славянская ГРЭС), в 1970 г. – одновальная турбина мощностью 800 МВт. В 1977 г. была изготовлена турбина мощностью 1200 МВт для Костромской ГРЭС, которая осталась в единственном экземпляре и до сих пор является крупнейшей турбиной, установленной на тепловых электростанциях России.

С 1970-х годов все большее значение приобретает использование природного газа. В 1985 г. вводится в эксплуатацию Сургутская ГРЭС-2, крупнейшая тепловая электростанция СССР и впоследствии России. Проект станции предусматривал строительство восьми блоков мощностью по 800 МВт, таким образом станция должна была достигнуть мощности 6400 МВт и стать крупнейшей тепловой электростанцией в мире. В полном объеме эти планы реализовать не удалось, были построены только шесть блоков.

В 1958–1960 гг. на электростанции в Шатске были смонтированы первые советские энергетические газовые турбины мощностью по 12 МВт. В 1970 г. была пущена крупнейшая газотурбинная электростанция СССР – Якутская ГРЭС, которая к 1988 г. достигла мощности 320 МВт. К сожалению, в целом газотурбинные электростанции не получили в СССР большого распространения по причине малой мощности и невысокой эффективности производимых газовых турбин. Проводились работы по созданию более мощных газотурбинных установок. В 1977–1980 гг. на Электрогорской ГРЭС были введены в эксплуатацию три газотурбинные установки мощностью по 100 МВт, но ввиду низкой эффективности и несовершенства они так и остались опытными образцами.

Проводились в СССР и эксперименты в области парогазовых электростанций. Первая такая опытная установка небольшой мощности испытывалась в Центральной ТЭЦ (Ленинград) в 1960-х годах. Затем были введены в эксплуатацию экспериментальные установки на Невинномысской ГРЭС (200 МВт, 1972 г.) и Молдавской ГРЭС (250 МВт, 1980 г.). В связи с несовершенством и низкой эффективностью газовых турбин это перспективное направление не получило в советской энергетике развития. Первая современная парогазовая электростанция в России, Северо-Западная ТЭЦ мощностью 450 МВт, была введена в эксплуатацию в 2000 г.

Для стимулирования строительства новых мощностей в 2000-х годах был создан механизм договоров предоставления мощности (ДПМ), обеспечивающий гарантированную окупаемость строительства новых электростанций. Механизмы стимулирования инвестиций в отрасль позволили активизировать строительство новых электростанций. Всего по программе ДПМ было обновлено около 15 % мощности электроэнергетики, большую часть новых мощностей обеспечили теп-

ловые электростанции. Большинство тепловых электростанций, построенных по программе ДПМ, использовали парогазовую технологию. Крупнейшими построенными ПГУ стали блоки мощностью 800 МВт на Киришской и Пермской ГРЭС. В части угольной генерации таковыми стали 3-й энергоблок Берёзовской ГРЭС (800 МВт) и новый энергоблок Троицкой ГРЭС (660 МВт). Также стоит отметить 9-й энергоблок Новочеркасской ГРЭС мощностью 330 МВт, на котором был установлен первый в России котел с циркулирующим кипящим слоем (ЦКС), позволяющий эффективно и с наименьшими экологическими последствиями сжигать низкокачественное твердое топливо.

В настоящее время энергосистема Российской Федерации состоит из ЕЭС России (семь объединенных энергосистем (ОЭС) – Центра, Средней Волги, Урала, Северо-Запада, Юга и Сибири) и территориально изолированных энергосистем (Чукотский автономный округ, Камчатский край, Сахалинская и Магаданская область, Норильско-Таймырский и Николаевский энергорайоны, энергосистемы северной части Республики Саха (Якутия)).

ЕЭС России располагается на территории, охватывающей 8 часовых поясов. Необходимостью электроснабжения столь протяжённой территории обусловлено широкое применение дальних электропередач высокого и сверхвысокого напряжения. Системообразующая электрическая сеть ЕЭС (ЕНЭС) состоит из линий электропередачи напряжения 220, 330, 500 и 750 кВ. В электрических сетях большинства энергосистем России используется шкала напряжений 110–220 – 500–1150 кВ. В ОЭС Северо-Запада и частично в ОЭС Центра используется шкала напряжений 110–330–750 кВ. Наличие сетей напряжения 330 и 750 кВ в ОЭС Центра связано с тем, что сети указанных классов напряжения используются для выдачи мощности Калининской, Смоленской и Курской АЭС, расположенных на границе использования двух шкал напряжений. В ОЭС Северного Кавказа определённое распространение имеют сети напряжения 330 кВ.

По состоянию на 1 января 2019 г., большинство тепловых электростанций эксплуатируется в ОЭС Урала – 50 ГВт. В ОЭС Центра работают ТЭС общей мощностью 37 ГВт, в ОЭС Сибири – 26,5 ГВт, в ОЭС Средней Волги – 16,3 ГВт, в ОЭС Северо-Запада – 15,7 ГВт, в ОЭС Юга – 13 ГВт и в ОЭС Востока – 6 ГВт. Тепловые электростанции составляют основу изолированных от единой энергосистемы энергорайонов Сахалинской области, Камчатского края и Чукотского АО (за исключением Чаун-Билибинского энергоузла), а также зон децентрализованного энергоснабжения.

Структура установленной мощности и выработанной электроэнергии в ЕЭС России приведена на рис. 1.2, 1.3.

Крупнейшие тепловые электростанции России (по установленной электрической мощности) приведены в табл. 1.1.

На рисунке 1.4 показана структура установленной мощности тепловых электростанций ЕЭС России по состоянию на 1 января 2020 г. Установленная мощность электростанций ЕЭС России на данный период составила 246342,45 МВт.

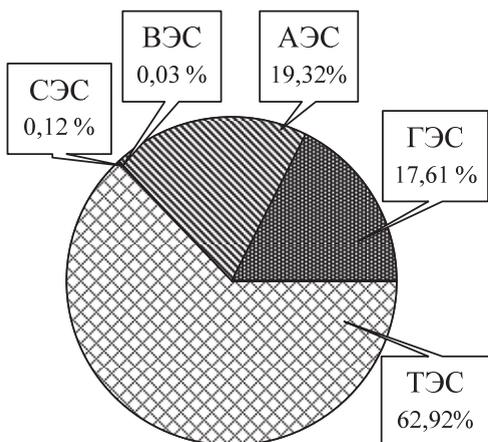


Рис. 1.2. Структура выработки электроэнергии в ЕЭС России

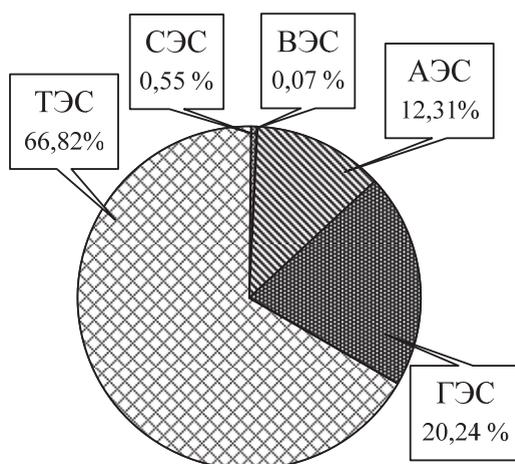


Рис. 1.3. Структура установленной мощности электростанций ЕЭС России

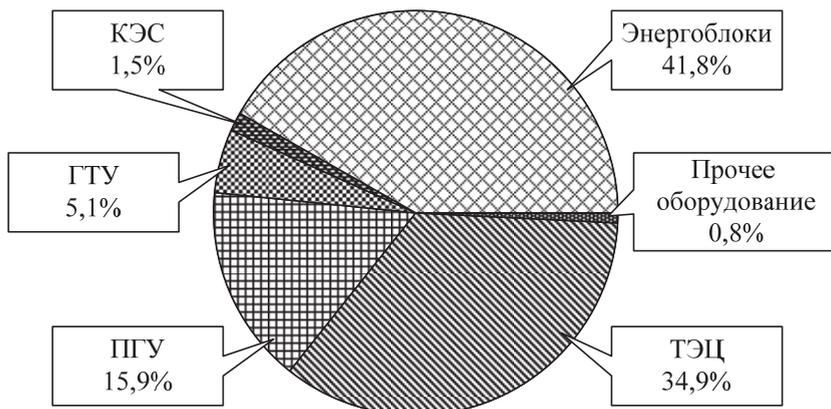


Рис. 1.4. Структура установленной мощности тепловых электростанций ЕЭС России

Расход условного топлива на выработку электроэнергии по итогам 2019 г. составлял 306,2 г/кВт·ч, что эквивалентно электрическому КПД по выработке электроэнергии – 40,2%.

Основным топливом, которое используется на тепловых электрических станциях, является природный газ (рис. 1.5). В то же время природный газ является экспортным ресурсом. По оценке экспертов мировыми лидерами по добыче газа являются США и Россия, на долю которых приходится почти 2/3 мирового объема производства. В последние годы отечественный ТЭК характеризуется не только ростом добычи данного первичного энергоресурса, но и увеличением его потребления (рис. 1.6). По состоянию на 2018 г. запасы природного газа в России оценивались в 47 800 млрд м³.

Крупнейшие ТЭС России (по установленной электрической мощности)

Наименование	Электрическая мощность, МВт	Тепловая мощность, Гкал/ч	Юридическое наименование организации-владельца	Регион
Сургутская ГРЭС-2	5 597	840	ПАО «Юнипро»	Ханты-Мансийский АО
Рефтинская ГРЭС	3 800	350	АО «Кузбассэнерго»	Свердловская область
Костромская ГРЭС	3 600	450	АО «ИНТЕР РАО-Электрогенерация»	Костромская область
Пермская ГРЭС	3 363	620	АО «ИНТЕР РАО-Электрогенерация»	Пермский край
Сургутская ГРЭС-1	3 268	903	ПАО «ОГК-2»	Ханты-Мансийский АО
Рязанская ГРЭС	3 070	180	ПАО «ОГК-2»	Рязанская область
Киришская ГРЭС	2 595	1 234	ПАО «ОГК-2»	Ленинградская область
Конаковская ГРЭС	2 520	120	ПАО «Энел Россия»	Тверская область
Ириклинская ГРЭС	2 444	121	АО «ИНТЕР РАО-Электрогенерация»	Оренбургская область
Ставропольская ГРЭС	2 415	220	ПАО «ОГК-2»	Ставропольский край
Березовская ГРЭС-1	2 400	987	ПАО «Юнипро»	Красноярский край
Троицкая ГРЭС	2 234	315	ПАО «ОГК-2»	Челябинская обл.
Новочеркасская ГРЭС	2 214	60	ПАО «ОГК-2»	Ростовская область
Заинская ГРЭС	2 200	110	АО «Татэнерго»	Татарстан
Нижевартовская ГРЭС	2 013	758	ЗАО «Нижевартовск. ГРЭС»	Ханты-Мансийский АО
Каширская ГРЭС	1 910	458	АО «ИНТЕР РАО-Электрогенерация»	Московская область
ТЭЦ-26	1 840	4 212	ПАО «Мосэнерго»	г. Москва
Кармановская ГРЭС	1 831	204	ООО «Башкирская ГК»	Республика Башкортостан
ТЭЦ-21	1 800	4 958	ПАО «Мосэнерго»	г. Москва
Среднеуральская ГРЭС	1 579	1 327	ПАО «Энел Россия»	Свердловская область

Крупнейшие тепловые электростанции России (по тепловой нагрузке) приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Крупнейшие ТЭС России (по тепловой нагрузке)

Наименование	Тепловая мощность, Гкал/ч	Электрическая мощность, МВт	Юридическое наименование организации-владельца	Регион
Самарская ТЭЦ	2054	440	Самарский филиал ПАО «Т Плюс»	г. Самара
ТЭЦ-12	2043	412	ПАО «Мосэнерго»	г. Москва
Волжская ТЭЦ-1	1947	541	ООО «ЛУКОЙЛ-Волгоградэнерго»	г. Волжский
Казанская ТЭЦ-3	1897	773	ОАО «ТГК-16»	г. Казань
ТЭЦ-27	1876	1 060	ПАО «Мосэнерго»	г. Москва
Ново-Иркутская ТЭЦ	1850	655	ПАО «ИРКУТСК-ЭНЕРГО»	г. Иркутск
Автовская ТЭЦ-15	1849	321	ПАО «ТГК-1»	г. Санкт-Петербург
Бийская ТЭЦ-1	1840	535	ОАО «БИЙСКЭНЕРГО»	г. Бийск
Самарская ГРЭС	1827	61	Самарский филиал ПАО «Т Плюс»	г. Самара

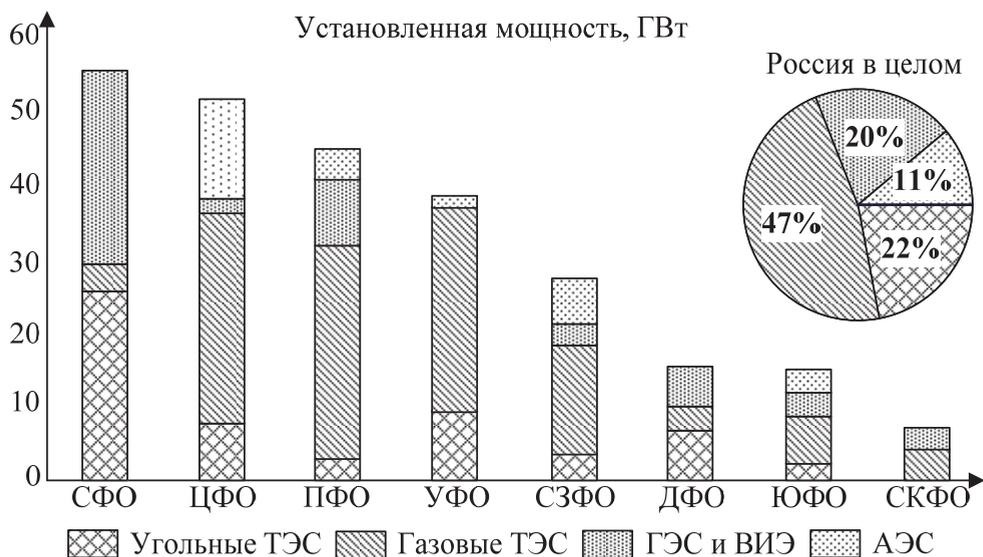


Рис. 1.5. Установленные мощности электростанций в России по ОЭС

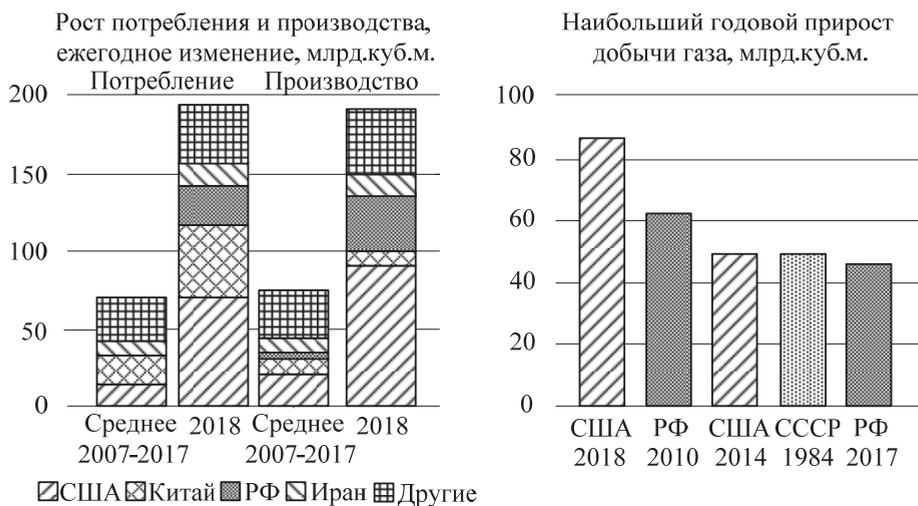


Рис. 1.6. Динамика добычи и потребления природного газа

Рост потребления газа в России (рис. 1.7) связан в том числе и с вводом в действие новых энергообъектов. Помимо использования природного газа, все большее значение приобретает использование сжиженного природного газа (СПГ), а также производство на нефтегазовых предприятиях водорода. По оценке экспертов, Россия сможет производить 3,5 млн т водородного топлива в год. В связи с этим в 2019 г. специалистами Минэнерго РФ с участием ведущих энергетических предприятий разработана программа развития водородной энергетики России.

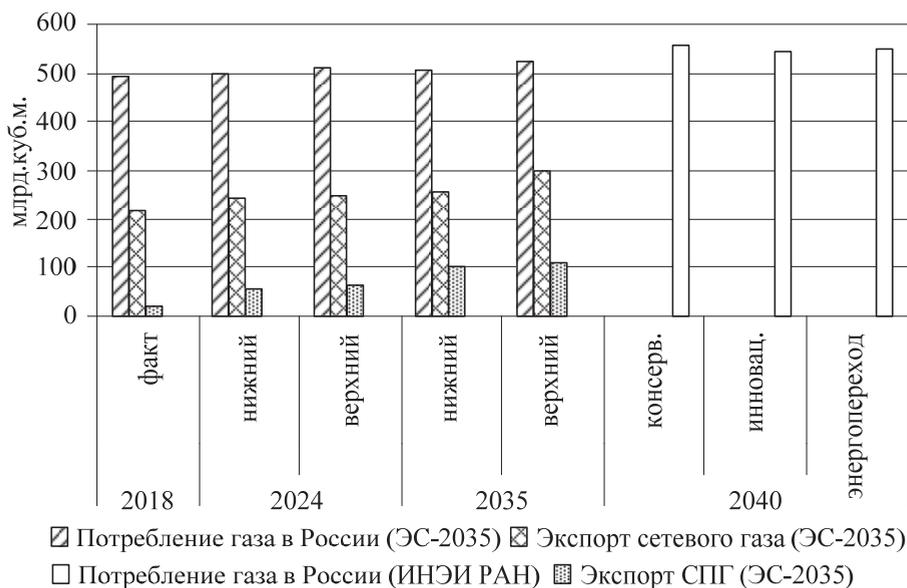


Рис. 1.7. Прогноз потребления и экспорта газа

Другим первичным топливом, используемым на ТЭС, является уголь. Мировые запасы угля в 2018 г. составляли 1055 млрд т. В основном запасы угля сосредоточены в нескольких странах мира: США (24%), России (15%), Австралии (14%) и Китае (13%). Планируется, что в России к 2035 г. добыча и экспорт угля будут возрастать (рис. 1.8).

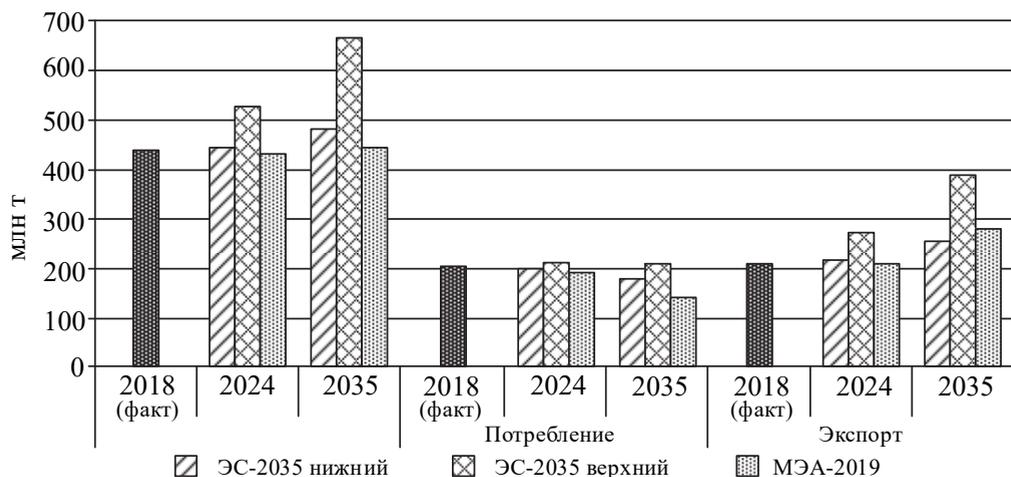


Рис. 1.8. Долгосрочный проект добычи, потребления и экспорта угля

Прогнозы экспертов говорят о том, что роль угольной электрогенерации в России в долгосрочном периоде будет снижаться за счет опережающего развития газовой генерации, атомной энергетики и ВИЭ-генерации. Отношение цен на газ и уголь по Федеральным округам России приведены на рис. 1.9.

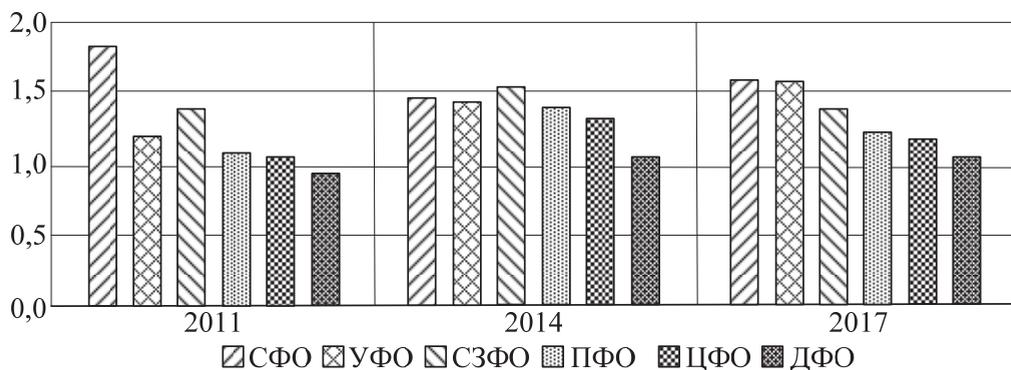


Рис. 1.9. Отношение цены на газ к цене на уголь для ТЭС по регионам России

1.2. Оптовый рынок электроэнергии и мощности

В настоящее время на территории Российской Федерации действуют оптовый и розничный рынки электроэнергии и мощности. Деятельность по организации торговли на оптовом рынке электрической энергии и мощности, связанная с заключением и организацией исполнения сделок по обращению электрической энергии, мощности и иных объектов торговли, обращение которых допускается на оптовом рынке осуществляет организация АО «Администратор торговой системы» (АО «АТС») (рис. 1.10). На оптовом рынке продавцами и покупателями являются генерирующие компании, операторы экспорта и импорта электроэнергии, сбытовые организации, сетевые компании (в части приобретения электроэнергии для восполнения потерь при передаче), крупные потребители.

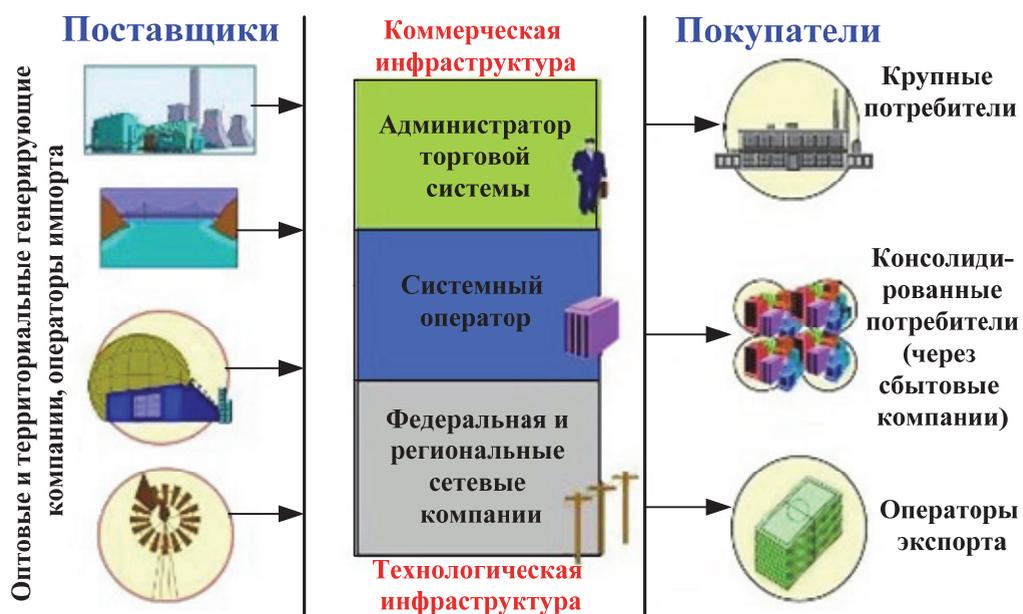


Рис. 1.10. Субъекты оптового рынка электроэнергии

На оптовом рынке имеются два товара – электроэнергия и мощность. Мощность – особый товар, покупка которого предоставляет участнику оптового рынка право требования к продавцу мощности поддержания в готовности генерирующего оборудования для выработки электроэнергии установленного качества в объеме, необходимом для удовлетворения потребности в электрической энергии данного участника. Электрическая энергия в пределах ценовых зон оптового рынка электроэнергии и мощности может продаваться следующими способами (рис. 1.11): по регулируемым ценам (в рамках регулирую-

емых договоров –РД) и по конкурентным (нерегулируемым) ценам (по ценам конкурентного отбора на рынке на сутки вперед и на балансирующем рынке, а также в рамках свободных договоров).



Рис. 1.11. Ценовые и неценовые зоны ОРЭМ

С 2011 г. регулируемые договоры (РД) заключаются только в отношении объемов электроэнергии и мощности, предназначенных для поставок населению, приравненным к населению группам потребителей, а также гарантирующим поставщикам, контролируемым ПАО «МРСК» Северного Кавказа и республики Тыва.

Цены (тарифы) на поставку электрической энергии и мощности по регулируемым договорам рассчитываются по определяемым федеральным органом исполнительной власти в области государственного регулирования тарифов формулам индексации цен. Объемы поставки электроэнергии и мощности по РД устанавливаются в рамках формируемого Федеральной антимонопольной службой сводного прогнозного баланса производства и поставок электрической энергии таким образом, чтобы для включенного в сводный баланс производителя электроэнергии и мощности поставки по РД не превышали 35% от полного объема по-

ставки электрической энергии (мощности) на оптовый рынок, определенного в балансовом решении для соответствующего производителя.

Объемы электроэнергии, не покрываемые регулируемыми договорами, реализуются по нерегулируемым ценам в рамках свободных договоров, рынка на сутки вперед (РСВ) и балансирующего рынка (БР).

При заключении свободных договоров участники рынка самостоятельно определяют контрагентов, цены и объемы поставки электрической энергии.

Рынок на сутки вперед (РСВ) представляет собой проводимый коммерческим оператором (ПАО «АТС») конкурентный отбор ценовых заявок поставщиков и покупателей за сутки до реальной поставки электроэнергии с определением цен и объемов поставки на каждый час суток. На РСВ осуществляется маржинальное ценообразование, т.е. цена определяется путем балансирования спроса и предложения и распространяется на всех участников рынка. Цена РСВ определяется для каждого из более чем 8500 узлов обеих ценовых зон. При этом в первую очередь в объемы планового производства включаются объемы электроэнергии, в отношении которых поданы заявки с предложением наиболее низких цен, а в объемы планового потребления – объемы, которые покупатели готовы купить по наиболее высокой цене или включенные в ценопринимающие заявки (отражает готовность покупателя купить объем электроэнергии по любой, сложившейся на РСВ цене). Схема работы РСВ приведена на рис. 1.12.

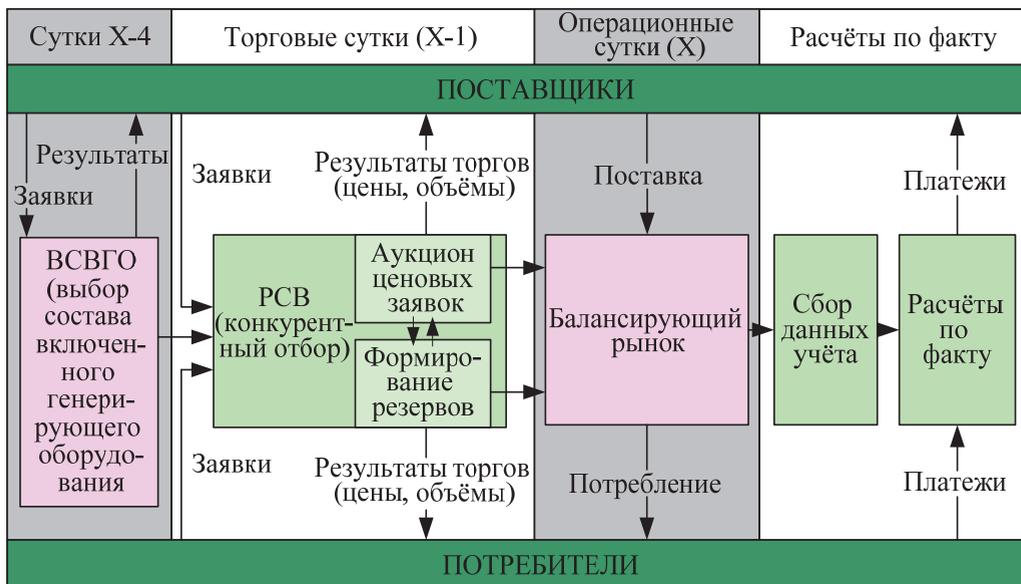


Рис. 1.12. Схема работы конкурентного сектора оптового рынка электроэнергии (РСВ)

Индексы цен и объемы торговли на РСВ публикуются в ежедневном режиме на сайте ПАО «АТС».

РСВ за сутки до поставки определяет плановые объемы производства и потребления, однако фактическое потребление неизбежно отличается от планового. Торговля отклонениями фактических объемов производства/потребления от плановых осуществляется в режиме реального времени на балансирующем рынке. При этом за каждые 3 ч до часа фактической поставки системный оператор (АО «СО ЕЭС») проводит дополнительные конкурентные отборы заявок поставщиков с учетом уточненного прогнозного потребления в энергосистеме, экономической эффективности изменения загрузки станций и требований системной надежности.

Отклонения фактического потребления от планового квалифицируются собственными или внешними инициативами. Отклонение по собственной инициативе возникает по причине действий участника рынка (потребителя или поставщика), по внешней – в результате команд системного оператора. Отличие фактического объема производства электроэнергии от запланированного на РСВ в меньшую сторону (поставщик выработал меньше графика – отклонение вниз) приводит к покупке им на БР объема электроэнергии, равного соответствующему отклонению. При выработке объема, превышающего запланированный на РСВ (отклонение вверх), поставщик продает на БР соответствующее отклонение. Аналогичным образом объемы покупки и продажи отклонений на БР определяются для покупателей с той разницей, что покупатель, потребивший больше планового объема РСВ, покупает электроэнергию на БР, а потребивший меньше – продает. Стоимость отклонений формируется таким образом, чтобы стимулировать участников к более точному исполнению планового потребления и производства электроэнергии, определенного на РСВ, и к выполнению команд системного оператора. Таким образом, на БР «штрафуются» участники рынка, допускающие наибольшие отклонения фактического потребления и выработки от плановых по собственной инициативе, и «премируются» участники, придерживающиеся планового потребления и максимально точно выполняющие команды системного оператора.

На основе стоимости отклонений определяются предварительные требования и предварительные обязательства БР, разница между которыми формирует небаланс балансирующего рынка. Отрицательный небаланс распределяется между участниками пропорционально их собственным инициативам. Положительный небаланс распределяется между поставщиками пропорционально величине исполнения внешних инициатив, и потребителями, максимально точно придерживающимися планового потребления. Такая система распределения небаланса является дополнительным стимулирующим и дисциплинирующим фактором для участников рынка.

Механизмы реализации мощности на оптовом рынке:

- покупка/продажа мощности, отобранной по итогам конкурентного отбора мощности, по договорам купли-продажи мощности, заключенным по итогам конкурентного отбора мощности;

- покупка/продажа мощности по свободным договорам купли-продажи мощности (СДМ);

- покупка/продажа мощности по договорам о предоставлении мощности и по договорам купли-продажи мощности новых атомных станций и гидроэлектростанций, аналогичным ДПМ;

- покупка/продажа мощности генерирующих объектов, отнесенных к генерирующим объектам, поставляющим мощность в вынужденном режиме;

- покупка/продажа мощности по регулируемым договорам (в объемах поставки населению и приравненным категориям);

- покупка/продажа мощности, производимой квалифицированными генерирующими объектами, функционирующими на основе использования возобновляемых источников энергии (далее – ВИЭ), по договорам о предоставлении мощности, заключенным по результатам конкурсных отборов инвестиционных проектов по строительству генерирующих объектов, функционирующих на основе ВИЭ.

Конкурентный отбор мощности (КОМ), проводимый системным оператором, лежит в основе рынка мощности и определяет, какая мощность будет оплачиваться на оптовом рынке. Оплата мощности распределяется следующим образом: финансовая нагрузка по оплате мощности генерирующих объектов, отобранных КОМ, а также мощность объектов, получающих оплату по ДПМ, распределяется по всем потребителям ценовой зоны. Мощность объектов, отнесенных к вынужденным генераторам в связи с угрозой наступления дефицита энергоснабжения, оплачивается потребителями соответствующей зоны свободного перетока (ЗСП). Мощность объектов, отнесенных к вынужденным генераторам в связи с угрозой наступления дефицита теплоснабжения, оплачивается потребителями соответствующего субъекта Российской Федерации.

1.3. Виды потребления энергии и графики нагрузок ТЭС

Основным потребителем электроэнергии является промышленность. Значительная часть электроэнергии расходуется на внутреннее и наружное освещение, бытовые нужды, транспорт и сельское хозяйство.

Расход электроэнергии на технологические нужды промышленности (в абсолютном исчислении) возрастает в результате стремления заменить потребление энергоресурсов использованием электроэнергии. Параллельно происходит процесс снижения удельных расходов электроэнергии на технологические процессы за счет рационализации.

Для выбора мощности электростанций решающее значение имеет максимум электрической нагрузки, определяемый наложением максимумов промышленной и осветительной нагрузок. Для средней полосы нашей страны (г. Москва и др.) такое наложение максимумов происходит около 16–17 ч дня в декабре-январе, когда работает еще дневная смена на промышленных предприятиях и включается освещение.

Изменение нагрузки во времени изображают графиком электрической нагрузки. В зимнем суточном графике нагрузки (рис. 1.13) характерны два максимума – утренний (около 8 ч утра) и дневной (абсолютный максимум). В летнем суточном графике нагрузки (а также в весеннем и осеннем) наблюдаются три локальных максимума – утренний и дневной от промышленной и вечерний, более поздний, – от осветительной нагрузки. Площадь под графиком суточной нагрузки определяет суточную выработку электроэнергии, кВт·ч/сут:

$$\mathcal{E}_{\text{сут}} = \int_0^{24} NdT \quad (1.1)$$

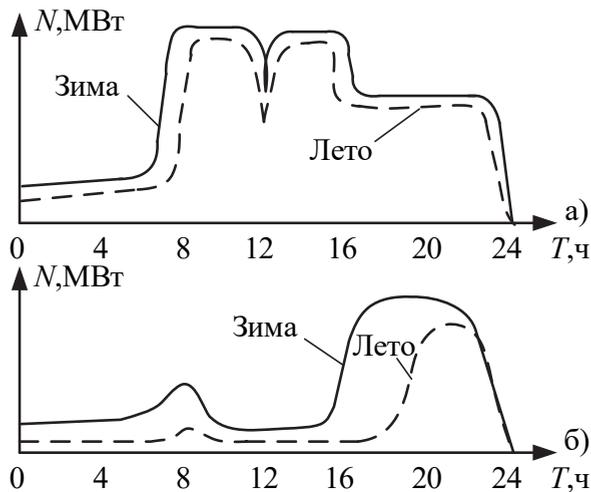


Рис. 1.13. Суточные графики электрической промышленной (а) и осветительно-бытовой (б) нагрузок

Общая нагрузка электростанций составляется из нагрузок потребителей, а также из расходов электроэнергии на собственные нужды электростанций и на компенсацию потерь в электрических сетях (рис. 1.14). Суточные графики нагрузки характеризуются дневным провалом (примерно в полдень), обусловленным обеденным перерывом на промышленных предприятиях, а также ночным провалом, т.е. снижением нагрузки в ночные часы, когда работают лишь трехсменные предприятия (рис. 1.15).

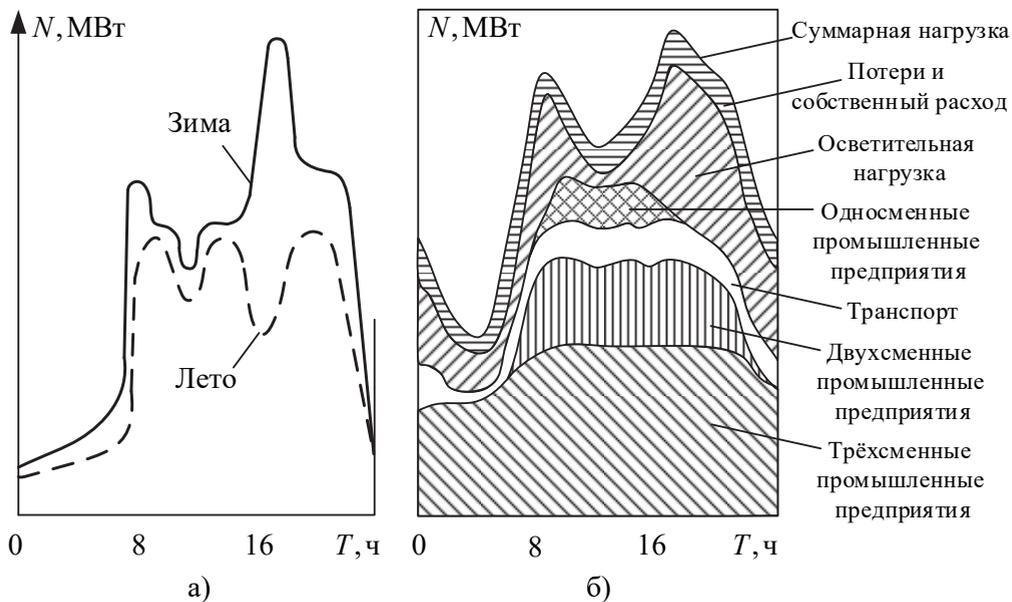


Рис. 1.14. Суточный график суммарной электрической зимней и летней нагрузок (а) и структура суммарной электрической зимней нагрузки (б)

Выбор способа снижения мощности электростанций в периоды ночного провала, а также уменьшения нагрузки в выходные дни (рис. 1.16) – одна из серьезных задач эксплуатации станций.

Отношение ночной минимальной к дневной максимальной нагрузке называют коэффициентом неравномерности суточного графика:

$$f = \frac{N_{\text{мин}}}{N_{\text{макс}}} \quad (1.2)$$

Характерным для суточного графика является также коэффициент использования максимальной нагрузки (коэффициент заполнения суточного графика):

$$g = \frac{\mathcal{E}_{\text{сут}}}{N_{\text{макс}} \cdot T_{\text{сут}}} \quad (1.3)$$

Значения коэффициента неравномерности графиков нагрузки ЕЭС России для среднего рабочего дня декабря составляют от 0,6 в европейской части России до 0,85 в Сибири, коэффициента заполнения – соответственно от 0,8 до 0,9.

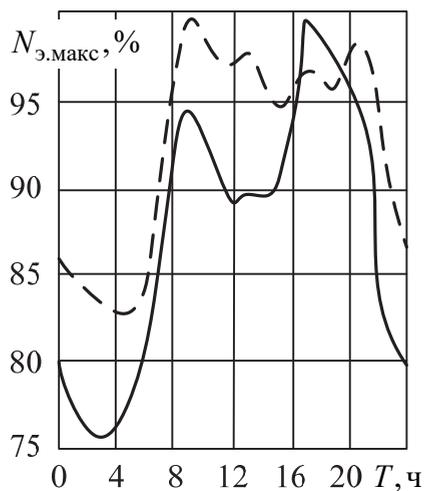


Рис. 1.15. Суточный график электрической нагрузки Единой энергетической системы европейской части России:

--- лето; — зима

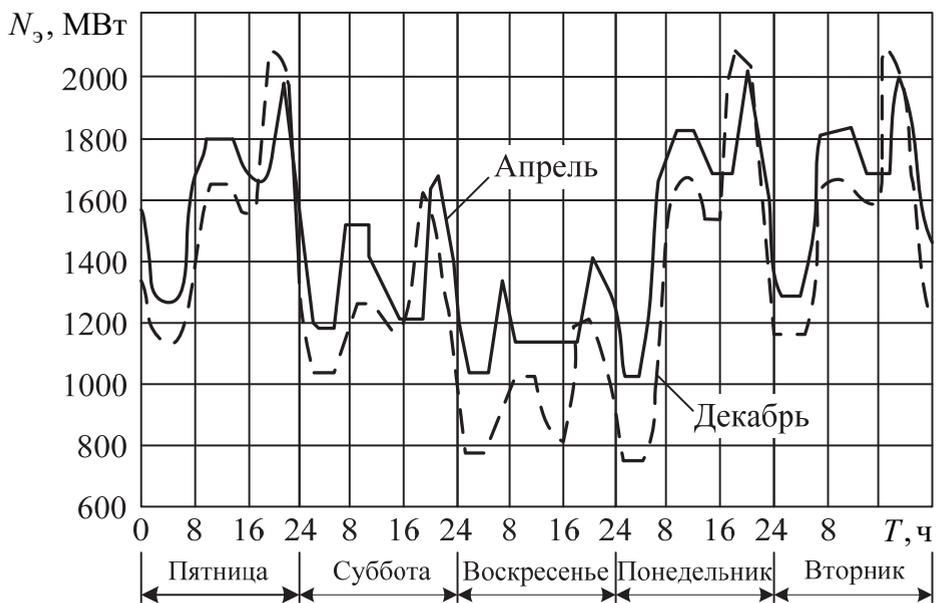


Рис. 1.16. Графики нагрузки электростанции за рабочие и нерабочие сутки

Существен также годовой график продолжительности электрических нагрузок. Он получается суммированием продолжительностей нагрузок (от максимальной до минимальной), нанесенных на график в порядке убывания. Ступенчатый график заменяется плавным (рис. 1.17). Абсцисса каждой точки

такого графика определяет суммарную продолжительность нагрузок, равных или выше данной. Площадь под этим графиком нагрузки равна годовой выработке электроэнергии:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = \int_0^T NdT, \quad (1.4)$$

где $T_{\text{год}} = 8760$ – число часов в году (не високосном).

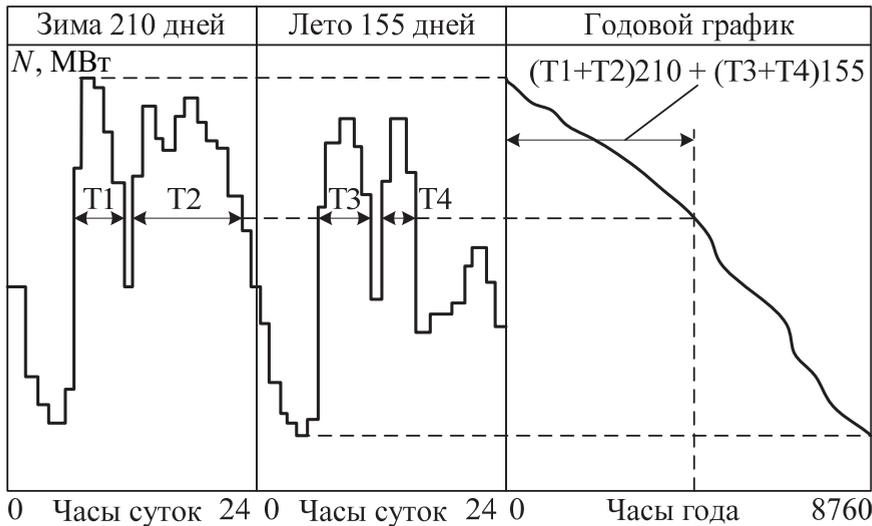


Рис. 1.17. Пример построения годового графика продолжительности электрических нагрузок

Важной характеристикой годового использования мощности электростанций и графика продолжительности нагрузок является годовое число часов использования максимальной мощности:

$$T_{\text{макс}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{N_{\text{макс}}}. \quad (1.5)$$

По максимальной мощности и выбранному значению $T_{\text{макс}}$ определяют годовую выработку электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{год}} = T_{\text{макс}} \cdot N_{\text{макс}}$ где $T_{\text{макс}}$ – условная (минимальная) продолжительность работы с максимальной нагрузкой $N_{\text{макс}}$, обеспечивающая данную выработку электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{год}}$.

Соответственно коэффициент использования годовой максимальной нагрузки (коэффициент заполнения годового графика продолжительности нагрузок) равен:

$$g_{\text{макс}}^{\text{год}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{N_{\text{макс}} \cdot T_{\text{год}}} = \frac{T_{\text{макс}}}{T_{\text{год}}}. \quad (1.6)$$

Средние значения $T_{\text{макс}}$ для энергосистем 5000–5500 ч/год. Для отдельных электростанций и некоторых видов их оборудования значение $T_{\text{макс}}$ может колебаться в пределах 500–7500 ч/год.

Мощность устанавливаемых в энергосистеме энергоблоков (так называемая установленная мощность $N_{\text{уст}}$) включает резерв мощности и превышает максимальную нагрузку $N_{\text{макс}}$ на эту величину, что учитывается коэффициентом резерва

$$\rho = \frac{N_{\text{уст}}}{N_{\text{макс}}}. \quad (1.7)$$

Соответственно годовое число часов использования установленной мощности

$$T_{\text{уст}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{N_{\text{уст}}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{\rho \cdot N_{\text{макс}}} = \frac{g_{\text{макс}}^{\text{год}}}{\rho} \cdot T_{\text{год}} = g_{\text{уст}}^{\text{год}} \cdot T_{\text{год}}, \quad (1.8)$$

где $g_{\text{уст}}^{\text{год}} = g_{\text{макс}}^{\text{год}} / \rho$ – коэффициент использования установленной мощности ТЭС.

Число часов использования установленной мощности электростанций в целом по ЕЭС России в 2018 г. составило 4411 часов или 50,4% календарного времени (коэффициент использования установленной мощности) (табл. 1.3, табл. 1.4).

Таблица 1.3

Структура установленной мощности электростанций объединенных энергосистем и ЕЭС России на 01.01.2019

Энерго-система	Всего, МВт	ТЭС		ГЭС		ВЭС		СЭС		АЭС	
		МВт	%	МВт	%	МВт	%	МВт	%	МВт	%
ЕЭС РОССИИ	243 243,2	164 586,6	67,7	48 506,3	19,9	183,9	0,08	834,2	0,3	29 132,2	12,0
ОЭС Центра	52 447,3	37 049,9	70,6	1 800,1	3,4	-	-	-	-	13 597,3	25,9
ОЭС Средней Волги	27 591,8	16 349,3	59,3	6 990,5	25,3	85,0	0,3	95,0	0,3	4 072,0	14,8
ОЭС Урала	53 614,3	50 017,5	93,3	1 871,2	3,5	1,6	0,0	239,0	0,5	1 485,0	2,8
ОЭС Северо-Запада	24 551,8	15 648,6	63,7	2 950,3	12,0	5,3	0,02	-	-	5 947,6	24,2
ОЭС Юга	23 535,9	13 025,8	55,3	5 942,8	25,3	92	0,4	445,0	1,9	4 030,3	17,1
ОЭС Сибири	51 861,1	26 514,5	51,1	25 291,4	48,8	-	-	55,2	0,1	-	-
ОЭС Востока	9 641,0	5 981,0	62,0	3 660,0	38,0	-	-	-	-	-	-

**Коэффициенты использования установленной мощности электростанций
по ЕЭС России и отдельным ОЭС в 2017 и 2018 годах, %**

Энергосистема	ТЭС	ГЭС	АЭС	ВЭС	СЭС
ЕЭС России	46,51	43,27	78,41	18,29	14,65
ОЭС Центра	38,67	24,08	79,71	–	–
ОЭС Средней Волги	39,92	40,70	90,93	28,59	11,99
ОЭС Урала	55,50	36,76	67,94	7,04	13,68
ОЭС Северо- Запада	44,51	51,46	66,84	5,90	–
ОЭС Юга	49,87	42,31	84,71	15,54	15,42
ОЭС Сибири	44,09	45,98	–	–	13,53
ОЭС Востока	49,87	37,21	–	–	–

В 2018 г. число часов и коэффициент использования установленной мощности (доля календарного времени) по типам генерации составили:

ТЭС – около 4 075 часов (46,5% календарного времени);

АЭС – 6 869 часов (78,4% календарного времени);

ГЭС – 3 791 часов (43,3% календарного времени);

ВЭС – 1 602 часов (18,3% календарного времени);

СЭС – 1 283 часов (14,6% календарного времени).

Важная особенность ТЭС – возможность использования отработавшей теплоты двигателей (паровых турбин) для нужд промышленности и быта. Соответственно различают два вида тепловой нагрузки: производственную – для технологических процессов промышленных предприятий и отопительную (в широком смысле этого слова) – для отопления зданий, подогрева воздуха, вентиляции производственных и общественных зданий, бытовых нужд населения. Производственную тепловую нагрузку удовлетворяют обычно паром, отработавшим в турбине, большей частью давлением 1,0–1,5 МПа, отопительную – горячей водой, подогретой до 70–150°С паром, отработавшим в турбине, с давлением 0,05–0,5 МПа. В холодное время года воду нагревают в пределах от 120 до 150°С.

Промышленная тепловая нагрузка характеризуется неравномерностью (в зависимости от числа смен на предприятиях) в течение суток и относительной равномерностью в течение года (со снижением летом во время ремонта оборудования).

Чисто отопительная нагрузка отличается равномерностью в течение суток и большой неравномерностью в течение года: в периоды морозов она достигает максимума, в теплое время года снижается до нуля.

Бытовую тепловую нагрузку обеспечивают горячей водой температурой 60–70°C. При построении годового графика продолжительности общей тепловой нагрузки принимают нагрузку горячего водоснабжения в долях максимальной относительной нагрузки, равной 0,25 зимой и 0,20 летом.

Продолжительность отопительного сезона в средней полосе страны равняется 5000 ч/год (рис. 1.18). Годовое время использования максимума отопительной нагрузки составляет около 3000 ч.

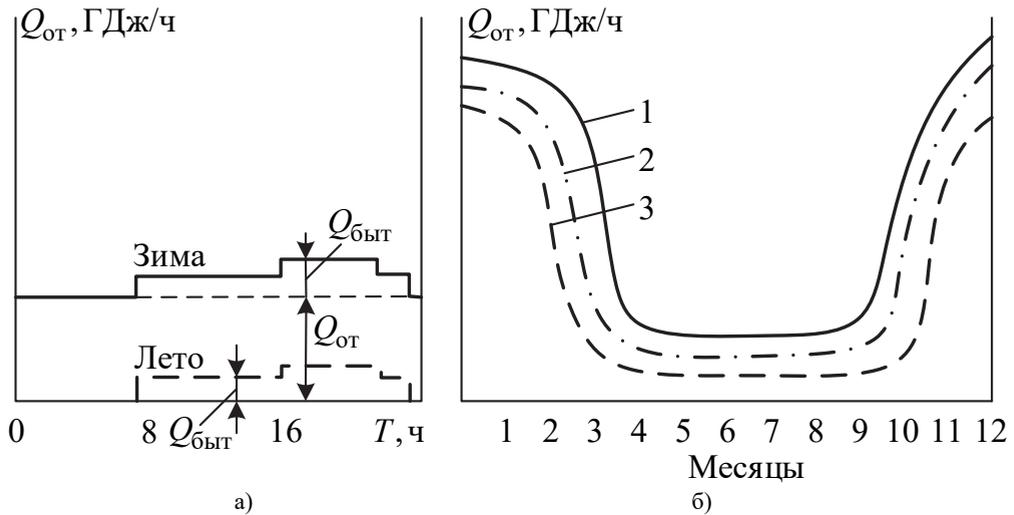


Рис. 1.18. Графики отопительно-вентиляционной и бытовой нагрузок:
 а – суточный; б – годовой; 1,2,3 – соответственно максимальная, средняя и минимальная нагрузки

1.4. Типы тепловых электростанций

Тепловая электрическая станция – совокупность технических устройств, преобразующих химическую и ядерную энергию топлив в электрическую и тепловую энергию с помощью теплосилового устройства (теплового двигателя).

Тепловые электростанции характеризуются большим разнообразием и их можно классифицировать по различным признакам (рис. 1.19).

Паротурбинные электростанции, вырабатывающие один вид энергии – электрическую, оснащают турбинами конденсационного типа и называют конденсационными электростанциями (КЭС). Эти станции еще называют сокращенно ГРЭС, название расшифровывается как государственная районная электрическая станция. Это сокращение сохранилось ещё со времён Советского Союза. В то время все станции были государственные. Слово «районная» означает то, что электростанция предназначена для обеспечения электрических нагрузок какого-то своего района территории, где она находится. ГРЭС,

так же как и ТЭЦ, тепловая электростанция, которая работает как по паровому циклу, так и по парогазовому циклу, в зависимости от того, какие энергоблоки на станции установлены.

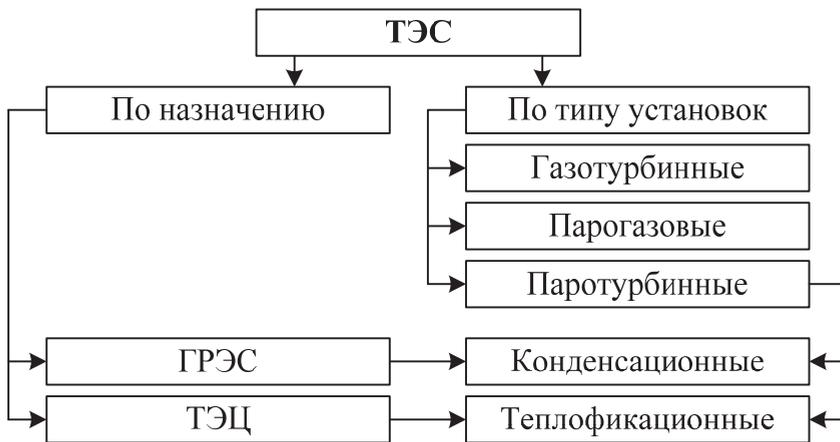


Рис. 1.19. Классификация ТЭС

На ГРЭС, если она работает по паровому циклу устанавливаются, как правило, конденсационные турбины типа К. Например, К-210-130 (рис. 1.20) или К-500–240. Топливо на таких электростанциях – это уголь или газ. Мазут в качестве основного топлива в последнее время не используется из-за его дороговизны. Самой большой ГРЭС у нас в стране является Сургутская ГРЭС-2. Её мощность составляет 5597 МВт. Этой мощности хватит, чтобы снабжать электричеством более 5 млн домов обычных россиян.

На современных ГРЭС в последнее время устанавливают энергоблоки, которые работают по парогазовому циклу – энергоблоки ПГУ (парогазовая установка). Их отличает высокая экономичность и маневренность. В составе таких энергоблоков присутствует газовая турбина, которая приводится в движение продуктами сгорания, как правило, природного газа. Далее по циклу стоит котёл-утилизатор и паровая турбина.

Атомные конденсационные электрические станции называют сокращенно АЭС.

На АЭС обычно устанавливают паровые турбоагрегаты мощностью до 1200 МВт. Самые мощные в мире паровые турбины для АЭС производит франкошвейцарский концерн Alstom, который завоевал мировое лидерство на рынке атомного турбостроения благодаря разработке инновационной тихоходной установки ARABELLE™, которое расшифровывается как A-Ra-Bel – сокращение от Alstom, Rateau (компания-производитель паровых турбин, поглощенная Alstom в 50-х гг прошлого века) и Belfort (название французского города, где турбина была создана). Ее мощность варьируется от 700 МВт до почти 2 ГВт.

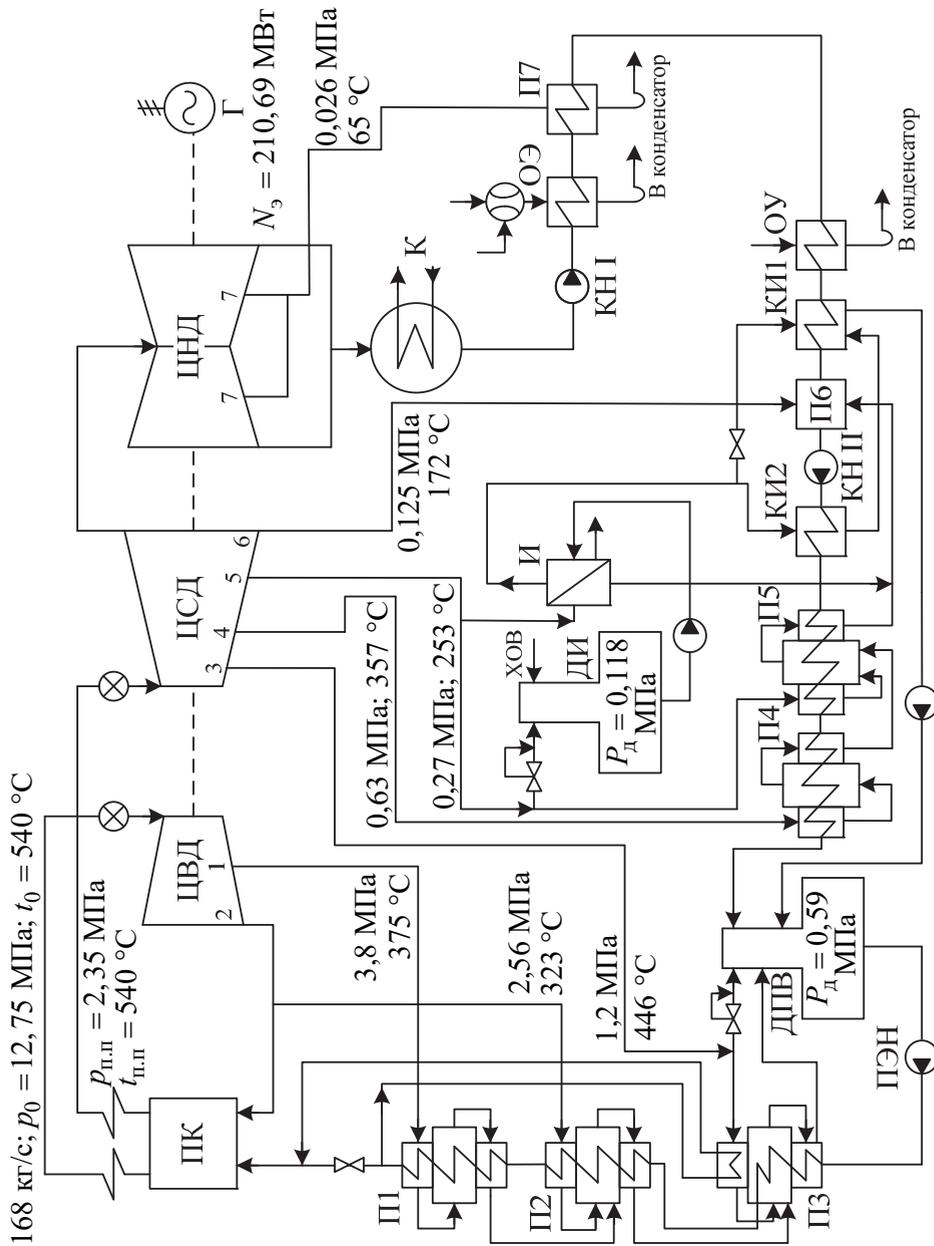


Рис. 1.20. Тепловая схема паросилового энергоблока К-210-130

На электростанциях, вырабатывающих и отпускающих два вида энергии – электрическую и тепловую, устанавливают паровые турбины с конденсацией и регулируемыи отборами пара, частично – турбины с противодавлением. Такие тепловые электростанции называют теплоэлектроцентралями: на органическом топливе – ТЭЦ, на ядерном топливе – АТЭЦ.

На ТЭЦ и АТЭЦ осуществляют комбинированное производство и отпуск двух видов энергии – электрической и тепловой. Централизованное теплоснабжение потребителей с использованием отработавшей теплоты турбин и выработкой электроэнергии на базе теплового потребления называют теплофикацией. Турбины соответствующего типа называют теплофикационными.

Мощность ТЭЦ составляет свыше 36 % мощности тепловых электростанций страны. Более 60 % электроэнергии на ТЭЦ вырабатывается на базе теплового потребления. Благодаря использованию отработавшей теплоты ТЭЦ обеспечивают большую экономию топлива, расходуемого на производство электроэнергии в стране.

По времени возникновения теплофикации и теплоэлектроцентралей (1924 г.) и масштабам их развития Россия является первой страной в мире.

Современные тепловые электрические станции имеют преимущественно блочную структуру: котел-турбина-генератор-трансформатор. ТЭС с блочной структурой состоит из отдельных энергоблоков. В состав каждого энергоблока входят основные тепловые агрегаты – турбинный и котельный, и связанное с ними непосредственно вспомогательное оборудование. Турбина вместе с котлом, питающим ее паром, образует моноблок (рис. 1. 21, а).

Первоначально на электростанциях применяли энергоблоки с двумя котлами на одну турбину – дубль-блоки (рис. 1. 21, б). В течение ряда лет для паросиловых электростанций применяют моноблоки даже для мощных энергоблоков 500 и 800 МВт на твердом топливе. Наиболее мощный энергоблок 1200 МВт на газомазутном топливе выполнен также в виде моноблока. Применение дубль-блоков не оправдало себя экономически и по условиям эксплуатации. При создании парогазовых блоков с целью увеличения установленной мощности также применяется п-блочные конфигурации. Получили распространения дубль-блочные конфигурации ПГУ типа ПГУ-450 на базе ГТЭ-160 (выпускавшиеся до 2012 г. на ОАО «Силловые машины») (рис. 1.22) и ПГУ-325 на базе ГТЭ-110 (НПО «Сатурн», г. Рыбинск). Есть также опыт создания и трипл-блочных конфигураций на базе газовых турбин от 25 до 70 МВт.

Переход к блочной структуре на паросиловых ТЭС обусловлен в основном применением промежуточного перегрева пара и необходимостью упрощения схемы главных паропроводов и трубопроводов питательной воды, а также требованиями обеспечения четкой системы автоматизации и регулирования основных агрегатов и их вспомогательного оборудования.

Главные трубопроводы энергоблоков не имеют соединения между собой. Общими для энергоблоков ТЭС являются лишь вспомогательные линии, служащие для пусковых операций, подвода добавочной воды и других целей. Выпол-

нение крупнейших энергоустановок ТЭС в виде моноблоков с однокорпусными паровыми котлами свидетельствует о крупном техническом прогрессе отечественного котлостроения.

Все современные КЭС и ТЭС с промежуточным перегревом пара, а также АЭС и АТЭС – блочного типа, а ТЭС без промежуточного перегрева пара выполняют блочными или неблочного типа с объединением главных трубопроводов в общую систему (рис. 1.21, в, г).

Энергоблоки АЭС имеют по два (первоначально даже по три) турбоагрегата на один ядерный реактор; в настоящее время их выполняют преимущественно в виде моноблоков с одним турбоагрегатом на реактор.

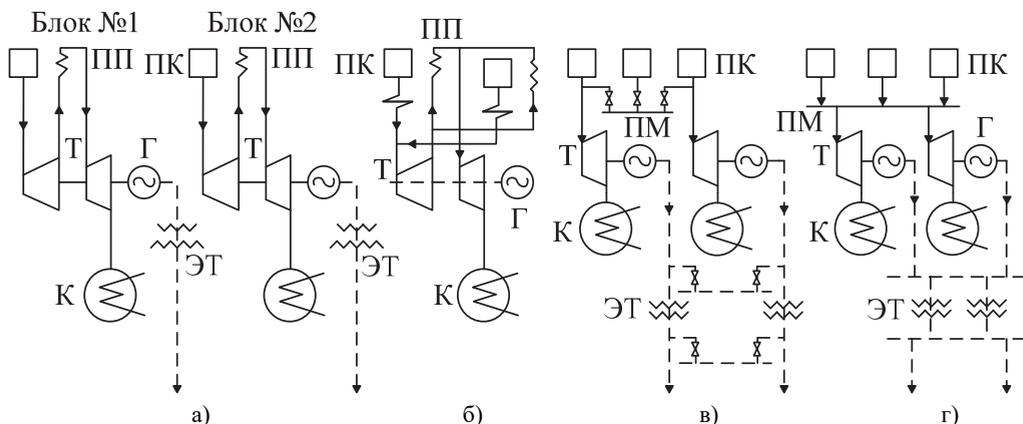


Рис. 1.21. Технологическая структура электростанции:

- а – блочная; б – дубли-блок; в – секционная; г – централизованная; ПК – паровой котел; Т – турбина; ПП – промежуточный пароперегреватель; ЭТ – электрический трансформатор; ПМ – паровая магистраль; — пар; - - - электроэнергия

На КЭС в России установлены моноблоки 150 и 200 (220) МВт с параметрами пара перед турбиной 13 МПа, 540/540°С; 300, 500 и 800 МВт с параметрами пара 24 МПа, 540/540°С.

Наиболее мощный в мире одновальный турбоагрегат 1200 МВт с параметрами пара 24 МПа, 540/540°С установлен на Костромской ГРЭС.

На ТЭС работают преимущественно турбины мощностью по 100, 135 и 175 МВт на паре с параметрами 13 МПа, 555°С без промежуточного перегрева пара, а в наиболее крупных городах – по 250 МВт на паре со сверхкритическими параметрами и промежуточным перегревом пара с параметрами 24 МПа, 540/540°С.

На АЭС применяют ядерные реакторы на тепловых нейтронах типов ВВЭР и РБМК на насыщенном водяном паре с начальным давлением 6,0–6,5 МПа. В апреле 1980 г. на 3-м энергоблоке на Белоярской АЭС в Свердловской области близ города Заречный запущен в эксплуатацию энергетический реактор на быстрых нейтронах с натриевым теплоносителем БН-600. Электрическая мощность – 600 МВт.

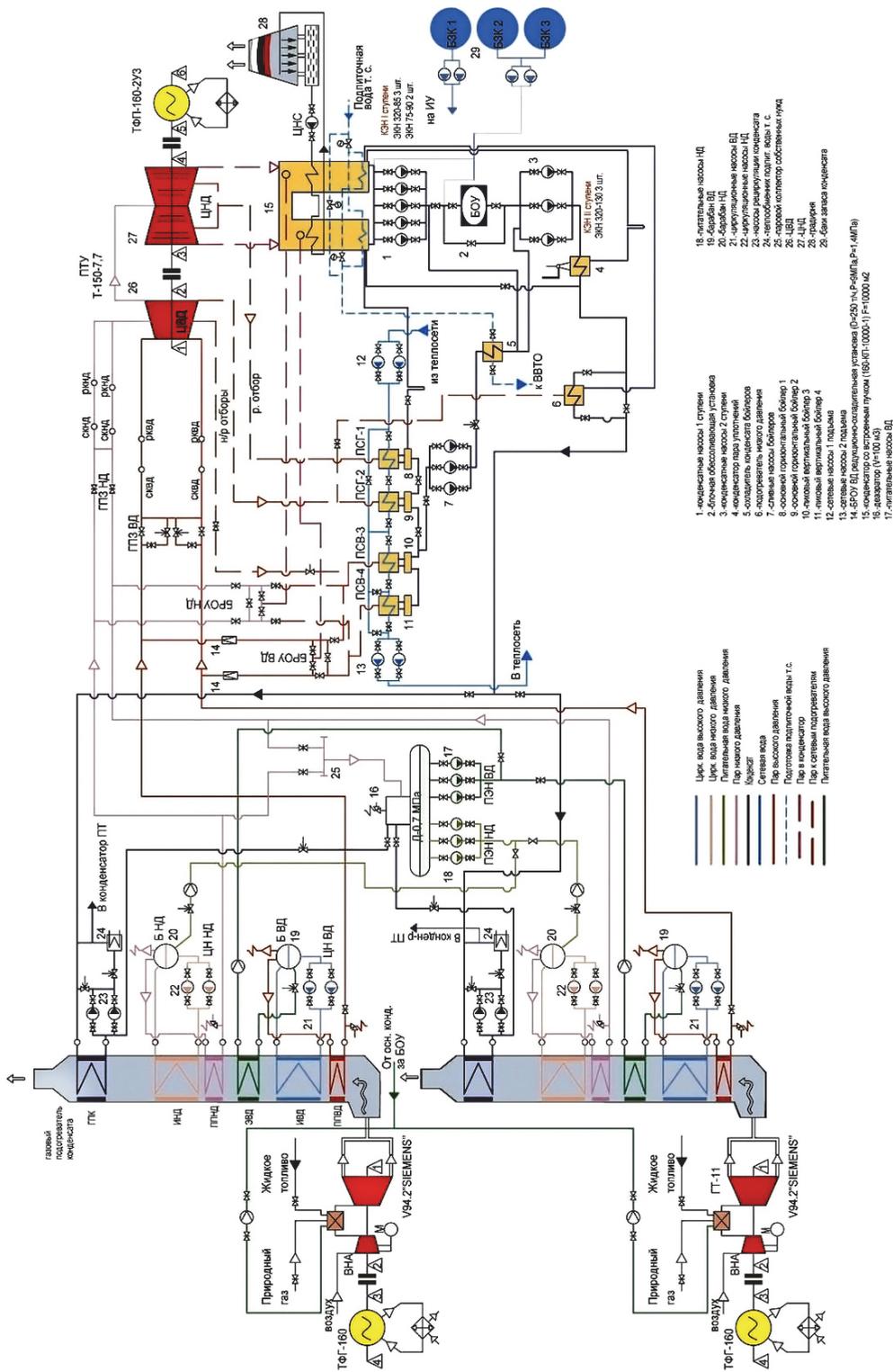


Рис. 1.22. Тепловая схема ПУ-450 (Северо-Западная ТЭЦ, Санкт-Петербург)

С момента остановки реактора «Феникс» во Франции в 2009 г. до середины 2014 г. БН-600 был единственным в мире действующим энергетическим реактором на быстрых нейтронах. В июне 2014 г. был осуществлён физический пуск быстрого реактора БН-800 на 4-м энергоблоке Белоярской АЭС.

По использованию мощности и участию в обеспечении графика электрической нагрузки можно разделить электростанции на следующие типы, представленные в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Типы электростанций

Тип электростанции	Годовое число часов использования установленной мощности
Базовые	Более 5000
Полупиковые	3000–4000
Пиковые	Менее 1500

К базовым электростанциям относятся в первую очередь АЭС, наиболее современные и мощные КЭС, в значительной мере ТЭЦ, а также ГЭС без регулирования стока воды.

Для обеспечения максимума (пика) нагрузки целесообразно использовать газотурбинные установки достаточной единичной мощности. Ведутся работы по созданию воздушных аккумулирующих установок, нагнетающих воздух под давлением примерно до 6 МПа в подземные емкости в ночные часы, а днем, в часы пик, использующих этот воздух для выработки электроэнергии в воздушных или газовых турбинах. Для снятия пиков нагрузки широко применяют гидроэлектростанции (ГЭС) с регулируемым стоком воды, гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС), закачивающие воду в верхние водохранилища и использующие ее энергию днем, в часы пиков нагрузки.

В полупиковой области электрической нагрузки, как правило, работают энергоблоки до 300 МВт. Работа АЭС в этой области встречает значительные трудности.

Для работы в полупиковой области нагрузок создают полупиковые энергоблоки, в частности мощностью до 500 МВт с параметрами пара 13 МПа, 510/510 °С. Ведутся работы по использованию КЭС с энергоблоками 500 и 800 МВт в таком режиме. В полупиковой области возможна работа энергоблоков 150 и 200 МВт; в этой и пиковых областях широко используют электростанции с агрегатами меньшей мощности (100 МВт и менее). Для повышения эффективности действующих электростанций конденсационные турбины мощностью 100 МВт и менее, а также 150 и 200 МВт переводят на работу с ухудшенным вакуумом для работы в качестве теплофикационных.

Современное мощное и экономичное оборудование используют первоначально в базовом режиме. С течением времени оно вытесняется из области базовой нагрузки более новым и совершенным оборудованием последовательно в полупиковую и даже пиковую области нагрузок. Наиболее изношенное неэкономичное оборудование подлежит демонтажу.

1.5. Состав теплового хозяйства и технико-экономические требования к ТЭС

Тепловое хозяйство ТЭС, кроме основных агрегатов и их вспомогательного оборудования, включает ряд дополнительных производственных установок и устройств, объединенных с основным оборудованием единым технологическим процессом.

С турбинной установкой связаны системы технического водоснабжения, обеспечивающего подачу охлаждающей воды для конденсации отработавшего пара турбин, устройства для отпуска пара и горячей воды внешним потребителям, системы для подготовки добавочной воды.

Пароводяная система парового котла, турбинная установка с теплообменниками и насосами и соединяющие их трубопроводы образуют пароводяной тракт ТЭС.

Устройства для подачи и подготовки топлива, топочная камера и газоходы котла, золоуловители, тягодутьевая установка, воздухопроводы и внешние газоходы, дымовые трубы совместно образуют топливно-газовоздушный тракт ТЭС (рис. 1.23).

Тепловая электрическая станция, ее оборудование и технологические схемы должны удовлетворять ряду технических и экономических требований.

Надежное и бесперебойное энергоснабжение потребителей в соответствии с графиками нагрузок особенно важно для снабжения электрической энергией, так как производство и потребление ее осуществляются практически почти одновременно. Электроэнергия не запасается и не хранится на складах. Ведутся работы по созданию накопителей электроэнергии. Показатели качества энергии (частота, напряжение электрического тока, давление и температура пара и воды) должны удовлетворять установленным нормам.

При работе электростанции должны, безусловно, обеспечиваться требования безопасности, нормальных условий труда персонала, включающие требования противопожарной безопасности, а также охраны окружающей среды, а на АЭС, кроме того, и радиационной безопасности, противоаварийной и биологической защиты. Помещения ТЭС и АЭС должны иметь хорошее естественное освещение, аэрацию и вентиляцию. Должна обеспечиваться защита воздушного бассейна от загрязнений вредными выбросами путем улавливания твердых частиц, оксидов серы и азота и рассеивания их в верхних слоях атмосферы.

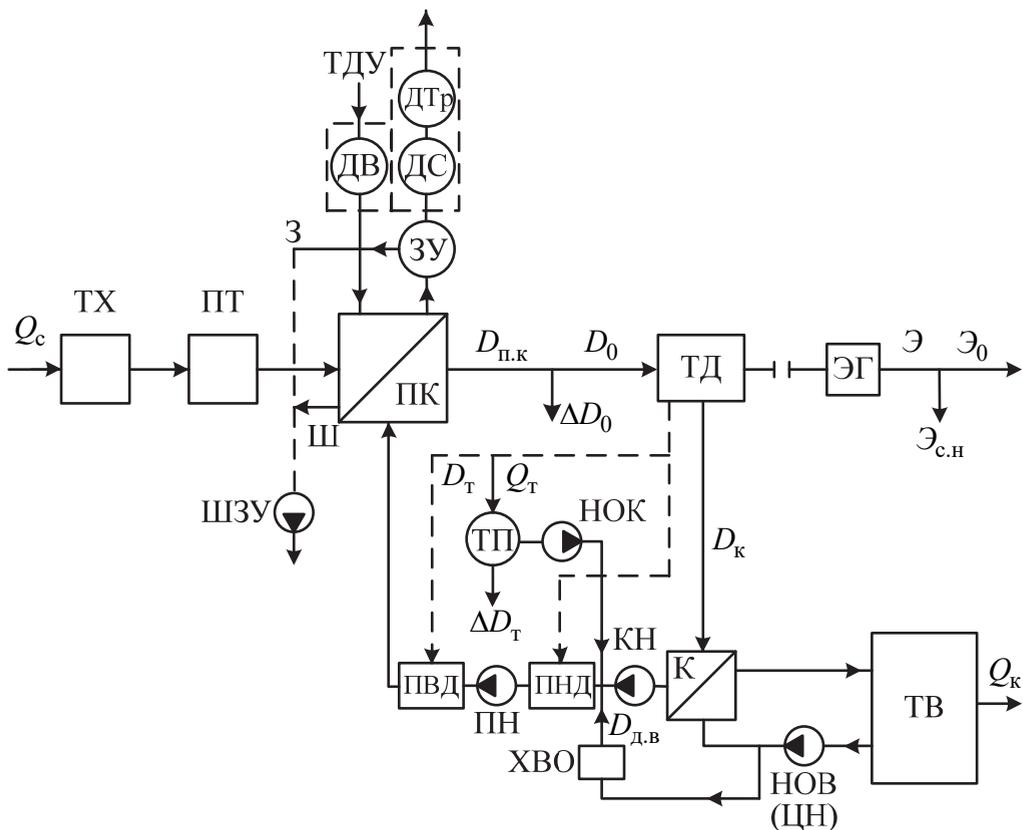


Рис. 1.23. Принципиальная технологическая схема электростанции:

ТХ – топливное хозяйство; ПТ – подготовка топлива; ПК – паровой котел; ТД – тепловой двигатель (паровая турбина); ЭГ – электрический генератор; ЗУ – золоуловитель; ДС – дымосос;

ДТр – дымовая труба; ДВ – дутьевой вентилятор; ТДУ – тягодутьевая установка;

ШЗУ – шлакозолоудаление; Ш – шлак; 3 – зола; К – конденсатор; НОВ (ЦН) – насос охлаждающей воды (циркуляционный насос); ТВ – техническое водоснабжение; ПНД и ПВД – регенеративные подогреватели низкого и высокого давлений; КН и ПН – конденсатный и питательный насосы;

ТП – тепловой потребитель; НОК – насос обратного конденсата; ХВО – химводоочистка;

Q_c – расход теплоты топлива на станцию; D_0 – расход пара на турбину; $D_{п.к}$ – паровая нагрузка парового котла; ΔD_0 – потеря пара при транспорте; D_T – расход пара на внешнего потребителя;

D_k – пропуск пара в конденсатор турбины; $D_{д.в}$ – расход добавочной воды;

Э – выработка электроэнергии; Э₀ – отпуск электроэнергии; Э_{с.н} – собственный расход электроэнергии; Q_T – отпуск теплоты внешнему потребителю;

Q_k – потеря теплоты в холодном источнике (с охлаждающей водой)

Источник водоснабжения (водный бассейн) защищают от попадания в него загрязненных сточных вод. Сточные воды очищаются и обезвреживаются перед отводом их в бассейн, поэтому преимущественно должны применяться бессточные (безотходные) технологические схемы водоподготовки, золоудаления и т. п.

Экономические требования заключаются в снижении первоначальных затрат (капиталовложений) и эксплуатационных расходов (издержек производства). Такое снижение должно выполняться в результате рационального конструирования оборудования и проектирования ТЭС в целом, индустриализации строительства и монтажа.

Одно из важнейших требований экономичности – снижение затрат на топливо (органическое и ядерное). Тепловая экономичность ТЭС должна быть экономически обоснованной и максимально высокой, энергетические показатели ТЭС не должны уступать по своим значениям показателям лучших образцов отечественной и зарубежной энергетики.

Контрольные вопросы и задания

1. Что включает в себя понятие «энергосистема»?
2. Какие объекты входят в структуру электроэнергетического комплекса России?
3. Приведите классификацию ТЭС.
4. Изобразите структуру установленной мощности электростанций в России.
5. Дайте определение Оптового рынка электроэнергии и мощности (ОРЭМ).
6. Назовите субъекты ОРЭМ.
7. Что такое регулируемые и нерегулируемые цены ОРЭМ?
8. Что такое ценовые и неценовые зоны ОРЭМ?
9. С какой целью заключаются регулируемые договоры ОРЭМ?
10. Дайте определение понятию «рынок на сутки вперед» (РСВ).
11. Приведите схему работы конкурентного сектора оптового рынка электроэнергии.
12. В чем заключаются механизмы реализации мощности на оптовом рынке?
13. Дайте определение понятию «конкурентный отбор мощности» (КОМ).
14. Приведите классификацию электростанций по использованию мощности и участию в обеспечении графика электрической нагрузки.
15. Дайте определение понятиям «конденсационная электростанция» (КЭС), «теплоэлектроцентраль» (ТЭЦ), «государственная районная электростанция» (ГРЭС).

Глава 2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

2.1. Основной энергетический показатель электростанции

Основным показателем энергетической эффективности электростанции является коэффициент полезного действия (КПД) по отпуску электрической энергии, называемый абсолютным электрическим коэффициентом полезного действия электростанции. Он определяется отношением отпущенной (производственной, выработанной) электроэнергии к затраченной энергии (теплоте сожженного топлива).

КПД электростанции по отпуску электроэнергии называется КПД нетто:

$$\eta_c^H = \frac{\mathcal{E} - \mathcal{E}_{\text{с.н}}}{Q_c} = \frac{\mathcal{E} \cdot (1 - \varepsilon_{\text{с.н}})}{Q_c}, \quad (2.1)$$

где \mathcal{E} – выработка электроэнергии; $\mathcal{E}_{\text{с.н}}$ – расход электроэнергии на собственные нужды ТЭС; $\varepsilon_{\text{с.н}} = \mathcal{E}_{\text{с.н}}/\mathcal{E}$ – доля расхода электроэнергии на собственные нужды, равная в зависимости от параметров цикла и вида топлива 4–6%; Q_c – теплота, затраченная в топливе. Значения \mathcal{E} , $\mathcal{E}_{\text{с.н}}$, Q_c относятся к любому промежутку времени и выражены в одинаковых электрических или тепловых единицах.

Важным расчетным показателем является КПД, определяемый для часового промежутка времени:

$$\eta_c^H = \frac{3600 \cdot N_{\mathcal{E}} \cdot (1 - \varepsilon_{\text{с.н}})}{Q_c}, \quad (2.2)$$

где $N_{\mathcal{E}}$ – электрическая мощность, кВт; Q_c – теплота сгорания топлива, кДж/ч.

При решении реальных задач энергетического хозяйства, при его планировании и в отчетности используют КПД нетто, в общем анализе энергетической эффективности электростанции – КПД брутто, которым определяют энергетическую эффективность электростанции в первом приближении:

$$\eta_c = \frac{\mathcal{E}}{Q_c}. \quad (2.3)$$

Для часового промежутка времени КПД брутто:

$$\eta_c = \frac{3600 \cdot N_{\mathcal{E}}}{Q_c}, \quad (2.4)$$

где Q_c – в кДж/ч.

КПД брутто определяет эффективность процесса выработки электроэнергии на электростанции.

КПД брутто и нетто электростанции связаны между собой отношением

$$\eta_c^{\text{н}} = \eta_c \cdot (1 - \varepsilon_{\text{с.н}}).$$

Энергетический процесс современной паротурбинной электростанции основан на термодинамическом цикле Ренкина с подводом и отводом теплоты рабочему телу (воде и водяному пару) при постоянном давлении. Термический КПД этого цикла для 1 кг рабочего тела

$$\eta_t = \frac{Q_0 - Q_k}{Q_0} = \frac{(h_0 - h_{\text{п.н}}) - (h_{\text{к.а}} - h'_k)}{h_0 - h_{\text{п.н}}}, \quad (2.5)$$

где Q_0 и Q_k – подвод и отвод теплоты в этом цикле; h_0 и $h_{\text{к.а}}$ – энтальпия пара перед турбиной и после нее при адиабатном расширении; h'_k и $h_{\text{п.н}}$ – энтальпии конденсата пара после турбины и питательной воды после питательного насоса; принято, что $h_{\text{п.н}} = h_{\text{п.в}}$, т.е. питательная вода после насоса поступает в паровой котел.

Тогда равенство (2.5) можно записать в виде:

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{\text{к.а}}) - (h_{\text{п.н}} - h'_k)}{(h_0 - h'_k) - (h_{\text{п.н}} - h'_k)} = \frac{H_a - H_{\text{н.а}}}{Q'_0 - \tau_{\text{н.а}}}. \quad (2.6)$$

Здесь H_a – располагаемый теплоперепад в адиабатном процессе работы пара в турбине; $H_{\text{н.а}}$ – работа повышения давления воды в питательном насосе, эквивалентная подогреву воды в адиабатном процессе $\tau_{\text{н.а}} = H_{\text{н.а}}$; $Q'_0 = h_0 - h'_k$ – расход теплоты на турбину без учета подогрева воды в питательном насосе, кДж/кг.

Формулы (2.5) и (2.6) определяют КПД нетто с учетом работы питательного насоса

$$H_{\text{н.а}} = v \cdot (p_{\text{н}} - p_{\text{в}}), \quad (2.7)$$

где v – усредненный удельный объем воды на входе и выходе, м³/т; $p_{\text{н}}$ и $p_{\text{в}}$ – давление воды на выходе из насоса и входе в насос, МПа.

КПД брутто цикла Ренкина без учета подогрева воды в питательном насосе

$$\eta_t' = \frac{H_a}{Q'_0} = \frac{(h_0 - h_{\text{к.а}})}{(h_0 - h'_k)}. \quad (2.8)$$

Теплоперепад H_a расходуется на производство электроэнергии и приводные двигатели собственных нужд. Расход энергии на питательный насос – основная составляющая общего собственного расхода энергии на электростанции. Мощность, потребляемая питательным насосом, зависит непосредственно от начального давления пара P_0 и должна обязательно учитываться при выборе начальных параметров пара на электростанции. Так, при $v = 1,1$ м³/т и $p_{\text{н}} - p_{\text{в}} = 30$ МПа $\tau_{\text{н.а}} = H_{\text{н.а}} = 33$ кДж/кг.

2.2. Основные составляющие абсолютного КПД электростанции

Коэффициент полезного действия электростанции по производству электроэнергии зависит от КПД основных элементов – турбоустановки и парового котла, а также соединяющих их трубопроводов пара и воды (рис. 2.1).

Абсолютный электрический КПД турбоустановки

$$\eta_{\text{ту}}^a = \frac{3600 \cdot N_{\text{э}}}{Q_{\text{ту}}}, \quad (2.9)$$

где $Q_{\text{ту}}$ – расход теплоты на турбоустановку, кДж/ч.

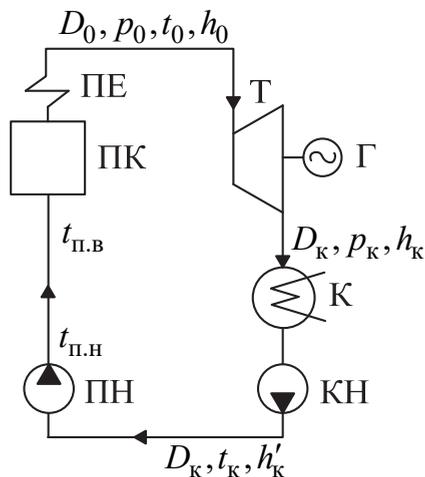


Рис. 2.1. Тепловая схема простейшей конденсационной электростанции:

ПК – паровой котел; ПЕ – пароперегреватель; Т – турбина;

Г – электрический генератор; К – конденсатор; КН – конденсатный насос;

ПН – питательный насос

КПД парового котла $\eta_{\text{п.к}} = \frac{Q_{\text{п.к}}}{Q_{\text{с}}}$, где $Q_{\text{п.к}}$ – тепловая нагрузка парового

котла, кДж/ч.

КПД транспорта теплоты (трубопроводов) определяется выражением

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{Q_{\text{ту}}}{Q_{\text{п.к}}}.$$

Используя последние соотношения, получаем следующее выражение для теплоты сожженного топлива:

$$Q_{\text{с}} = \frac{Q_{\text{ту}}}{\eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}}}.$$

Подставляя выражение для Q_c в (2.4), получаем

$$\eta_c = \frac{3600 \cdot N_3}{Q_{\text{ту}}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}},$$

или

$$\eta_c = \eta_{\text{ту}}^a \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}}. \quad (2.10)$$

Общий баланс теплоты конденсационной электростанции (энергоблока) выражается следующим образом.

Расход теплоты пара на турбоустановку

$$Q_{\text{ту}} = 3600 \cdot (N_3 + N_{\text{г}} + N_{\text{м}}) + Q_{\text{к}} = 3600 \cdot N_i + Q_{\text{к}}. \quad (2.11)$$

Здесь $N_{\text{г}}$ и $N_{\text{м}}$ – потери мощности в электрическом генераторе и механические потери турбины; N_i и N_3 – внутренняя и электрическая мощности турбоагрегата; $Q_{\text{к}}$ – потери теплоты с охлаждающей водой конденсатора турбины.

Тепловая нагрузка парового котла

$$Q_{\text{п.к}} = Q_{\text{ту}} + Q_{\text{тр}}, \quad (2.12)$$

где $Q_{\text{тр}}$ – потери теплоты в окружающую среду при транспорте пара и воды трубопроводами между паровым котлом и турбиной.

Теплота топлива Q_c расходуется в паровом котле на теплоту получаемого пара $Q_{\text{п.к}}$ и восполнение потерь теплоты в котле:

$$Q_c = Q_{\text{п.к}} + Q_{\text{п.к}}^{\text{пот}}. \quad (2.13)$$

Таким образом, КПД электростанции (энергоблока) η_c зависит непосредственно от КПД турбоустановки, парового котла и трубопроводов. Наибольшее влияние на КПД электростанции оказывает КПД турбоустановки, учитывающий основную потерю теплоты в цикле производства электроэнергии – потерю в холодном источнике $Q_{\text{к}}$, достигающую 45–50% затрачиваемой теплоты. Остальные потери теплоты на электростанции значительно меньше (пот $Q_{\text{п.к}} = 6\text{--}12\%$, $Q_{\text{тр}} = 1\text{--}2\%$).

КПД электростанции определяется в основном значениями КПД турбоустановки $\eta_{\text{ту}}^a$ и парового котла $\eta_{\text{п.к}}$.

Электрическая мощность турбоагрегата N_3 получается как результат преобразования энергии пара в ряде последовательных этапов в соответствующих элементах оборудования. Эти этапы характеризуются своей мощностью и своим КПД. Электрическая мощность N_3 связана с механической эффективной мощностью на муфте между турбиной и генератором N_e соотношением $N_3 = N_e \cdot \eta_{\text{г}} = N_e - N_{\text{г}}$.

Электрический КПД генератора η_{Γ} учитывает потери мощности генератора N_{Γ} . Эффективная мощность турбины связана с ее внутренней мощностью N_i :

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = N_i - N_m, \quad (2.14)$$

где η_m – механический КПД турбины, учитывающий потери трения в опорных и упорных подшипниках, расход энергии в системах регулирования и смазки турбины N_m .

Внутренняя мощность турбины N_i связана с располагаемой мощностью свежего пара, подводимого к турбине, N_a :

$$N_i = N_a \cdot \eta_{oi}, \quad (2.15)$$

где η_{oi} – внутренний относительный КПД турбины.

Последнее соотношение для 1 кг пара принимает вид

$$H_a \cdot \eta_{oi} = H_i, \quad (2.16)$$

где H_i – действительный теплоперепад пара в турбине (рис. 2.2).

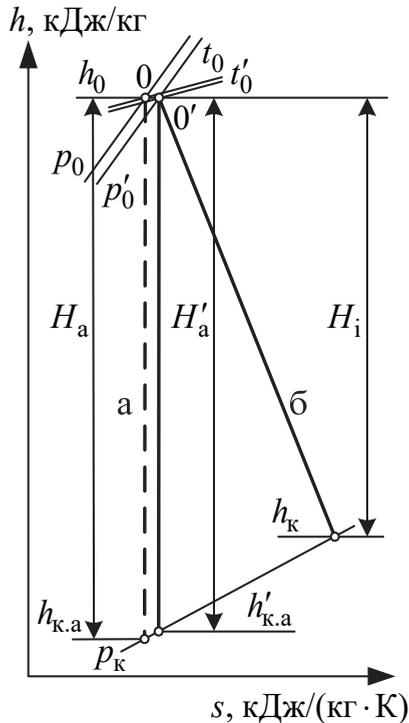


Рис. 2.2. Процесс работы пара в конденсационной турбине в h, S -диаграмме:
а – идеальный; б – действительный

Внутренний относительный КПД турбины

$$\eta_{oi} = \eta_{др} \cdot \eta'_{oi}. \quad (2.17)$$

Здесь $\eta_{др} = H'_a / H_a$ – коэффициент дросселирования пара в стопорных и регулирующих клапанах турбины; при номинальной нагрузке турбины теплорепад пара после дросселирования H'_a и $\eta_{др}$ определяются из условия $p'_0 \approx 0,95 \cdot p_0$, где p_0 и p'_0 – давление пара перед клапанами и после них; $\eta'_{oi} = H_i / H'_a$ – внутренний относительный КПД проточной части турбины с учетом потерь с выходной скоростью пара последней ступени.

Из предыдущих соотношений следует:

$$N_э = N_a \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r. \quad (2.18)$$

Коэффициент полезного действия $\eta_{оэ} = N_э / N_a = \eta_{oi} \cdot \eta_m$ называют относительным эффективным КПД турбины.

Коэффициент полезного действия $\eta_{оэ} = N_э / N_a = \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r$ носит название относительного электрического КПД турбоагрегата.

Таким образом, абсолютный электрический КПД турбоустановки выражается произведением

$$\eta_{гэ}^a = \frac{3600 \cdot N_э}{Q_{гэ}} = \frac{3600 \cdot N_a}{Q_{гэ}} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r, \quad (2.19)$$

или

$$\eta_{гэ}^a = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r. \quad (2.20)$$

Здесь $\eta_{гэ}^a = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r$ – термический КПД брутто турбоустановки (КПД идеального цикла водяного пара).

Значение КПД $\eta_{гэ}^a$ определяется в основном значением термического КПД исходного термодинамического цикла (рис. 2.3). Значения η_t удается повысить, применяя высокие начальные параметры пара и регенеративный подогрев конденсата турбины (гл. 4 и 5).

Коэффициенты полезного действия $\eta_{гэ}^a$ и η_t – абсолютные, они характеризуют использование теплоты при преобразовании ее в работу в цикле и учитывают потерю теплоты в холодном источнике (в конденсаторе турбины); КПД $\eta_{oi}, \eta_{оэ}, \eta_{оэ}, \eta_m$ и η_r , как и $\eta_{п.к}$ и $\eta_{тр}$ – относительные; они характеризуют степень технического совершенства соответствующего элемента оборудования электростанции.

Используя (2.10) и (2.20), получаем развернутое выражение (структуру) КПД электростанции по производству электроэнергии в зависимости от термического КПД цикла и относительных КПД элементов оборудования:

$$\eta_c = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к}. \quad (2.21)$$

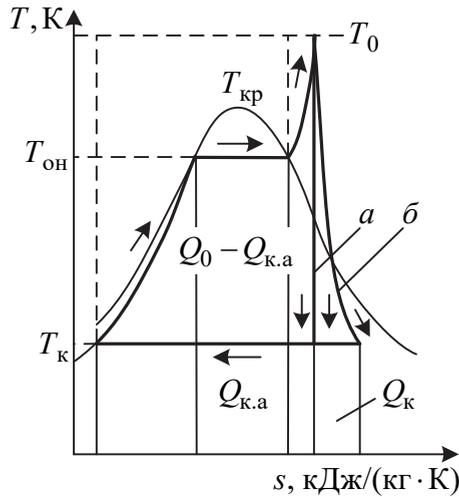


Рис. 2.3. Цикл водяного пара в T, S – диаграмме:
а – идеальный; б – действительный

Это выражение позволяет оценить влияние основных факторов на величину η_c . Принимая $\eta_t = 0,55$; $\eta_{oi} = 0,85$; $\eta_m = 0,99$; $\eta_r = 0,985$; $\eta_{тр} = 0,99$; $\eta_{п.к} = 0,90$, получаем $\eta_c = 0,406$.

Выше приведены численные значения относительных КПД для полной (номинальной) или экономичной мощности электростанции. При неполных, частичных нагрузках значения КПД уменьшаются.

При осуществлении технологического процесса преобразования энергии внутри электростанции (подготовка топлива, подача воздуха для горения, отвод дымовых газов котлов, подача питательной воды, конденсата и охлаждающей воды конденсаторов и др.), расходуется часть выработанной энергии $\varepsilon_{с.н}$ в размере 4–6% ($\varepsilon_{с.н}$ – доля собственного расхода электроэнергии, или около 1,5–2,5% затрачиваемой теплоты топлива). Если принять $\varepsilon_{с.н} = 0,05$, то

$$\eta_{с.н} = \eta_c \cdot (1 - \varepsilon_{с.н}) = 0,406 \cdot (1 - 0,05) = 0,386. \quad (2.22)$$

2.3. Расходы пара, теплоты и топлива

Расход пара D_0 , кг/ч, на конденсационную турбину мощностью N_s , кВт, определяется из выражения

$$D_0 = \frac{3600 \cdot N_s}{H_a \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r}, \quad (2.23)$$

где H_a – адиабатный (изоэнтропный) теплоперепад пара в турбине, кДж/кг; η_{oi} , η_m – внутренний относительный и механический КПД турбины; η_r – КПД электрического генератора.

Выражение для D_0 удобно представить в виде

$$D_0 = \frac{3600 \cdot N_3}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_r}. \quad (2.24)$$

Паротурбинные энергоблоки мощностью 150 МВт и выше, выполняют с промежуточным газовым перегревом пара; температуры свежего пара и промежуточного перегрева обычно равны: $t_0 = t_{п.п}$. Промежуточный перегрев пара применяется на паротурбинных электростанциях с целью повышения их КПД, а также для ограничения конечной влажности пара в турбине при высоком его начальном давлении, когда повышение начальной температуры ограничено по технологическим или экономическим причинам. При газовом перегреве пар, проработавший в ряде ступеней (обычно в части высокого давления – ЧВД) турбины, отводится в промежуточный перегреватель, использующий в паровом котле теплоту топлива (газов); после промежуточного перегрева пар возвращается к следующим ступеням (части среднего давления – ЧСД) турбины.

На рисунке 2.4 показана простейшая схема энергоблока с газовым промежуточным перегревом, на рис. 2.5 – соответствующий процесс работы пара в турбине. В этом случае общий теплоперепад пара в турбине состоит из теплоперепада части высокого давления до промежуточного перегрева $H_i^{в.д} = H'_i$ и части теплоперепада низкого давления турбины $H_i^{н.д} = H''_i$ после промежуточного перегрева.

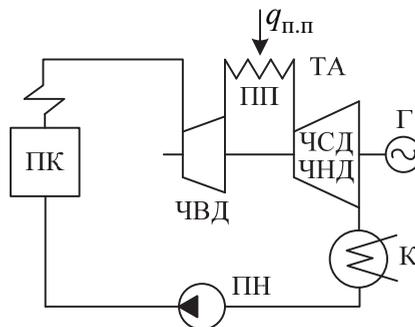


Рис. 2.4. Принципиальная тепловая схема простейшей конденсационной электростанции с промежуточным перегревом пара:

ПП – промежуточный перегреватель пара;

$q_{п.п}$ – теплота промежуточного перегрева

Потеря давления в системе промежуточного перегрева (промежуточный перегреватель и паропроводы) составляет $\Delta p_{п.п} = (0,10 \div 0,15) \cdot p'_{п.п}$ и $p''_{п.п} = p'_{п.п} - \Delta p_{п.п}$, где $p'_{п.п}$ и $p''_{п.п}$ – давление пара до и после промежуточного перегрева (рис. 2.5).

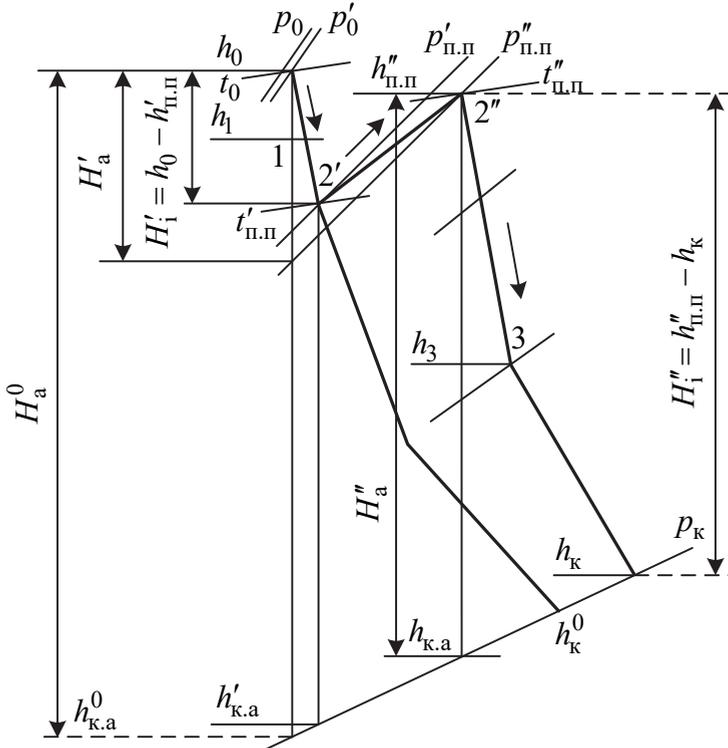


Рис. 2.5. Процессы работы пара в конденсационной турбине с промежуточным перегревом пара и без него в h, S -диаграмме

Выражение для расхода пара на турбину принимает вид

$$D_0 = \frac{3600 \cdot N_э}{(H_a^{в.д} \cdot \eta_{oi}^{в.д} + H_a^{н.д} \cdot \eta_{oi}^{н.д}) \cdot \eta_m \cdot \eta_\Gamma}, \quad (2.25)$$

или

$$D_0 = \frac{3600 \cdot N_э}{(H_i^{в.д} + H_i^{н.д}) \cdot \eta_m \cdot \eta_\Gamma}. \quad (2.26)$$

Турбины с промежуточным перегревом пара выполняют обычно из частей высокого, среднего и низкого (ЧНД) давления. Действительный теплоперепад пара

$$H_i = H_{ki} = H_i^{в.д} + H_i^{с.д} + H_i^{н.д} = H_a^{в.д} \cdot \eta_{oi}^{в.д} + H_a^{с.д} \cdot \eta_{oi}^{с.д} + H_a^{н.д} \cdot \eta_{oi}^{н.д}.$$

Здесь индекс «к» относится к сквозному конденсационному потоку пара в турбине, индекс «с. д» – к ЧСД турбины.

Важным показателем эффективности работы пара в турбине и ее технического совершенства является удельный расход пара на турбину, кг/(кВт·ч):

$$d_0 = \frac{D_0}{N_s} = \frac{3600}{\Sigma H_a \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r}, \quad (2.27)$$

где Σ обозначает суммирование теплоперепадов в частях (цилиндрах) турбины.

Для современных турбоагрегатов с параметрами свежего пара 24 МПа, 540°С $d_0 \approx 3 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ [точнее 3,1 – 3,2 кг/(кВт·ч)], что позволяет приблизительно оценить расход пара на турбину по значению ее мощности N_s . Для энергоблока 300 МВт получим соответственно $D_0 = 930 \div 960 \text{ т/ч}$, для энергоблока 800 МВт $D_0 = 2500 \div 2600 \text{ т/ч}$.

Значение d_0 зависит прежде всего от общего теплоперепада пара в турбине, а также от значений η_{oi} , η_m и η_r . Для современных турбоагрегатов эти величины имеют следующие значения, представленные в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Значения удельного расхода пара

$\eta_{oi}^{в.д}$	$\eta_{oi}^{с.д}$	$\eta_{oi}^{н.д}$	η_m	η_r	H_i , кДж/кг	d_0 , кг/(кВт·ч)
0,82	0,90	0,84	0,99	0,985	1300	3,2
0,84	0,92	0,86	0,992	0,99	1350	3,1

Общий энергетический баланс конденсационной турбоустановки без учета внешних потерь теплоты характеризуется выражением

$$Q_{\text{ты}} = 3600 \cdot N_i + Q_{\text{к}}, \quad (2.28)$$

где $Q_{\text{ты}}$ и $Q_{\text{к}}$ относятся к часовому периоду.

Часовой расход теплоты на турбоустановку с промежуточным перегревом пара

$$Q_{\text{ты}} = D_0 \cdot (h_0 - h_{\text{п.в}}) + D_{\text{п.п}} \cdot (h''_{\text{п.п}} - h'_{\text{п.п}}). \quad (2.29)$$

Здесь h_0 и $h_{\text{п.в}}$ – энтальпии пара перед турбиной и питательной воды на выходе из турбоустановки (в рассматриваемом простейшем случае $h_{\text{п.в}} = h_{\text{п.п}}$); $D_{\text{п.п}}$ – пропуск пара через промежуточный перегреватель; $h''_{\text{п.п}}$ и $h'_{\text{п.п}}$ – энтальпии пара после и до промежуточного перегрева, кДж/кг.

Для турбин небольшой мощности (100 МВт и меньше) без промежуточного перегрева пара:

$$Q_{\text{ты}} = D_0 \cdot (h_0 - h_{\text{п.в}}). \quad (2.30)$$

Полноценным показателем энергетической эффективности турбоустановки является удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч):

$$q_{\text{ты}} = \frac{Q_{\text{ты}}}{N_{\text{э}}} = \frac{D_0}{N_{\text{э}}} \cdot (h_0 - h_{\text{п.в}} + q_{\text{п.п}}),$$

или

$$q_{\text{ты}} = d_0 \cdot (h_0 - h_{\text{п.в}} + q_{\text{п.п}}). \quad (2.31)$$

Здесь $q_{\text{п.п}} = h''_{\text{п.п}} - h'_{\text{п.п}}$ – теплота, сообщаемая пару при промежуточном перегреве (принято $D_{\text{п.п}} = D_0$).

При паротурбинном приводе питательных рабочих насосов (энергоблоки 300 МВт и большей мощности) удельный расход теплоты на турбоустановку брутто определяют с учетом эффективной мощности приводной турбины $N_{\text{е}}^{\text{т.п}}$ из выражения

$$q_{\text{ты}} = Q_{\text{ты}} / (N_{\text{э}} + N_{\text{е}}^{\text{т.п}}). \quad (2.32)$$

Эффективная мощность приводной турбины

$$N_{\text{е}}^{\text{т.п}} = D_{\text{т.п}} \cdot H_i^{\text{т.п}} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{т.п}} / 3600. \quad (2.33)$$

Здесь расход пара, кг/ч, на приводную турбину

$$D_{\text{т.п}} \cdot H_i^{\text{т.п}} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{т.п}} = D_{\text{п.н}} \cdot H_{\text{н.а}} / \eta_{\text{н}}, \quad (2.34)$$

где $H_i^{\text{т.п}}$ – действительный теплоперепад пара в приводной турбине; $\eta_{\text{м}}^{\text{т.п}}$ – ее механический КПД; $D_{\text{п.н}}$ – расход питательной воды через питательный насос; $\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса, выражаемый произведением

$$\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{нi}} \cdot \eta_{\text{н.м}}, \quad (2.35)$$

где $\eta_{\text{нi}}$ – внутренний (гидравлический) КПД насоса; $\eta_{\text{н.м}}$ – механический КПД насоса.

Подогрев воды в насосе

$$\tau_{\text{п.н}} = H_{\text{н.а}} / \eta_{\text{нi}} = \tau_{\text{н.а}} / \eta_{\text{нi}}. \quad (2.36)$$

Эти КПД имеют значения $\eta_{\text{н}} \approx 0,85$; $\eta_{\text{нi}} \approx 0,90$; $\eta_{\text{н.м}} \approx 0,95$.

При значениях $v = 1,1 \text{ м}^3/\text{т}$, $(p_{\text{н}} - p_{\text{в}}) = 30 \text{ МПа}$, $\tau_{\text{н.а}} = H_{\text{н.а}} = 33 \text{ кДж/кг}$ и $\tau_{\text{п.н}} = 33/0,9 = 37 \text{ кДж/кг}$. Следовательно, необратимость сжатия в насосе повышает энтальпию воды в питательном насосе для реального цикла по сравнению с идеальным циклом тех же параметров.

Любая из величин $q_{\text{ты}}$ или $\eta_{\text{ты}}^a$ может рассматриваться как энергетический показатель конденсационной турбоустановки, так как они связаны между собой. Действительно, удельный расход теплоты на турбоустановку, кДж/(кВт·ч), равен:

$$q_{\text{ты}} = \frac{Q_{\text{ты}}}{N_3} = 3600 \cdot \frac{Q_{\text{ты}}}{3600 \cdot N_3} = \frac{3600}{\eta_{\text{ты}}^a}. \quad (2.37)$$

Величины $q_{\text{ты}}$ и $\eta_{\text{ты}}^a$ связаны обратной зависимостью:

$$\eta_{\text{ты}}^a = 3600/q_{\text{ты}}. \quad (2.38)$$

Если $\eta_{\text{ты}}^a = 0,48$, то $q_{\text{ты}} = 7500$ кДж/(кВт·ч).

В качестве гарантии тепловой экономичности турбоустановки заводы-изготовители турбин обычно указывают показатель $q_{\text{ты}}$. Если $Q_{\text{ты}}$ измерять в тех же единицах, что и N_3 , то показатели $q_{\text{ты}}$ и $\eta_{\text{ты}}^a$ – величины обратные:

$$\tilde{q}_{\text{ты}} = 1/\eta_{\text{ты}}^a \approx 2,1. \quad (2.39)$$

Удельный расход теплоты на станции (в топливе) с учетом КПД транспорта теплоты и парового котла определяется формулой

$$q_c = Q_c/N_3 = q_{\text{ты}}/(\eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}}) = 3600/\eta_c. \quad (2.40)$$

Значение $\eta_{\text{п.к}}$ определяется соотношением

$$\eta_{\text{п.к}} = Q_{\text{п.к}}/Q_c = 1 - 0,01 \cdot \sum_{j=2}^{j=6} q_j, \quad (2.41)$$

где $Q_{\text{п.к}} = D_{\text{п.к}} \cdot (h_{\text{пс}} - h_{\text{п.в}} + q_{\text{п.п}}^{\text{п.к}})$; $Q_c = B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}$, здесь $D_{\text{п.к}} = D_0$; $h_{\text{пс}}$ – энтальпия пара на выходе из котла (перегревателя); $q_{\text{п.п}}^{\text{п.к}} = h_{\text{п.п}}^{\text{п.к}} - h_{\text{п.п}}^{0,\text{п.к}}$ – теплота промежуточного перегрева при параметрах этого пара на котле; B – расход топлива; $Q_{\text{н}}^{\text{п}}$ – теплота сгорания топлива; энтальпии пара $h_{\text{п.п}}^{0,\text{п.к}}$ и $h_{\text{п.п}}^{\text{п.к}}$ определяются соответственно значениями температуры и давления пара до и после промежуточного перегрева пара в паровом котле; при этом (рис. 2.5)

$$t_{\text{п.п}}^{0,\text{п.к}} < t'_{\text{п.п}}; \quad t''_{\text{п.п}} < t_{\text{п.п}}^{\text{п.к}}; \quad p_{\text{п.п}}^{0,\text{п.к}} < p'_{\text{п.п}}; \quad p''_{\text{п.п}} < p_{\text{п.п}}^{\text{п.к}}; \quad (2.42)$$

q_j – потери теплоты в котле, %; $q_2 = 4 \div 6$ % – потеря с физической теплотой уходящих газов; $q_3 + q_4 = 1 \div 3$ % – соответственно потери от химической и механической неполноты сгорания топлива; $q_5 = 0,12 \div 0,5$ % – потеря теплоты рассеянием в окружающую среду; $q_6 \approx 0,5$ % – потеря с физической теплотой

жидких шлаков (при удалении шлака в жидком состоянии). Сумма потерь $\sum_{j=2}^{j=6} q_j$ для крупных энергоблоков равна 6–10%, чему соответствует КПД парового котла 94–90%.

Значение КПД транспорта теплоты (трубопроводов) $\eta_{\text{тр}}$ определяется из соотношений

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{Q_{\text{ты}}}{Q_{\text{п.к}}} = \frac{D_0 \cdot (h_0 - h_{\text{п.в}} + q_{\text{п.п}})}{D_{\text{п.к}} \cdot (h_{\text{пе}} - h_{\text{п.в}} + q_{\text{п.п}}^{\text{п.к}})}, \quad (2.43)$$

или

$$\eta_{\text{тр}} \approx \frac{h_0 - h_{\text{п.в}} + q_{\text{п.п}}}{h_{\text{пе}} - h_{\text{п.в}} + q_{\text{п.п}}^{\text{п.к}}}. \quad (2.44)$$

Значение $\eta_{\text{тр}}$ по (2.44) без учета потерь свежего пара и воды при их транспорте определяется различием параметров пара и воды у турбины и у котла. При этом нужно иметь в виду, что давление пара у парового котла на 1–1,5 МПа выше, чем у турбины, а температура пара на выходе из парового котла приблизительно на 5°C выше, чем перед турбиной; температура и энтальпия питательной воды на выходе из турбоустановки и на входе в паровой котел практически одинаковы: $h_{\text{п.в}}^{\text{п.к}} = h_{\text{п.в}}$.

Для сопоставимости тепловой экономичности электростанций с различными видами топлива в России принято определять удельные расходы условного топлива с теплотой сгорания 29308 кДж/кг (7000 ккал/кг). В этом случае удельный расход условного топлива, кг/(кВт·ч),

$$b_y = \frac{B_y}{N_3} = \frac{3600}{29308 \cdot \eta_c} = \frac{0,1228}{\eta_c} \approx \frac{0,123}{\eta_c}. \quad (2.45)$$

Это соотношение вытекает из общего энергетического баланса электростанции и определяет ее КПД по производству электроэнергии:

$$B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_c = 3600 \cdot N_3; \quad (2.46)$$

$$\eta_c = \frac{3600 \cdot N_3}{B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}}. \quad (2.47)$$

Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии, г/(кВт·ч):

$$b_y \approx \frac{123}{\eta_c}. \quad (2.48)$$

Если $\eta_c \approx 0,40$, то $b_y^{\text{н}} = 307$ г/(кВт·ч). К примеру, на паросиловых станциях средний удельный расход составляет $b_y = 326,2$ г/(кВт·ч), а на парогазовых

блоках с КПД по производству электроэнергии 58% удельный расход условного топлива составляет уже 212 г/(кВт·ч).

Удельный расход условного топлива – полноправный показатель энергетической эффективности конденсационной электростанции и наравне с ее КПД удобен для определения расхода топлива:

– для часового периода, кг/ч, $B_y = b_y \cdot N_y$;

– для любого промежутка времени, кг, $B_y = b_y \cdot \Delta t$.

Так, для энергоблока мощностью 1 млн. кВт при $b_y = 320$ г/(кВт·ч)
 $B_y = 320 \cdot 10^{-6} \cdot 10^6 = 320$ т/ч.

Снижение удельного расхода условного топлива на 1 г/(кВт·ч) в масштабе потребления всей России дает годовую экономию условного топлива до 1,0 млн т.

2.4. Энергетические показатели газотурбинной установки (ГТУ) и парогазовой установки (ПГУ)

В теплоэнергетике сегодня наиболее высоким уровнем КПД по производству электрической энергии обладают парогазовые установки (ПГУ). Высокий КПД ПГУ в сравнении с обычными установками формируется, прежде всего, на основе сочетания циклов газотурбинной установки (ГТУ) с высокой начальной температурой рабочей среды и паротурбинной установки (ПТУ) с низким давлением водяного пара на выходе из паровой турбины (рис. 2.6).

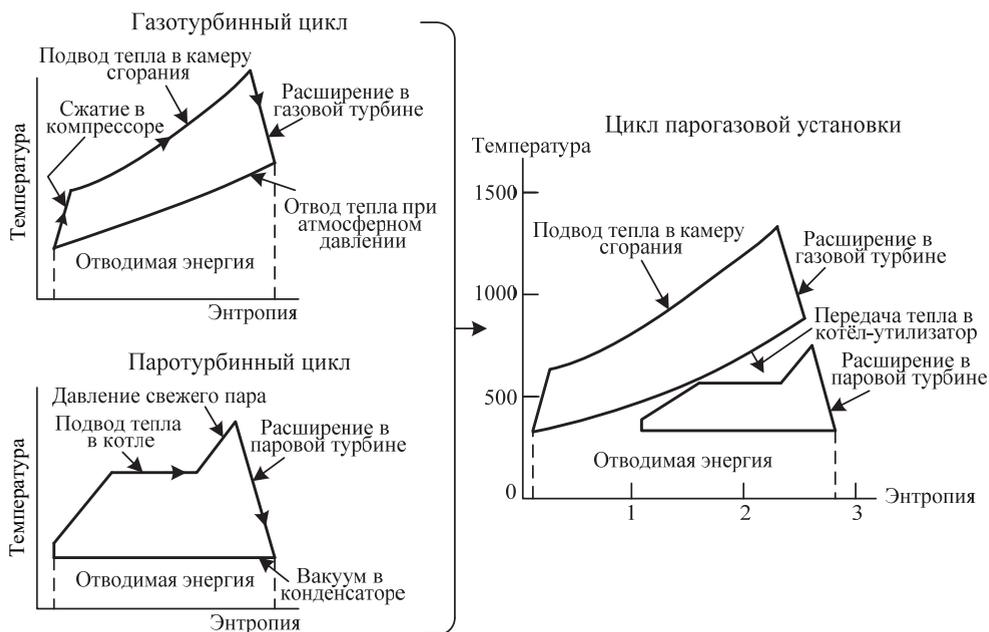


Рис. 2.6. К характеристике термодинамического цикла парогазовой установки

Простейшая тепловая схема парогазовой установки представлена на рис. 2.7, а термодинамический цикл «Брайтона–Ренкина» изображен на рис. 2.8. Некоторые зарубежные авторы в своих работах используют термин «цикл Джоуля–Ренкина». Выхлопные газы энергетической ГТУ поступают в котел-утилизатор (КУ), где *большая* часть их теплоты передается пароводяному рабочему телу. Генерируемый в КУ пар направляется в паротурбинную установку (ПТУ), где вырабатывается дополнительное количество электроэнергии. Отработавший в паровой турбине пар конденсируется в конденсаторе ПТУ, а конденсат с помощью насоса подается в котел-утилизатор.

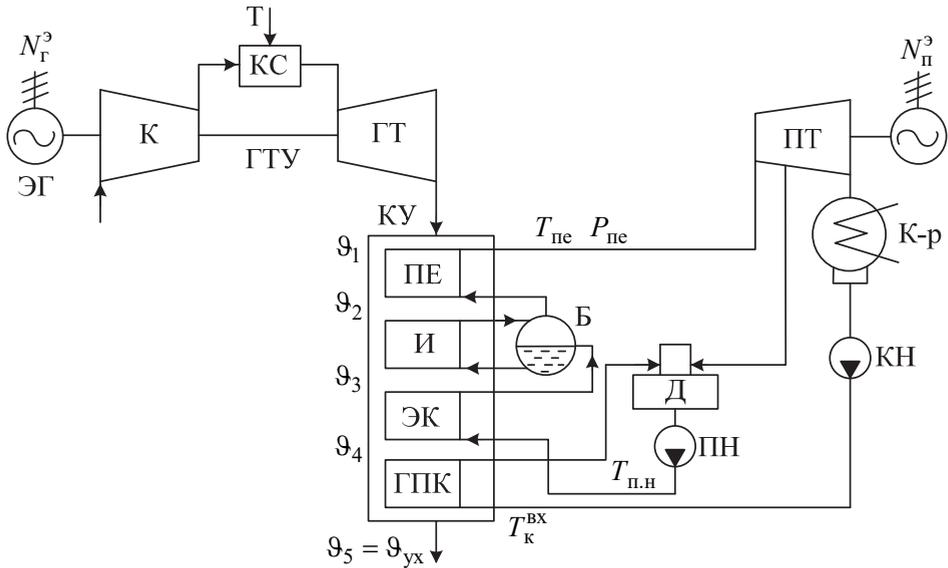


Рис. 2.7. Тепловая схема простейшей одноконтурной ПГУ

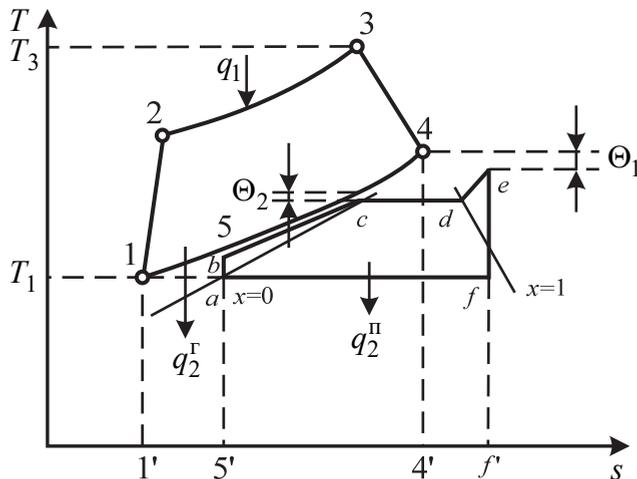


Рис. 2.8. Термодинамический цикл ПГУ «Брайтона–Ренкина»

Тепловые потоки простейшей тепловой схемы ПГУ с котлом-утилизатором приведены на рис. 2.9, где выделены отдельные ее элементы и существующие технологические связи.

Анализ термодинамического цикла «Брайтона-Ренкина» позволяет получить выражение абсолютного внутреннего КПД парогазовой установки с котлом-утилизатором:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{ПГУ}} &= \frac{N_{\text{ПГУ}}}{Q_{\Gamma}^{\text{с}}} = \frac{N_{\Gamma} + N_{\text{П}}}{Q_{\Gamma}^{\text{с}}} = \eta_{\Gamma} + \frac{N_{\text{П}}}{Q_{\Gamma}^{\text{с}}} = \eta_{\Gamma} + \frac{N_{\text{П}}}{Q_{\text{КУ}}} \cdot \frac{Q_{\text{КУ}}}{Q_{\Gamma}^{\text{с}}} = \\ &= \eta_{\Gamma} + \eta_{\text{П}} \cdot \frac{Q_{\Gamma}^{\text{с}} - N_{\Gamma} - \Sigma Q_{\text{ПОТ}}}{Q_{\Gamma}^{\text{с}}} = \eta_{\Gamma} + \eta_{\text{П}}(1 - \eta_{\Gamma} - \Sigma q_{\text{ПОТ}}) \end{aligned} \quad (2.49)$$

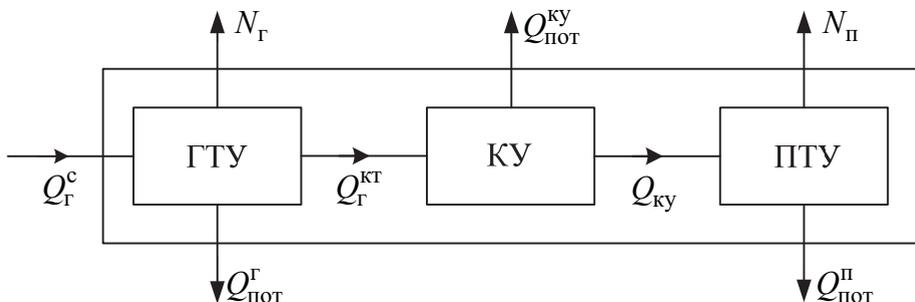


Рис. 2.9. Схема тепловых потоков ПГУ с котлом-утилизатором:

$Q_{\Gamma}^{\text{с}}$ – теплота сжигаемого в ГТУ топлива; $Q_{\text{КУ}}$ – полезная тепловая нагрузка котла-утилизатора; $Q_{\Gamma}^{\text{КТ}}$ – теплота выхлопных газов ГТУ; $Q_{\text{ПОТ}}^{\Gamma}$, $Q_{\text{ПОТ}}^{\text{КУ}}$, $Q_{\text{ПОТ}}^{\text{П}}$ – потери теплоты соответственно в ГТУ, в котле-утилизаторе, в ПТУ

Следовательно

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \eta_{\Gamma} + \eta_{\text{П}} - \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{П}} - \eta_{\text{П}} \cdot \Sigma q_{\text{ПОТ}}, \quad (2.50)$$

где N_{Γ} , $N_{\text{П}}$ – внутренняя мощность газовой и паровой установок; η_{Γ} , $\eta_{\text{П}}$ – соответственно абсолютные внутренние КПД газовой и паровой ступеней парогазовой установки; $\Sigma q_{\text{ПОТ}}$ – суммарные относительные потери теплоты в ПГУ.

Если предположить (рис. 2.9), что $Q_{\text{КУ}} = Q_{\text{ПТУ}}$, т.е., что вся теплота пара КУ поступает в паротурбинную установку, то справедливо выражение

$$Q_{\text{КУ}} = G_{\Gamma} \int T_{\Gamma} ds = D_{\text{П}} \int T_{\text{П.В}} ds = G_{\Gamma} \cdot q_{\Gamma} = D_{\text{П}} \cdot q_{\text{П}}, \quad (2.51)$$

где G_{Γ} , $D_{\text{П}}$ – расход соответственно выхлопных газов ГТУ и генерируемого в КУ пара, кг/с; q_{Γ} , $q_{\text{П}}$ – удельные расходы теплоты газов ГТУ и генерируемого пара, кДж/кг; T_{Γ} , $T_{\text{П.В}}$ – соответственно температура газов и пароводяного рабочего тела.

Относительный расход генерируемого в котле-утилизаторе пара невелик из-за ограниченного потенциала теплоты выхлопных газов ГТУ:

$$d_{\Pi} = \frac{D_{\Pi}}{G_{\Gamma}} = \frac{c_{\text{P}}^{\Gamma}}{c_{\text{П.В}}^{\Gamma}} \approx c_{\text{P}}^{\Gamma}, \quad (2.52)$$

где c_{P}^{Γ} , $c_{\text{П.В}}^{\Gamma}$ – средние теплоемкости выхлопных газов и пароводяного рабочего тела, кДж/(кг·град).

КПД котла-утилизатора по прямому балансу определяется как отношение теплоты выхлопных газов использованной для генерации пара $Q_{\text{КУ}}$ к ее максимально-возможной величине при $T_{\text{МИН}} = T_{\text{НВ}}$.

$$\eta_{\text{КУ}} = \frac{Q_{\text{КУ}}}{Q_{\text{КУ}}^{\text{МАКС}}}. \quad (2.53)$$

Некоторые авторы пользуются понятием «степень бинарности» ПГУ с котлом-утилизатором. Эта величина приближается к единице, когда удастся почти полностью использовать теплоту выхлопных газов ГТУ для генерации пара в паровой ступени установки. Из выражения (2.34) следует, что КПД бинарной ПГУ равен величине $\eta_{\text{ПГУ}}^6 = \eta_{\Gamma}^{\ominus} + \eta_{\Pi}^{\ominus} - \eta_{\Gamma}^{\ominus} \cdot \eta_{\Pi}^{\ominus}$, а степень бинарности равна

$$\beta = \frac{\eta_{\text{ПГУ}}^{\ominus}}{\eta_{\text{ПГУ}}^6}. \quad (2.54)$$

В действительности, «степень бинарности» ПГУ с одноконтурным котлом-утилизатором составляет $\approx 0,90$, т.к. в такой установке не удастся охладить выхлопные газы ГТУ до температуры ниже $140 \div 150^{\circ}\text{C}$.

Энергетические показатели парогазовой установки можно определить, используя схему ее тепловых потоков (рис. 2.9). Теплота сжигаемого в газотурбинной установке топлива Q_{Γ}^{C} расходуется на производство и отпуск электроэнергии, а КПД производства электроэнергии нетто рассчитывается из выражения:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{Э,Н}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{Э,Н}}}{Q_{\Gamma}^{\text{C}} + Q_{\text{В}}}. \quad (2.55)$$

Электрическую мощность нетто ПГУ можно представить в виде, кВт:

$$N_{\text{ПГУ}}^{\text{Э,Н}} = N_{\text{ПГУ}}^{\ominus} (1 - \text{Э}_{\text{СН}}) = (N_{\Gamma}^{\ominus} + N_{\Pi}^{\ominus}) \cdot (1 - \text{Э}_{\text{СН}}), \quad (2.56)$$

где N_{Γ}^{\ominus} – электрическая мощность ГТУ при ее работе в схеме ПГУ; N_{Π}^{\ominus} – электрическая мощность паротурбинной установки в схеме ПГУ; $N_{\Gamma}^{\text{Э,АВТ}} = K_N \cdot N_{\Gamma}^{\ominus}$ – электрическая мощность ГТУ при ее работе в автономном режиме;

$K_N = 1 - 0,55 \frac{\Delta P_{\text{ВЫХ}}}{P_{\text{АТМ}}}$ – коэффициент снижения электрической мощности ГТУ из-за дополнительного сопротивления котла-утилизатора; $\Delta P_{\text{ВЫХ}}$ – изменение давления

выхлопа ГТУ при ее работе в схеме ПГУ, Па; $P_{\text{АТМ}}$ – атмосферное давление, Па; $\mathcal{E}_{\text{СН}}$ – доля расхода электроэнергии на собственные нужды парогазовой установки.

Теплоту, подводимую в ГТУ с топливом, определяют по формуле, кВт

$$Q_{\Gamma}^{\text{C}} = B_{\Gamma\text{T}} \left(Q_{\text{H}}^{\text{P}} + h_{\text{ТОПЛ}} \right). \quad (2.57)$$

Теплоту, поступающую с наружным воздухом в компрессор ГТУ, можно представить в виде

$$Q_{\text{В}} = \beta_{\text{В}} \cdot Q_{\Gamma}^{\text{C}}, \quad (2.58)$$

где $B_{\Gamma\text{T}}$ – расход сжигаемого в камерах сгорания ГТУ топлива, кг/с; Q_{H}^{P} – теплотворная способность топлива, кДж/кг; $h_{\text{T}} = c_{\text{T}} \cdot t_{\text{T}}$ – энтальпия сжигаемого топлива, кДж/кг; c_{T} – теплоемкость топлива, кДж/(кг·град); t_{T} – температура топлива, °С. $\beta_{\text{В}} = Q_{\text{В}} / Q_{\Gamma}^{\text{C}}$ – доля теплоты, поступающей с воздухом в компрессор ГТУ.

Выражение (2.55) можно преобразовать с использованием следующих показателей:

КПД производства электроэнергии ГТУ в автономном режиме

$$\eta_{\Gamma}^{\mathcal{E},\text{АВТ}} = \frac{N_{\Gamma}^{\mathcal{E},\text{АВТ}}}{Q_{\Gamma}^{\text{C}} + Q_{\text{В}}} = \frac{N_{\Gamma}^{\mathcal{E},\text{АВТ}}}{Q_{\Gamma}^{\text{C}} (1 + \beta_{\text{В}})}. \quad (2.59)$$

Коэффициент относительной мощности ПГУ

$$K_{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\Gamma}^{\mathcal{E}}}{N_{\text{ПГУ}}^{\mathcal{E}}}. \quad (2.60)$$

В итоге получаем:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\mathcal{E},\text{H}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\mathcal{E},\text{H}}}{Q_{\Gamma}^{\text{C}} + Q_{\text{В}}} = \frac{(N_{\Gamma}^{\mathcal{E}} + N_{\text{П}}^{\mathcal{E}})(1 - \mathcal{E}_{\text{СН}})}{Q_{\Gamma}^{\text{C}} \cdot (1 + \beta_{\text{В}})} = \dots = \frac{K_{\text{N}} \cdot \eta_{\Gamma}^{\text{АВТ}} (1 - \mathcal{E}_{\text{СН}})}{K_{\text{ПГУ}} \cdot (1 + \beta_{\text{В}})}. \quad (2.61)$$

В режимах, когда перед котлом-утилизатором дожигается топливо, его долю можно представить в виде

$$\beta_{\text{ДЖ}} = \frac{Q_{\text{ДЖ}}}{Q_{\Gamma}^{\text{C}}}, \quad (2.62)$$

где $Q_{\text{ДЖ}} = B_{\text{ДЖ}} \cdot (Q_{\text{H}}^{\text{P}} + h_{\text{T}})$ – теплота дожигаемого в котле-утилизаторе топлива.

Выражение (2.55) в этом случае равняется:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\mathcal{E},\text{H}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\mathcal{E},\text{H}}}{Q_{\Gamma}^{\text{C}} + Q_{\text{ДЖ}} + Q_{\text{В}}} = \dots = \frac{K_{\text{N}} \cdot \eta_{\Gamma}^{\text{АВТ}} (1 - \mathcal{E}_{\text{СН}})}{K_{\text{ПГУ}} \cdot (1 + \beta_{\text{ДЖ}} + \beta_{\text{В}})}. \quad (2.63)$$

Часто величиной теплоты, подводимой с воздухом в компрессор ГТУ, пренебрегают, принимая $\beta_{\text{В}} = Q_{\text{В}} = 0$.

Энергетические показатели парогазовой установки с котлом-утилизатором определяют в результате расчета ее тепловой схемы. В качестве базового расчетного режима работы конденсационной ПГУ принимают режим среднегодовой температуры наружного воздуха. Исходными данными расчета являются энергетические характеристики газотурбинной установки при номинальной нагрузке. Обычно используют данные фирмы-изготовителя ГТУ, либо рассчитывают ее тепловую схему.

В базовом расчетном режиме тепловой схемы ПГУ осуществляют конструкторский расчет котла-утилизатора, выбирают профиль и конструктивные параметры паровой турбины и ее конденсатора. Парогенерирующая способность контуров высокого, среднего и низкого давления корректируется пропускной способностью ЧВД, ЧСД и ЧНД паровой турбины. Рассчитывается процесс расширения пара в ее проточной части, уточняется давление пара в конденсаторе и его характеристики.

Под характеристикой конденсатора понимают зависимость давления пара в конденсаторе от температуры охлаждающей воды $t_{В1}$ на входе, от паровой нагрузки и расхода охлаждающей воды. При этом указывается состояние загрязнения поверхности теплообмена и воздушная плотность конденсатора.

Для построения расчетной характеристики конденсатора определяют температуру конденсации пара в нем:

$$t_{\Pi} = t_{В1} + \Delta t + \delta t . \quad (2.64)$$

Температура охлаждающей воды $t_{В1}$ соответствует режиму работы и связана с температурой окружающей воды и системы технического водоснабжения. Недогрев воды до температуры насыщения на выходе конденсатора можно определить по формуле А.В. Щегляева, °С:

$$\delta t = \frac{n}{31,5 + t_{В1}} \cdot \left(\frac{D_K}{F_K} + 7,5 \right) , \quad (2.65)$$

где D_K – паровая нагрузка конденсатора, кг/с; F_K – поверхность теплообмена в конденсаторе, m^2 ; $n = 5 \div 7$.

По величине t_n определяют на линии насыщения давление пара в конденсаторе P_K .

Можно также воспользоваться формулой Л.Д. Бермана, °С

$$\delta t = \frac{\Delta t}{e^n - 1} . \quad (2.66)$$

В формуле (2.66):

– нагрет охлаждающей воды в конденсаторе, °С

$$\Delta t = \frac{\Delta h_K}{C_{Ж} \cdot m} ; \quad (2.67)$$

– количество теплоты, отдаваемое паром при конденсации, кДж/кг

$$\Delta h_K = h_K^{\Pi} - h_K . \quad (2.68)$$

Разница энтальпий в (2.68) определяется при построении процесса расширения пара в турбине и с использованием таблиц теплофизических свойств пара и воды; $c_{ж}$, кДж/(кг·К) – теплоемкость воды; $m = G_{охлв}/D_{и}$ – кратность охлаждения в конденсаторе; показатель степени:

$$n = \frac{k \cdot F_k}{c_{ж} \cdot G_{охлв} \cdot 10^3}, \quad (2.69)$$

где k – коэффициент теплопередачи, определяемый по методике Л.Д. Бермана.

В итоге, определяют энергетические показатели парогазовой установки в расчетном базовом режиме работы. Аналогичные показатели вычисляют для целого ряда температур наружного воздуха, для нескольких нагрузок ГТУ, для основного и резервного видов топлива, если они различаются между собой. Учитывают состав оборудования тепловой схемы ПГУ, ее профиль: моноблочная, дубль-блочная или трипл-блочная.

В качестве примера рассмотрим простейшую схему одноконтурной ПГУ (рис. 2.10) и на ее основе – распределение энергии между ГТУ, ПТУ и КУ с использованием показанных экономических показателей. Так, например, при получении в камере сгорания $Q_{кc} = 300$ МВт·ч тепловой энергии рабочей среды в ГТУ можно при ее КПД $\eta_{гту} = 0,35$ выработать количество электроэнергии $\mathcal{E}_{гту} = Q_{кc} \cdot \eta_{гту} = 300 \cdot 0,35 = 105$ МВт·ч.

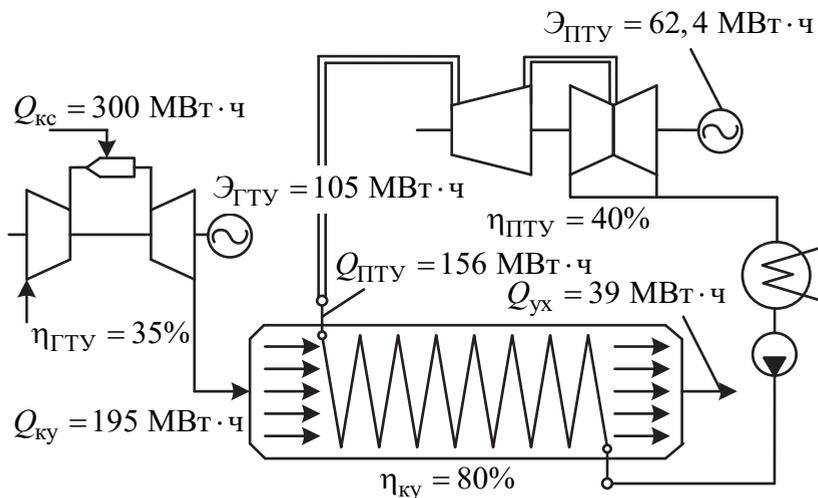


Рис. 2.10. Пример распределения энергии между составляющими простейшей ПГУ

Тогда в котел-утилизатор с рабочей средой из газовой турбины придет $Q_{ку} = Q_{кc} - \mathcal{E}_{гту} = 300 - 105 = 195$ МВт·ч количества теплоты, а в дымовую трубу после КУ при его эффективности, оцениваемой $\eta_{ку} = 0,8$, уйдет $Q_{ух} = Q_{ку} \cdot (1 - \eta_{ку}) = 195 \cdot (1 - 0,8) = 39$ МВт·ч. Количество теплоты водяного пара, направляемого из КУ в паротурбинную установку, $Q_{пту} = Q_{ку} - Q_{ух} = 195 - 39 = 156$ МВт·ч. Допу-

стим, что электрический КПД паротурбинной установки $\eta_{\text{ПТУ}} = 0,4$. Тогда электрогенератор паротурбинного агрегата произведет $\mathcal{E}_{\text{ПТУ}} = Q_{\text{ПТУ}} \cdot \eta_{\text{ПТУ}} = 156 \cdot 0,4 = 62,4$ МВт·ч электрической энергии. В итоге парогазовая установка выработает $\mathcal{E} = \mathcal{E}_{\text{ГТУ}} + \mathcal{E}_{\text{ПТУ}} = 105 + 62,4 = 167,4$ МВт·ч электроэнергии, а ее КПД составит величину $\eta_{\text{ПГУ}} = \mathcal{E}/Q_{\text{КС}} = 167,4/300 = 0,558$.

Оценка КПД ПГУ утилизационного типа осуществляется по формуле:

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \eta_{\text{ГТУ}} + (1 - \eta_{\text{ГТУ}}) \cdot \eta_{\text{КУ}} \cdot \eta_{\text{ПТУ}}. \quad (2.70)$$

Для приведенного ранее примера $\eta_{\text{ПГУ}} = 0,35 + (1 - 0,35) \cdot 0,8 \cdot 0,4 = 0,558$.

2.5. Энергетические показатели конденсационной атомной электростанции

Основным показателем энергетической эффективности атомной электростанции (АЭС) и ее элементов является КПД или удельный расход теплоты. На рисунке 2.11 приведены тепловая схема простейшей АЭС и цикл Ренкина такой установки. Для одноконтурной АЭС КПД брутто в часовом промежутке времени определяется из выражения

$$\eta_c = \frac{3600 \cdot N_s}{Q_p}. \quad (2.71)$$

Его значение нетто соответственно

$$\eta_c^{\text{н}} = \frac{3600 \cdot N_s \cdot (1 - \varepsilon_{\text{с.н}})}{Q_p} = \eta_c \cdot (1 - \varepsilon_{\text{с.н}}), \quad (2.72)$$

где Q_p – тепловая мощность реактора, кДж/ч.

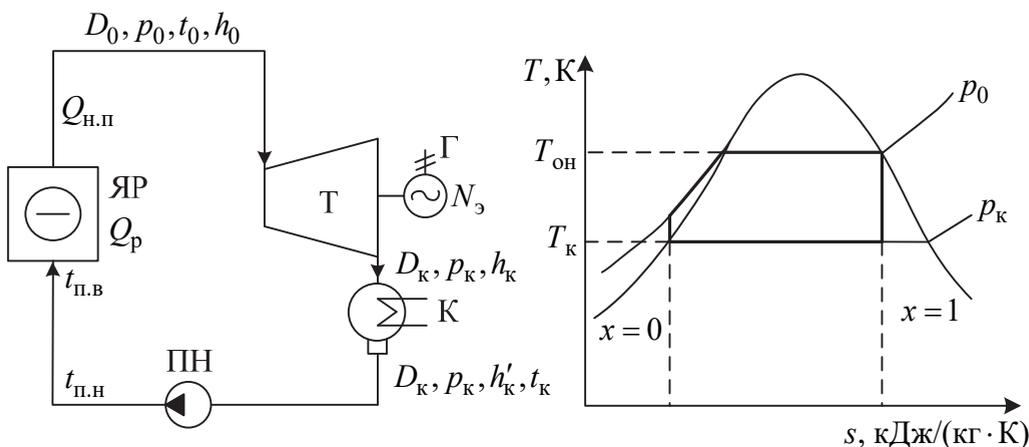


Рис. 2.11. Тепловая схема простейшей одноконтурной атомной электростанции с турбоустановкой на насыщенном водяном паре (а) и цикл Ренкина для такой установки (б):

ЯР – ядерный реактор; Q_p – тепловая мощность реактора

Доля собственного расхода электроэнергии на АЭС составляет $\varepsilon_{\text{с.н}} = 0,06 \div 0,07$. Потери теплоты в реакторной установке, включающей ядерный реактор и обслуживающее его оборудование, состоят в основном из потерь на продувку реактора, на охлаждение систем защиты реактора и на рассеивание теплоты и оцениваются КПД реакторной установки:

$$\eta_p = \frac{Q_{\text{н.п.}}}{Q_p}, \quad (2.73)$$

где $Q_{\text{н.п.}}$ – тепловая нагрузка реактора по пару.

Абсолютный электрический КПД турбоустановки и КПД транспорта теплоты (трубопроводов) можно определить по выражениям:

$$\eta_{\text{тв}}^a = 3600 \cdot N_3 / Q_{\text{тв}}; \quad (2.74)$$

$$\eta_{\text{тр}} = Q_{\text{тв}} / Q_{\text{н.п.}}. \quad (2.75)$$

Используя последние соотношения, получаем:

$$\eta_c = \frac{3600 \cdot N_3}{Q_p} = \frac{3600 \cdot N_3}{Q_{\text{тв}}} \cdot \frac{Q_{\text{тв}}}{Q_{\text{н.п.}}} \cdot \frac{Q_{\text{н.п.}}}{Q_p}. \quad (2.76)$$

Таким образом, формула (2.76) приобретает вид

$$\eta_c = \eta_{\text{тв}}^a \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_p. \quad (2.77)$$

Ввиду преимущественного использования на современных АЭС сухого насыщенного пара средних параметров (6–8 МПа) КПД атомной электростанции в еще большей мере, чем КЭС, зависит от абсолютного электрического КПД турбоустановки.

Для турбин на насыщенном паре указанных параметров имеем $\eta_{\text{тв}}^a = 0,34 \div 0,35$. Принимая $\eta_p = 0,99$, $\eta_{\text{тр}} = 0,995$, получаем $\eta_c = 0,33 \div 0,34$.

Для двухконтурной АЭС, содержащей в качестве дополнительного элемента парогенератор насыщенного или слабо перегретого пара, выражение для КПД брутто электростанции имеет вид (рис. 2.12)

$$\eta_c = \frac{3600 \cdot N_3}{Q_p} = \eta_{\text{тв}}^a \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{II}} \cdot \eta_{\text{пг}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{I}} \cdot \eta_p, \quad (2.78)$$

где $\eta_p = Q_1 / Q_p$ – КПД реакторной установки; $\eta_{\text{тр}}^{\text{I}} = Q_1' / Q_1$ – КПД трубопроводов первого контура; $\eta_{\text{тр}}^{\text{II}} = Q_1' / Q_1$ – КПД парогенератора АЭС; $\eta_{\text{пг}} = Q_{\text{тв}} / Q_{\text{н.п.}}$ – КПД трубопроводов второго контура.

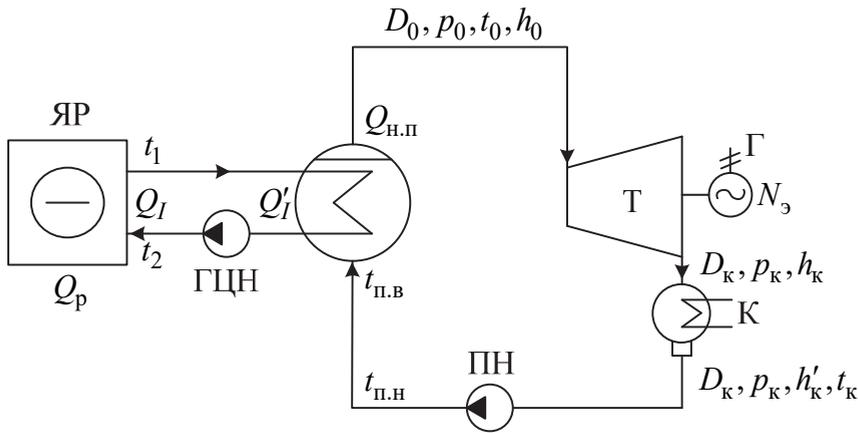


Рис. 2.12. Тепловая схема простейшей двухконтурной атомной электростанции с турбоустановкой на насыщенном водяном паре:
ГЦН — главный циркуляционный насос

Количество теплоты Q_I , передаваемое с водой, нагреваемой в реакторе, и Q'_I , поступающее с водой в парогенератор АЭС, определяют потери на транспорт теплоты в контуре I, которые оцениваются в размере 0,5–1,0%. Потери теплоты в парогенераторе АЭС обусловлены продувкой (1–1,5 %) и теплообменом с окружающей средой (0,1–0,2%).

Приняв $\eta_p = 0,99$; $\eta_{тр}^I = 0,995$; $\eta_{пр} = 0,98$; $\eta_{тр}^{II} = 0,99$; $\eta_{ты}^a = 0,34$, получим

$$\eta_c = 0,34 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,995 \cdot 0,99 = 0,325.$$

Для характеристики тепловой экономичности атомной электростанции, как и для КЭС, определяют удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч) — на турбоустановку:

$$q_{ты} = \frac{Q_{ты}}{N_3} = \frac{D_0 \cdot (h_0 - h_{п.в})}{N_3} = d_0 \cdot (h_0 - h_{п.в}). \quad (2.79)$$

Можно также записать это выражение, используя величину $\eta_{ты}^a$:

$$q_{ты} = 3600 / \eta_{ты}^a;$$

Для атомной электростанции:

$$q_c = Q_p / N_3 = 3600 / \eta_c. \quad (2.80)$$

Если принять $\eta_{ты}^a = 0,34$, и $\eta_c = 0,325$, получим $q_{ты} = 10600$ кДж/(кВт·ч) и $q_c = 11100$ кДж/(кВт·ч).

Потребление ядерного топлива в реакторах АЭС имеет свою специфику, которую следует учитывать при расчете расхода топлива на АЭС.

Можно использовать удельный расход выгоревшего ядерного топлива, г/(МВт·ч):

$$b_{\text{я.т}} = \frac{3600 \cdot 10^3}{Q_{\text{я.т}} \cdot \eta_c} = \frac{3600 \cdot 10^3}{6,8 \cdot 10^{10} \cdot \eta_c} = \frac{0,054}{\eta_c}, \quad (2.81)$$

где $Q_{\text{я.т}} = 6,8 \cdot 10^{10}$ кДж/кг – теплота, выделяющаяся при полном делении 1 кг ядерного топлива с учетом образования неделящихся изотопов.

Большое значение имеет определение годовой потребности реактора в обогащенном ядерном топливе, т/год:

$$B_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{р}} \cdot T_{\text{уст}}}{24 \cdot K} = \frac{N_{\text{э}} \cdot T_{\text{уст}}}{24 \cdot K \cdot \eta_c}. \quad (2.82)$$

где $Q_{\text{р}}$ – тепловая мощность реактора, МВт; K – средняя удельная энерговыработка (глубина выгорания) обогащенного ядерного топлива, МВт·сут/т. Для различных типов реакторов можно принимать $K = 28 \cdot 10^3$ (ВВЭР-440); $K = 40 \cdot 10^3$ (ВВЭР-1000); $K = 100 \cdot 10^3$ (натриевые реакторы на быстрых нейтронах); $T_{\text{уст}}$ – число часов использования установленной мощности АЭС ($T_{\text{уст}} = 6 \div 7$ тыс. ч/год).

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение коэффициента полезного действия (КПД) по отпуску электрической энергии.
2. Изобразите простейшую тепловую схему конденсационной установки и цикл в T - s -диаграмме.
3. Как связаны между собой КПД по выработке и отпуску электроэнергии ТЭС?
4. Напишите формулу для определения абсолютного электрического КПД турбоустановки.
5. Как определить расход теплоты пара на турбоустановку?
6. Изобразите процесс расширения пара в h - s -диаграмме водяного пара для простейшей турбины КЭС без промежуточного перегрева. Как определить электрическую мощность такой турбины, зная расход пара, располагаемый теплоснабжение, КПД электромеханический и электрогенератора?
7. Дайте определение понятиям «термический КПД цикла», «внутренний КПД цикла», «эффективный КПД цикла», «электрический КПД цикла» паротурбинной установки.
8. Напишите формулу для определения расхода пара на конденсационную турбоустановку.

9. Дайте определение промежуточного перегрева пара на ТЭС.
10. Изобразите принципиальную тепловую схему простейшей конденсационной электростанции с промежуточным перегревом пара и процесс расширения в конденсационной турбине с промежуточным перегревом пара $h-s$ -диаграмме.
11. Приведите формулу определения удельного расхода теплоты на турбоустановку.
12. Дайте определение понятия «условное топливо».
13. Приведите формулы для определения удельного расхода топлива на выработку и отпуск электроэнергии для конденсационной паротурбинной установки.
14. Изобразите термодинамический цикл парогазовой установки.
15. Приведите схему простейшей одноконтурной парогазовой установки.
16. Какие типы парогазовых установок вы знаете?
17. Запишите выражение абсолютного внутреннего КПД парогазовой установки с котлом-утилизатором.
18. Какие показатели влияют на КПД парогазовой установки по выработке электроэнергии?
19. Запишите КПД котла-утилизатора по прямому балансу.
20. Дайте определение понятию «степень бинарности» ПГУ.
21. Какие энергетические показатели парогазовой установки с котлом-утилизатором Вы знаете? Приведите их определения.
22. Какие энергетические показатели атомной электростанции вы знаете? Приведите их определения.

Глава 3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛИ

3.1. Расходы теплоты и коэффициенты полезного действия теплоэлектроцентрали

Классические паросиловые теплоэлектроцентрали отпускают потребителям электрическую энергию и теплоту с паром, обработавшим в турбине. В современных парогазовых установках существует возможность отпуска тепловой энергии также и от поверхности газового подогревателя сетевой воды (ГПСВ) котла-утилизатора, и от контуров пониженных параметров непосредственно в сетевые подогреватели. Для оценки себестоимости получаемой на ТЭЦ тепловой и электрической энергии принято распределять расходы теплоты и топлива между этими двумя видами энергии:

$$Q_c = Q_c^o + Q_c^T; \quad (3.1)$$

$$Q_{\text{ты}} = Q_{\text{ты}}^o + Q_{\text{ты}}^T. \quad (3.1a)$$

Индексы «с» и «ту» относятся к станции и турбоустановке, «э» – к электрической энергии, «т» – к теплоте.

Различают два вида КПД ТЭЦ:

1) по производству (и отпуску) электрической энергии:

$$\eta_c^э = 3600 \cdot N_э / Q_c^э; \quad (3.2)$$

$$\eta_{\text{ты}}^э = 3600 \cdot N_э / Q_{\text{ты}}^э; \quad (3.2a)$$

2) по производству и отпуску теплоты:

$$\eta_c^T = Q_t^o / Q_c^T; \quad (3.3)$$

$$\eta_{\text{ты}}^T = \eta_t = Q_t^o / Q_{\text{ты}}^T, \quad (3.3a)$$

где $Q_{\text{ты}}^T = Q_t$ – затрата теплоты на внешнего потребителя; Q_t^o – отпуск теплоты потребителю; η_t – КПД отпуска теплоты турбинной установкой, учитывающий потери теплоты при отпуске ее (в сетевых подогревателях, паропроводах и т. д.); $\eta_t = 0,98 \div 0,99$.

Общий расход теплоты на турбоустановку $Q_{\text{ты}}$ составляется из теплового эквивалента внутренней мощности турбины $3600 \cdot N_i$, расхода теплоты на внешнего потребителя Q_t и потери теплоты в конденсаторе турбины Q_k . Общее уравнение теплового баланса теплофикационной турбоустановки имеет вид

$$Q_{\text{ты}} = 3600 \cdot N_i + Q_t + Q_k. \quad (3.4)$$

До 1996 г. в отечественной энергетике был принят физический метод распределения расхода теплоты между электрической и тепловой энергией. При этом методе на теплового потребителя относят действительное количество теплоты, затрачиваемой на него, а на электрическую энергию – остальное количество теплоты:

$$Q_{\text{ты}}^{\text{т}} = Q_{\text{т}}; \quad (3.5)$$

$$Q_{\text{ты}}^{\text{э}} = Q_{\text{ты}} - Q_{\text{т}} = 3600 \cdot N_i + Q_{\text{к}}. \quad (3.5a)$$

Для ТЭЦ в целом с учетом КПД парового котла $\eta_{\text{п.к}}$ и КПД транспорта теплоты $\eta_{\text{тр}}$ получим:

$$\eta_{\text{с}}^{\text{э}} = \eta_{\text{ты}}^{\text{э}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}}; \quad (3.6)$$

$$\eta_{\text{с}}^{\text{т}} = \eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}}. \quad (3.6a)$$

Значение $\eta_{\text{с}}^{\text{э}}$ в основном определяется значением $\eta_{\text{ты}}^{\text{э}}$, значение $\eta_{\text{с}}^{\text{т}}$ – значением $\eta_{\text{п.к}}$

Последним руководящим документом, регламентирующим составление технической отчетности ТЭС при использовании физического метода, были «Методические указания по составлению отчета электростанции и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования (РД 34.08.552-93).

С переходом к рыночным экономическим отношениям, в том числе и в период существования СССР, обнаружилась проблема: для конечных потребителей тепловой энергии во многих случаях оказалось дешевле получать её от котельных, чем от установок комбинированного производства тепловой и электрической энергии (прежде всего, ТЭЦ). Эта особенность, в свою очередь, привела к постепенному оттоку тепловых потребителей от ТЭЦ, бессистемному развитию сектора индивидуального теплоснабжения и малой энергетики. Так, с 1985 по 1995 годы суммарный отпуск тепловой энергии от отечественных ТЭЦ уменьшился на 23%. В масштабе энергетики страны такое развитие оказалось экономически невыгодным, поскольку с уменьшением тепловой нагрузки ТЭЦ ухудшились и показатели их тепловой экономичности по производству электроэнергии.

Учитывая эту тенденцию, физический метод отнесения затрат топлива на отпуск тепловой и электрической энергии при их комбинированном производстве был официально заменен на метод отдельного производства (называемый также пропорциональным методом или методом ОРГРЭС). Руководящий документ, регламентирующий порядок выполнения расчетов по этому методу, вышел в 1995 г.: «Методические указания по составлению отчета электростанции и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования» (РД 34.08.552-95). В настоящее время этот документ является действующим, однако в 1998 г. внесено изменение №1, уточняющее некоторые понятия и расчетные выражения.

При использовании метода раздельного производства распределение расхода топлива энергетическими котлами производится пропорционально затратам тепла на выработку электроэнергии и отпуск тепла внешним потребителям при условии их раздельного производства на конкретной электростанции. Для этого вводится понятие увеличения затрат тепла на производство электроэнергии при работе турбоагрегатов по конденсационному циклу (при условном отсутствии отпуска тепла внешним потребителям из отборов и от конденсаторов турбоагрегатов). Рассмотрим суть этого метода. Пусть теплофикационный турбоагрегат работает при некоторой электрической нагрузке N_T и отпускает внешнему потребителю тепловую мощность Q_T при давлении пара в камере регулируемого отбора P_T . В этом режиме удельный расход тепла брутто на выработку электроэнергии равен q .

При расчете по физическому методу удельный расход топлива на отпуск тепловой энергии определяется вне зависимости от режима работы турбоагрегата, то есть без учета работоспособности пара, направленного в регулируемый отбор для теплоснабжения внешнего потребителя. Удельный расход топлива на отпуск электроэнергии учитывает фактический уровень тепловой экономичности турбоустановки, характеризуемый значением величины, обратной абсолютному электрическому КПД, в соответствующих единицах измерения электрической и тепловой мощности. Получается, что вся экономия топлива, имеющая место на ТЭЦ из-за производства тепловой и электрической энергии в комбинированном цикле, относится на удельный расход топлива на отпуск электроэнергии, хотя уменьшение затрат топлива обеспечивает именно тепловой потребитель, задающий тепловую нагрузку Q_T турбины.

Метод раздельного производства предусматривает внесение поправки, позволяющей учесть экономичность турбоустановки в данном режиме её работы в значении удельного расхода топлива на отпуск тепловой энергии. Для расчета этой поправки вводится понятие «увеличение расхода тепла на выработку электроэнергии при условном отсутствии отпуска тепла из регулируемых и нерегулируемых сверх нужд собственной регенерации отборов турбоагрегата при включенных регуляторах давления пара в камерах регулируемых отборов».

Зная Q_T , можно рассчитать условное значение полного расхода тепла на выработку электроэнергии, который имел бы место при раздельном производстве тепловой и электрической энергии на конкретной ТЭС, что приведет к увеличению удельного расхода топлива на отпуск электроэнергии и соответствующему уменьшению удельного расхода топлива на отпуск тепловой энергии (поскольку полный расход топлива остается неизменным).

После официального введения метода раздельного производства в 1996 г. средние по ТЭС России значения удельных расходов топлива изменились следующим образом:

– удельный расход условного топлива на отпуск тепловой энергии уменьшился со 175 до 146 кг.т./Гкал (на 29 кг у.т./Гкал);

– удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии увеличился с 312 до 346 г у.т./($\text{kBт}\cdot\text{ч}$) (на 34 г у.т./($\text{kBт}\cdot\text{ч}$)).

При этом указанная проблема обеспечения конкурентоспособности ТЭЦ и котельных была решена: удельные расходы топлива на отпуск тепловой энергии от ТЭС и, соответственно, тариф на поставляемую ими тепловую энергию оказались существенно меньше, чем для котельных. Однако при переходе электроэнергетики к работе в условиях рынка электроэнергии и мощности (ОРЭМ) возникла новая проблема: теперь ТЭЦ не могли конкурировать с конденсационными электростанциями (ГРЭС), удельный расход топлива на отпуск электроэнергии для которых, как правило, меньше 330 г у.т./($\text{kBт}\cdot\text{ч}$).

При таком соотношении удельных расходов топлива на отпуск электроэнергии и, соответственно, топливной составляющей себестоимости электроэнергии загрузка ТЭЦ по электрической мощности существенно уменьшилась. Уменьшилась настолько, что возникла необходимость разработки новых нормативных документов, не позволяющих разгружать ТЭЦ хотя бы меньше мощности, развиваемой турбоагрегатами при их работе по тепловому графику нагрузок. Поскольку к этому времени присоединенная тепловая нагрузка большинства ТЭЦ уже уменьшилась из-за оттока тепловых потребителей в рамках общей тенденции к децентрализации теплоснабжения, электрическая мощность ТЭЦ, вырабатываемая на тепловом потреблении, также уменьшилась.

В результате теплофикационное оборудование электростанций России, наиболее экономичное как оборудование, работающее по комбинированному циклу, оказалось невостребованным. Вынужденное присутствие на ОРЭМ ТЭЦ с их кажущейся неэффективностью по производству электроэнергии приводит к увеличению общего уровня цен на рынке электроэнергии и мощности. Нужно учесть также, что ТЭЦ не могут адекватно ситуации увеличивать тариф на отпуск тепловой энергии, который часто меньше, чем ГРЭС и котельных. Получается, что потребители электроэнергии, покупающие её на ОРЭМ, субсидируют потребителей тепловой энергии, теплоснабжение которых обеспечивают ТЭЦ.

Таким образом, в существующих условиях преимущества перехода к методу раздельного производства оказались кажущимися. Требуется разработка нового метода расчета удельных расходов топлива, который позволял бы учитывать преимущества комбинированного производства тепловой и электрической энергии в сложившихся и перспективных условиях на рынке электрической и тепловой энергии, либо рассмотреть возможность работы ТЭЦ на различных рынках электроэнергии и мощности.

Несмотря на возможные особенности в методах отнесения затрат топлива на отпуск тепловой и электрической энергии использованием отработавшей теплоты существенно повышает КПД по производству электроэнергии на ТЭЦ по сравнению с КЭС и обуславливает значительную экономию топлива в стране.

3.2. Расход пара на теплофикационную турбину

На паросиловых ТЭЦ применяют, как правило, теплофикационные турбины с регулируемыми отборами и с конденсацией пара. Такие турбины наиболее универсальны, обеспечивают разнообразные режимы отпуска электрической энергии и теплоты.

Расход пара на теплофикационную турбину целесообразно определять путем сравнения с расходом пара на конденсационную турбину с такими же параметрами пара:

$$D_{0(k)} = 3600 \cdot N_э / (H_{ки} \cdot \eta_m \cdot \eta_r). \quad (3.7)$$

При отборе пара из турбины в количестве D_T внутренняя мощность ее снижается на величину $D_T \cdot (h_T - h_k)$, где h_T и h_k – энтальпии пара в отборе и на входе в конденсатор турбины.

Для восстановления мощности турбины до первоначальной заданной $N_э$ необходимо увеличить расход свежего пара на турбину в количестве, определяемом из соотношения:

$$\Delta D_0 \cdot (h_0 - h_k) = \Delta N_i = D_T \cdot (h_T - h_k), \quad (3.8)$$

откуда дополнительный расход пара

$$\Delta D_0 = \frac{h_T - h_k}{h_0 - h_k} \cdot D_T. \quad (3.8a)$$

Следовательно, расход пара на турбину с отбором D_T и конденсацией пара равен

$$D_0 = \frac{3600 \cdot N_э}{H_{ки} \cdot \eta_m \cdot \eta_r} + \frac{h_T - h_k}{h_0 - h_k} \cdot D_T. \quad (3.9)$$

Вводя коэффициент недовыработки мощности паром отбора

$$y_T = (h_T - h_k) / (h_0 - h_k), \quad (3.10)$$

расход пара на теплофикационную турбину с отбором и конденсацией пара можно записать в виде

$$D_0 = D_{0(k)} + y_T \cdot D_T. \quad (3.10a)$$

Коэффициент недовыработки характеризует долю недоработанного теплоперепада пара, идущего в отбор (рис. 3.1). Он имеет и другой смысл из (3.8a)

$$y_T = (D_0 - D_{0(k)}) / D_T. \quad (3.11)$$

Он состоит в том, что коэффициент недовыработки y_T определяет относительное увеличение расхода пара на турбину на единицу количества отбираемого пара.

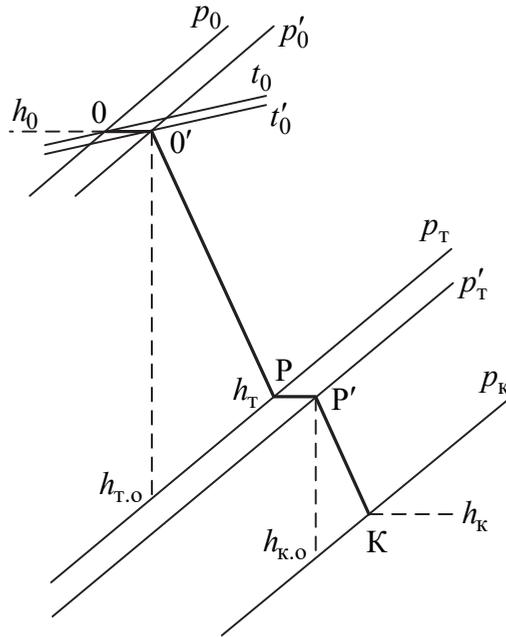


Рис. 3.1. Процессы работы пара в теплофикационной турбине с противодавлением (процесс ОП) и в теплофикационной турбине с регулируемым отбором и конденсацией пара (процесс ОРК):
 p_T – противодавление или давление регулируемого отбора пара

Коэффициент недовыработки y_T изменяется в пределах $0 \leq y_T \leq 1$; $y_T = 0$ при $h_T = h_K$, то есть при отводе полностью отработавшего в турбине пара перед ее конденсатором; $y_T = 1$ при $h_T = h_0$, т.е. при отводе свежего пара, не работавшего в турбине. Обычно $y_T = 0,3 \div 0,7$, в среднем $y_T = 0,5$. Если $D_T = 0$, то $D_0 = D_{0(K)}$ и расход пара соответствует конденсационному режиму без отбора с параметрами, совпадающими с теплофикационным режимом.

Соотношение (3.9) является энергетическим уравнением турбоагрегата, выражающим его энергетический баланс, связь между расходом пара и электрической мощностью турбоагрегата.

Уравнение материального (парового) баланса такой турбины имеет вид

$$D_0 = D_T + D_K, \quad (3.12)$$

где D_K – пропуск пара в конденсатор турбины.

Вследствие выработки электроэнергии паром отбора пропуск пара в конденсатор турбины D_K по сравнению с расходом пара $D_{0(K)}$ при конденсационном режиме с той же электрической мощностью уменьшается:

$$D_K = D_{0(K)} - (1 - y_T) \cdot D_T, \quad (3.13)$$

и

$$\Delta D_k = D_{0(k)} - D_k = (1 - y_T) \cdot D_T.$$

Баланс мощностей в турбине с конденсацией пара и отбором выражается уравнениями двух видов:

$$N_3 = N_{в.д} + N_{н.д}; \quad (3.14)$$

$$N_3 = N_T + N_K, \quad (3.14a)$$

где

$$N_{в.д} = D_0 \cdot (h_0 - h_T) \cdot \eta_M \cdot \eta_G / 3600;$$

$$N_{н.д} = D_K \cdot (h_T - h_K) \cdot \eta_M \cdot \eta_G / 3600;$$

$$N_T = D_T \cdot (h_0 - h_T) \cdot \eta_M \cdot \eta_G / 3600;$$

$$N_K = D_K \cdot (h_0 - h_K) \cdot \eta_M \cdot \eta_G / 3600.$$

Величины $N_{в.д}$, $N_{н.д}$, N_T и N_K обозначают соответственно мощность, развиваемую ЧВД и ЧНД турбины ($D_{в.д} = D_0$; $D_{н.д} = D_K$) паром, идущим в отбор и через всю турбину в конденсатор.

На рисунке 3.2,а показана простейшая схема ТЭЦ с турбиной типа Т. Турбины с отбором и конденсацией пара являются по существу турбинами смешанного теплофикационно-конденсационного типа. Комбинированное производство электрической энергии и теплоты в полном виде осуществляется в теплофикационных турбинах с противодавлением (рис. 3.2, б). Общий тепловой баланс теплофикационной турбины (без потерь в конденсаторе $Q_K = 0$) имеет вид

$$Q_{т.у} = 3600 \cdot N_i + Q_T. \quad (3.15)$$

Основное энергетическое свойство такого турбоагрегата заключается в непосредственной зависимости выработки электрической мощности N_3 от пропуски пара через турбину, т.е. от расхода теплоты Q_T и пара D_T на теплового потребителя:

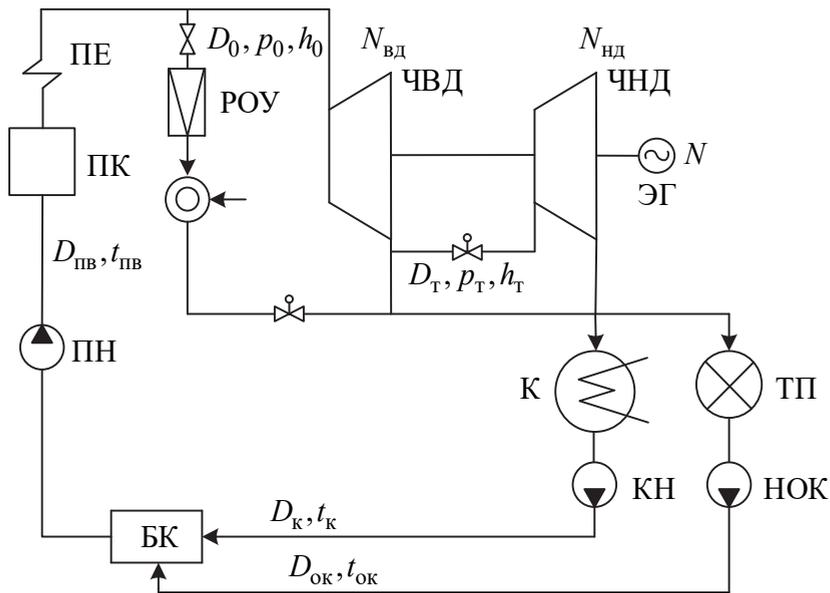
$$N_3 = D_0 \cdot (h_0 - h_T) \cdot \eta_M \cdot \eta_G / 3600, \quad (3.16)$$

так как $D_0 \leq D_T$.

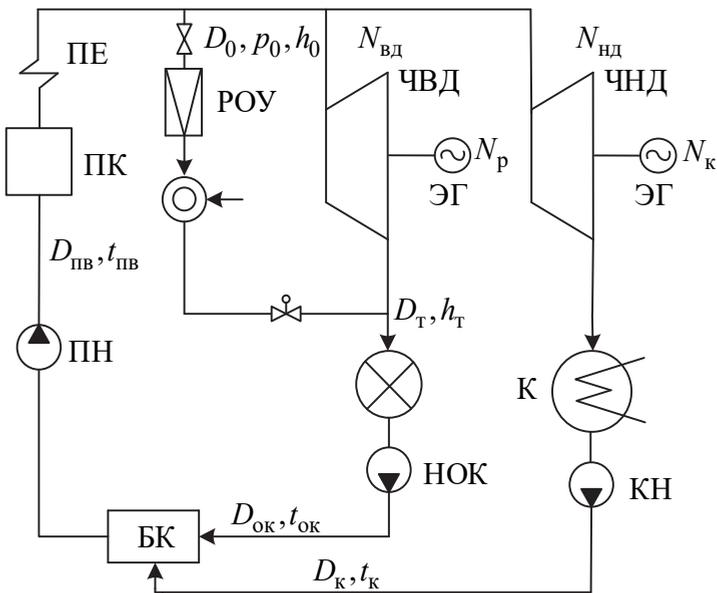
Это свойство турбоагрегатов с противодавлением ограничивает их применение на ТЭЦ. Возможное уменьшение потребления пара D_T не позволяет обеспечивать выработку необходимой электрической мощности. Требуемая при этом дополнительная электрическая мощность значительно усложняет и удорожает всю установку. Расходы теплоты и пара на теплового потребителя связаны уравнением

$$Q_T = D_T \cdot (h_T - h_{о.к.}), \quad (3.17)$$

где $h_{о.к.}$ – энтальпия обратного конденсата от потребителя; предполагается полный возврат его потребителем.



а)



б)

Рис. 3.2. Тепловые схемы простейших теплоэлектростанций:

а – ТЭЦ с турбиной с регулируемым отбором и конденсацией пара типа Т ; б – ТЭЦ с турбиной с противодавлением типа Т (Р) и параллельно работающей конденсационной турбиной типа Т (К):

ТП – тепловой потребитель; НОК – насос обратного конденсата от теплового потребителя;

РОУ – редукционно-охладительная установка; БК – смеситель; Г – электрогенератор;

ПК – паровой котел; ПЕ – пароперегреватель; К – конденсатор; КН – конденсационный насос;

ПН – питательный насос

Подставляя в энергетическое уравнение турбины с противодавлением (3.12) вместо D_T величину Q_T , получаем связь между электрической мощностью турбины $N_э$ и расходом теплоты на внешнего потребителя Q_T :

$$N_э = \frac{Q_T \cdot (h_0 - h_T) \cdot \eta_M \cdot \eta_T}{3600 \cdot (h_T - h_{0,K})} \cdot 10^6, \quad (3.18)$$

где Q_T измеряется в ГДж/ч. Из этого соотношения определяется важный энергетический показатель – удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, кВт·ч/ГДж:

$$\varepsilon_T = \frac{N_э}{Q_T} = \frac{h_0 - h_T}{h_T - h_{0,K}} \cdot \eta_M \cdot \eta_T. \quad (3.19)$$

Этот показатель характеризует отношение теплоперепада пара в турбине к теплоте, отдаваемой обработавшим паром внешнему потребителю. В зависимости от начальных и конечных параметров пара $\varepsilon_T = 50 \div 100$ кВт·ч/ГДж. Этот показатель применим и для потока пара отбора в турбине с отбором и конденсацией (рис. 3.3).

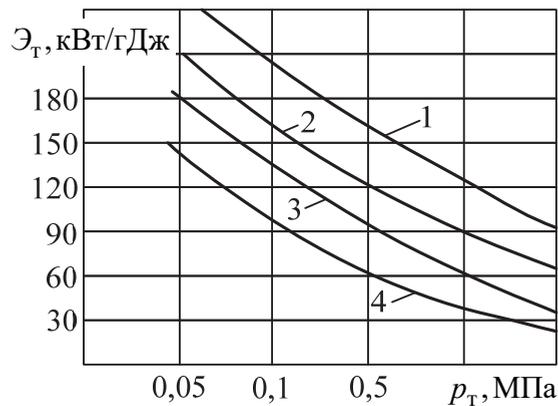


Рис. 3.3. Зависимость удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении ε_T от параметров пара:

p_T – давление регулируемого отбора пара на отпуск теплоты внешнему потребителю;
 p_0, t_0 – начальные параметры пара; 1 – $p_0 = 23,53$ МПа; $t_0 = 540 / 540$ °С; 2 – $p_0 = 15,75$ МПа, $t_0 = 565$ °С; 3 – $p_0 = 9$ МПа, $t_0 = 530$ °С; 4 – $p_0 = 3,8$ МПа, $t_0 = 440$ °С

3.3. Сопоставление расходов теплоты и КПД по производству электроэнергии теплофикационным и конденсационным путем

Часовой расход теплоты на теплофикационную турбоустановку типа Т без промежуточного перегрева пара при конденсационном режиме равен:

$$Q_{ТГ}^{(к)} = Q_{0(к)} = D_{0(к)} \cdot (h_0 - h_{п.в}). \quad (3.20)$$

Полный часовой расход теплоты на теплофикационную турбоустановку с конденсацией и отбором пара

$$Q_{\text{ты}} = D_0 \cdot (h_0 - h_{\text{п.в}}) = D_{0(\text{к})} \cdot (h_0 - h_{\text{п.в}}) + y_{\text{т}} \cdot D_{\text{т}} \cdot (h_0 - h_{\text{п.в}}). \quad (3.21)$$

Подставив $D_{\text{т}} = Q_{\text{т}} / (h_{\text{т}} - h_{\text{о.к}})$, получим

$$Q_{\text{ты}} = Q_{\text{ты}}^{(\text{к})} + \xi_{\text{т}} \cdot Q_{\text{т}}, \quad (3.22)$$

где $\xi_{\text{т}} = y_{\text{т}} \cdot \frac{h_0 - h_{\text{п.в}}}{h_{\text{т}} - h_{\text{о.к}}}$ коэффициент ценности теплоты пара отбора, близкий по значению коэффициенту недовыработки $y_{\text{т}}$ и изменяющийся также в пределах от 1 для свежего пара до 0 для пара на выходе из турбины (перед конденсатором), Коэффициент $\xi_{\text{т}}$ характеризует потенциал работоспособности пара отбора, а также определяет относительное увеличение полного расхода теплоты на турбоустановку на единицу количества отпускаемой теплоты по сравнению с конденсационным расходом $Q_{\text{т}}^{(\text{к})}$:

$$\xi_{\text{т}} = (Q_{\text{ты}} - Q_{\text{ты}}^{(\text{к})}) / Q_{\text{т}}, \quad \text{или} \quad \xi_{\text{т}} = \partial Q_{\text{ты}} / \partial Q_{\text{т}}. \quad (3.23)$$

В соответствии с физическим методом распределения расхода теплоты между электрической и тепловой энергией расход теплоты на производство электроэнергии равен

$$Q_{\text{ты}}^{\text{э}} = Q_{\text{ты}} - Q_{\text{т}} = Q_{\text{ты}}^{(\text{к})} - (1 - \xi_{\text{т}}) \cdot Q_{\text{т}}. \quad (3.24)$$

С увеличением отпуска теплоты $Q_{\text{т}}$ полный расход теплоты $Q_{\text{ты}}$ возрастает, а расход теплоты на производство электроэнергии уменьшается, что обуславливается уменьшением потери теплоты в конденсаторе турбины. Это вытекает непосредственно из сопоставления уравнений общего баланса теплоты турбин типа K :

$$Q_{\text{ты}}^{\text{э}} = 3600 \cdot N_i + Q_{\text{к}}; \quad (3.25)$$

$$Q_{\text{ты}}^{\text{к}} = 3600 \cdot N_i + Q_{\text{к}}^{(\text{к})}. \quad (3.26)$$

Разность $\Delta Q_{\text{ты}} = Q_{\text{ты}}^{(\text{к})} - Q_{\text{ты}}^{\text{э}} = Q_{\text{к}}^{(\text{к})} - Q_{\text{к}} = \Delta Q_{\text{к}}$, т. е. разность расходов теплоты на производство электроэнергии в конденсационной и теплофикационной турбоустановках равна уменьшению потери теплоты в конденсаторе турбины (в холодном источнике):

$$\Delta Q_{\text{ты}} = \Delta Q_{\text{к}} = \Delta D_{\text{к}} \cdot (h_{\text{к}} - h'_{\text{к}}) = (1 - y_{\text{т}}) \cdot D_{\text{т}} \cdot q_{\text{к}}, \quad (3.27)$$

где $q_{\text{к}} = h_{\text{к}} - h'_{\text{к}}$.

Значение $\Delta Q_{\text{ты}} = \Delta Q_{\text{к}}$ тем больше, чем больше отбор пара $D_{\text{т}}$ и чем меньше коэффициенты $\eta_{\text{т}}$ и $\xi_{\text{т}}$, т.е. чем больше выработка электроэнергии паром отбора.

Для турбин с противодавлением $Q_{\text{к}} = 0$ и КПД по производству электроэнергии

$$\eta_{\text{ты}}^{\circ} = \frac{3600 \cdot N_{\circ}}{Q_{\text{ты}}^{\circ}} = \frac{3600 \cdot N_i \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}}{3600 \cdot N_i} = \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}. \quad (3.28)$$

Для идеального турбоагрегата без механических и электрических потерь $\eta_{\text{ты}}^{\circ} = 1$. Было бы неверно заключить из этого, что энергетическая эффективность такой турбоустановки не зависит от начальных и конечных параметров пара и внутреннего относительного КПД турбины. Повышение начальных и понижение конечных параметров пара, повышение внутреннего относительного КПД турбины с противодавлением (а также потоков пара в отборах в турбине Т) энергетически всегда выгодно, так как при этом возрастает внутренняя электрическая мощность теплофикационной турбины и соответственно должна быть уменьшена мощность, вырабатываемая конденсационным путем в турбоагрегатах энергетической системы.

Иначе говоря, эффективность турбоагрегата с противодавлением следует рассматривать не изолированно, а совместно с конденсационными агрегатами энергосистемы.

Сравнение КПД по производству электроэнергии теплофикационной и конденсационной турбоустановками целесообразно выполнить, пользуясь методом энергетических коэффициентов.

КПД по производству электроэнергии турбоустановкой типа Т

$$\eta_{\text{ты}}^{\circ} = \frac{N_{\text{к}} + N_{\text{т}}}{Q_{\text{ты}}^{(\text{к})} + N_{\text{т}}} = \frac{N_{\text{к}}}{Q_{\text{ты}}^{(\text{к})}} \cdot \frac{1 + N_{\text{т}}/N_{\text{к}}}{1 + N_{\text{т}}/Q_{\text{ты}}^{(\text{к})}}. \quad (3.29)$$

Здесь принято $\eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}} = 1$, то есть внутренняя мощность турбины $N_{\text{г}} = N_{\text{к}} + N_{\text{т}}$; $Q_{\text{ты}}^{(\text{к})}$ – расход теплоты на конденсационный поток пара $D_{\text{к}}$.

Из последнего уравнения следует:

$$\eta_{\text{ты}}^{\circ} = \eta_{\text{ты}}^{(\text{к})} \cdot \frac{1 + A_{\text{т}}}{1 + A_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{ты}}^{(\text{к})}}. \quad (3.30)$$

Здесь $\eta_{\text{ты}}^{(\text{к})} = N_{\text{к}}/Q_{\text{ты}}^{(\text{к})}$ – КПД конденсационной турбоустановки при расходе на неё теплоты $Q_{\text{ты}}^{(\text{к})} = D_{\text{к}} \cdot (h_0 - h'_{\text{к}})$; $D_{\text{к}}$ – расход сквозного конденсационного потока пара в турбине; $A_{\text{т}} = N_{\text{т}}/N_{\text{к}}$ – энергетический коэффициент пара отбора, равный соотношению мощностей пара отбора и конденсационного потока.

Очевидно, что

$$\frac{\eta_{\text{ты}}^{\text{э}}}{\eta_{\text{ты}}^{(\text{к})}} = \frac{1 + A_{\text{т}}}{1 + A_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{ты}}^{(\text{к})}} > 1. \quad (3.31)$$

Таким образом, КПД по производству электрической энергии выше КПД конденсационного потока, что обуславливается выработкой электроэнергии на тепловом потреблении, уменьшением потери теплоты в конденсаторе турбины.

Относительное повышение КПД теплофикационной турбоустановки по производству электроэнергии по сравнению с КПД конденсационной турбоустановки равно:

$$\delta\eta_{\text{ты}}^{\text{э}} = \frac{\eta_{\text{ты}}^{\text{э}} - \eta_{\text{ты}}^{(\text{к})}}{\eta_{\text{ты}}^{(\text{к})}} = \frac{\eta_{\text{ты}}^{\text{э}}}{\eta_{\text{ты}}^{(\text{к})}} - 1 = \frac{1 - \eta_{\text{ты}}^{(\text{к})}}{1/A_{\text{т}} + \eta_{\text{ты}}^{(\text{к})}}. \quad (3.32)$$

Очевидно, при любом отборе пара $\delta\eta_{\text{ты}}^{\text{э}} > 0$. Например, если $N_{\text{т}} = N_{\text{к}}$ и $A_{\text{т}} = 1$, а также $\eta_{\text{ты}}^{(\text{к})} = 0,50$, то $\delta\eta_{\text{ты}}^{\text{э}} = 0,33$.

При больших значениях $A_{\text{т}}$ относительное повышение КПД еще больше.

3.4. Тепловая экономичность и расход топлива на ТЭЦ

Энергетическая эффективность и тепловая экономичность процессов производства (и отпуска) электрической энергии и теплоты в отдельности характеризуются КПД ТЭЦ:

$$\eta_{\text{с}}^{\text{э}} = 3600 \cdot N_{\text{э}} / Q_{\text{с}}^{\text{э}}; \quad (3.33)$$

$$\eta_{\text{с}}^{\text{т}} = Q_{\text{т}}^{\text{о}} / Q_{\text{с}}^{\text{т}}. \quad (3.33a)$$

Общую тепловую экономичность процесса совместного производства обоих видов энергии можно характеризовать полным КПД ТЭЦ:

$$\eta_{\text{с}}^{\text{э,т}} = (3600 \cdot N_{\text{э}} + Q_{\text{т}}^{\text{о}}) / Q_{\text{с}}. \quad (3.34)$$

Для теплофикационной турбоустановки соответственно получим:

$$\eta_{\text{ты}}^{\text{э,т}} = (3600 \cdot N_{\text{э}} + Q_{\text{т}}^{\text{о}}) / Q_{\text{ты}}. \quad (3.35)$$

Считая полезно произведенной на ТЭЦ только электроэнергию, получаем абсолютный электрический КПД для турбоустановки:

$$\eta_{\text{ты}}^{\text{а}} = 3600 \cdot N_{\text{э}} / Q_{\text{ты}}. \quad (3.36)$$

Приняв $\eta_{\text{ты}}^{\text{т}} = \eta_{\text{т}} = 1$ и обозначив долю теплоты, затрачиваемой в турбоустановке на внешнего потребителя,

$$\beta_{\text{т}} = Q_{\text{т}}/Q_{\text{ты}} ; \quad (3.37)$$

$$1 - \beta_{\text{т}} = Q_{\text{ты}}^{\text{э}}/Q_{\text{ты}} , \quad (3.37\text{а})$$

найдем соотношение между приведенными выше КПД теплофикационной турбины в виде:

$$\eta_{\text{ты}}^{\text{э,т}} = (3600 \cdot N_{\text{э}} + Q_{\text{т}})/Q_{\text{ты}} = \eta_{\text{ты}}^{\text{а}} + \beta_{\text{т}} \quad (3.38)$$

и

$$\eta_{\text{ты}}^{\text{э}} = \frac{3600 \cdot N_{\text{э}}}{Q_{\text{ты}}^{\text{э}}} = \frac{3600 \cdot N_{\text{э}}}{Q_{\text{ты}} \cdot (1 - \beta_{\text{т}})} = \frac{\eta_{\text{ты}}^{\text{а}}}{1 - \beta_{\text{т}}} . \quad (3.39)$$

Отсюда общее соотношение между этими тремя КПД имеет вид

$$\eta_{\text{ты}}^{\text{а}} = (1 - \beta_{\text{т}}) \cdot \eta_{\text{ты}}^{\text{э}} = \eta_{\text{ты}}^{\text{э,т}} - \beta_{\text{т}} . \quad (3.40)$$

На рисунке 3.4 показано изменение $\eta_{\text{ты}}^{\text{э}}$ и $\eta_{\text{ты}}^{\text{а}}$ в зависимости от доли отбора пара $\alpha_{\text{т}} = D_{\text{т}}/D_0$ турбины типа КО (принято $\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{г}} = \eta_{\text{т}} = 1$). Турбина типа Т, являясь общим типом турбин, при $\alpha_{\text{т}} = 0$ превращается в турбину типа К, а при $\alpha_{\text{т}} = 1$ – в турбину с противодавлением Р.

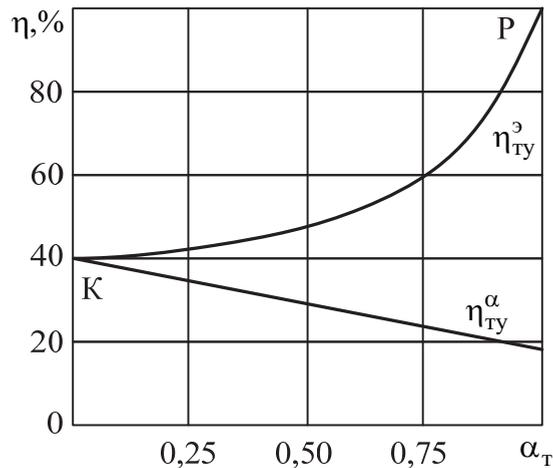


Рис. 3.4. Зависимость внутренних КПД теплофикационной турбоустановки (по производству электроэнергии $\eta_{\text{ты}}^{\text{э}}$ и абсолютного $\eta_{\text{ты}}^{\text{а}}$) от доли отбора пара $\alpha_{\text{т}}$:

К – конденсационный режим работы;
Р – режим работы с противодавлением

При конденсационном режиме оба КПД совпадают (точка К на рис. 3.4), при работе с противодавлением КПД $\eta_{\text{ты}}^{\text{э.т}} = \eta_{\text{ты}}^{\text{э}} = 1$.

КПД $\eta_{\text{ты}}^{\text{э.т}}$ возрастает примерно линейно с увеличением $\alpha_{\text{т}}$. КПД $\eta_{\text{ты}}^{\text{э}}$ возрастает сначала медленно, затем все быстрее, достигая значения КПД $\eta_{\text{ты}}^{\text{э.т}}$ при $\alpha_{\text{т}} = 1$ (точка Р).

КПД $\eta_{\text{ты}}^{\text{а}}$ непрерывно снижается с увеличением $\alpha_{\text{т}}$ от значения КПД турбоустановки типа К до меньшего значения этого КПД для турбоустановки типа Р. Следовательно, абсолютный КПД турбоустановки не характеризует эффективность комбинированного производства электрической энергии и теплоты и не должен использоваться для этой цели.

Общий расход теплоты и топлива на ТЭЦ распределяется между электрической и тепловой энергией аналогично распределению расхода теплоты на турбоустановку, т.е. посредством коэффициента $\beta_{\text{т}} = Q_{\text{т}}/Q_{\text{ты}}$. Получаем:

$$Q_{\text{с}}^{\text{т}} = \beta_{\text{т}} \cdot Q_{\text{с}}; \quad (3.41)$$

$$Q_{\text{с}}^{\text{э}} = (1 - \beta_{\text{т}}) \cdot Q_{\text{с}}. \quad (3.42)$$

Аналогично

$$B_{\text{т}} = \beta_{\text{т}} \cdot B; \quad (3.43)$$

$$B_{\text{э}} = (1 - \beta_{\text{т}}) \cdot B, \quad (3.43a)$$

где $B_{\text{э}} + B_{\text{т}} = B$ – общий расход топлива на ТЭЦ.

Расходы топлива связаны с КПД следующими соотношениями:

$$B_{\text{э}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{с}}^{\text{э}} = 3600 \cdot N_{\text{э}} \quad (3.44)$$

$$B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{с}}^{\text{т}} = Q_{\text{т}}^{\text{о}}. \quad (3.45)$$

Общий расход топлива на ТЭЦ можно определить из уравнения теплового баланса парового котла:

$$B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{п.к}} = Q_{\text{п.к}} = D_{\text{п.к}} \cdot (h_{\text{пс}} - h_{\text{пв}}) \quad (3.46)$$

(при отсутствии промежуточного перегрева).

Из уравнения часового энергетического баланса можно определить удельный расход условного топлива с теплотой сгорания 29,308 кДж/г на единицу произведенной электрической энергии, г/(кВт·ч):

$$b_{\text{э}} = \frac{B_{\text{э}}}{N_{\text{э}}} = \frac{3600}{Q_{\text{н.у}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{с}}^{\text{э}}} = \frac{3600}{29,308 \cdot \eta_{\text{с}}^{\text{э}}} = \frac{122,8}{\eta_{\text{с}}^{\text{э}}} \approx \frac{123}{\eta_{\text{с}}^{\text{э}}}. \quad (3.47)$$

Наименьшее значение КПД ТЭЦ по производству электроэнергии соответствует ее конденсационному режиму, для которого, например, $\eta_c^3 \approx 0,34$, и тогда $b_s \approx 360$ г/(кВт·ч). Наиболее высокое значение КПД имеет ТЭЦ при работе турбин с противодавлением без потерь теплоты в конденсаторе. При этом

$$\eta_c^3 = \eta_{\text{гв}}^3 \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} = \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}}. \quad (3.48)$$

Например, при $\eta_c^3 = 0,985 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,90 = 0,855$ получим $b_s = 144$ г/(кВт·ч).

Коэффициент полезного действия и удельный расход теплоты на производство электроэнергии на ТЭЦ q_c^3 , кДж/(кВт·ч) связаны соотношением

$$\eta_c^3 = 3600 \cdot N_s / Q_c^3 = 3600 / q_c^3, \quad (3.49)$$

если $\eta_c^3 = 0,40 \div 0,50$, то $q_c^3 = 9000 \div 7200$ кДж/(кВт·ч). При использовании КПД нетто $\eta_c^{3,н}$ определяются соответствующие показатели $b_{3,н}$ и $q_c^{3,н}$ ТЭЦ.

Удельный расход условного топлива на единицу теплоты, отпущенной для внешнего потребителя, кг/ГДж, определяют из уравнения

$$b_{\text{т}} = \frac{B_{\text{т}}}{Q_{\text{т}}} = \frac{1}{Q_{\text{п.г}}^{\text{т}} \cdot \eta_{\text{с}}^{\text{т}}} = \frac{10^3}{29,308 \cdot \eta_{\text{с}}^{\text{т}}} = \frac{34,121}{\eta_{\text{с}}^{\text{т}}}. \quad (3.50)$$

При $\eta_{\text{с}}^{\text{т}} = \eta_{\text{гв}}^{\text{т}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,90 = 0,873$ получим: $b_{\text{т}} = 39,08$ кг/ГДж.

При дополнительном отпуске теплоты пиковыми водогрейными котлами учитывают также расход топлива на них.

3.5. Сравнение комбинированного и раздельного производства электрической и тепловой энергии

Комбинированное производство электрической и тепловой энергии обеспечивает уменьшение расхода топлива.

Однако при малой годовой продолжительности теплового потребления и дешевом топливе экономичным может быть раздельное производство электрической энергии и теплоты.

При этом электрическая энергия вырабатывается конденсационным путем, а теплота отпускается из котельной низкого давления (в виде исключения – с редуцированным паром из энергетических котлов). Энергетическая установка, состоящая в этом случае из КЭС и котельной низкого давления (КНД), называется раздельной (РУ) (рис. 3.5).

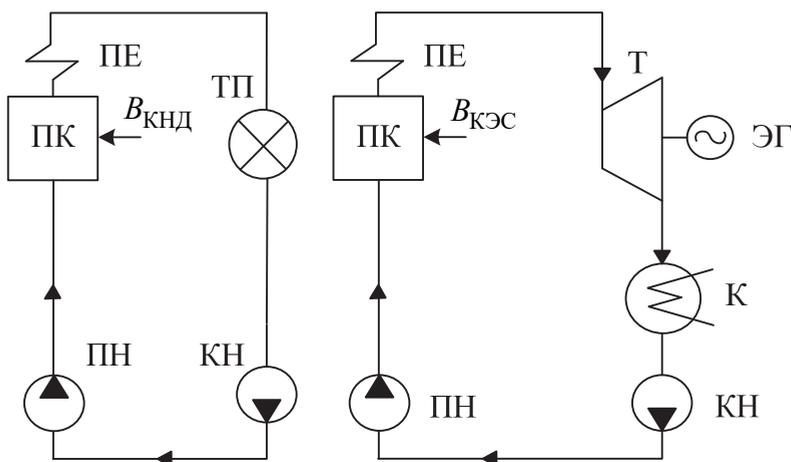


Рис. 3.5. Тепловая схема простейшей раздельной установки (РУ):

КНД – котельная низкого давления; КЭС – конденсационная электростанция;
 ТП – тепловой потребитель; ЭГ – электрогенератор; ПН – питательный насос;
 КН – конденсатный насос

Сравним тепловую экономичность ТЭЦ и РУ. Обязательным условием сравнения таких установок является их энергетическая сопоставимость, т.е. равный отпуск каждого вида энергии. Сравнение проводим в первом приближении по расходам пара, затем – по расходам теплоты и топлива.

Общий расход пара на РУ:

$$D_{\text{РУ}} = D_{\text{КЭС}} + D_{\text{КНД}} = D_{\text{КЭС}} + D_{\text{Т}}, \quad (3.51)$$

на ТЭЦ

$$D_0 = D_{0(\text{к})} + y_{\text{Т}} \cdot D_{\text{Т}}, \quad (3.52)$$

где $D_{\text{КЭС}}$ и $D_{0(\text{к})}$ – расходы пара на конденсационную выработку одинаковой электрической мощности N_e на КЭС и ТЭЦ; $D_{0(\text{к})} \approx D_{\text{КЭС}}$, отсюда

$$\Delta D = D_{\text{РУ}} - D_0 = (1 - y_{\text{Т}}) \cdot D_{\text{Т}}, \quad (3.53)$$

т.е. уменьшение расхода пара на ТЭЦ по сравнению с расходом на РУ равно снижению пропуска пара в конденсатор теплофикационной турбины КО по сравнению с пропуском пара через турбину К.

Общий расход теплоты топлива составляет:

– на РУ

$$Q_{\text{РУ}} = Q_{\text{КЭС}} + Q_{\text{КНД}} = Q_{\text{КЭС}} + Q_{\text{с}}^{\text{Т}}; \quad (3.54)$$

– на ТЭЦ

$$Q_{\text{с}} = Q_{\text{с}}^{\text{э}} + \xi_{\text{Т}} \cdot Q_{\text{с}}^{\text{Т}}. \quad (3.55)$$

Принимая $Q_c^3 = Q_{\text{кЭС}}$, получаем

$$\Delta Q = Q_{\text{пу}} - Q_c = (1 - \xi_T) \cdot Q_c^T, \quad (3.56)$$

где ξ_T – коэффициент ценности теплоты, затрачиваемой на внешнего потребителя на ТЭЦ.

Сравнение расходов топлива на ТЭЦ и РУ – один из основных элементов общего их технико-экономического сопоставления.

Общий расход топлива:

– на РУ

$$B_{\text{пу}} = B_{\text{кЭС}} + B_{\text{кнд}}; \quad (3.57)$$

– на ТЭЦ

$$B = B_3 + B_T. \quad (3.58)$$

Общая электрическая мощность N_3 на ТЭЦ составляется из мощностей N_T , вырабатываемой паром отбора, и N_k , вырабатываемой конденсационным потоком. Мощность N_T производится с удельным расходом условного топлива b_3^p (как в турбине с противодавлением), мощность N_k – с удельным расходом близким к конденсационной электростанции $b_3^k \approx b_{\text{кЭС}}$.

Разделим общую мощность N_3 на КЭС также на две составляющие мощности N_k и N_T , полученные с одинаковым удельным расходом условного топлива $b_{\text{кЭС}}$. Тогда написанные выше выражения для расходов топлива примут вид

$$B_{\text{пу}} = b_{\text{кЭС}} \cdot (N_k + N_T) + B_{\text{кнд}}; \quad (3.59)$$

$$B = (b_3^p \cdot N_T + b_3^k \cdot N_k) + B_c^T. \quad (3.60)$$

Имея в виду, что $b_3^k \approx b_{\text{кЭС}}$, и принимая $B_c^T \approx B_{\text{кнд}}$, получаем:

$$\Delta B = B_{\text{пу}} - B \approx (b_{\text{кЭС}} - b_3^p) \cdot N_T. \quad (3.61)$$

Это важное соотношение позволяет определить экономию топлива благодаря комбинированному производству электрической и тепловой энергии на ТЭЦ, то есть благодаря теплофикации.

Приняв $b_{\text{кЭС}} = 0,30$ кг/(кВт·ч) и $b_3^p = 0,15$ кг/(кВт·ч), получим $\Delta B = 0,15 \cdot N_T$, кг/ч. Для теплофикационной мощности $N_T = 1$ млн кВт экономия условного топлива составит $\Delta B = 150$ т/ч, или около 500 тыс. т в год. Теплофикация обеспечивает ежегодную экономию условного топлива в России около 25 млн. т, экономия около 1/3 топлива в сравнении с режимами раздельного производства электроэнергии и теплоты.

Заменяя в (3.61) $N_T = \varepsilon_T \cdot Q_T$, где ε_T – удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении Q_T , получаем удельную экономию условного топлива, кг/ГДж:

$$\Delta b = \Delta B / Q_T = (b_{\text{кэс}} - b_3^p) \cdot \varepsilon_T, \quad (3.62)$$

или

$$\Delta b \approx 0,15 \cdot \varepsilon_T. \quad (3.63)$$

Принимая $\varepsilon_T = 50 \div 150$ кВт·ч/ГДж, получаем $\Delta b = 7,5 \div 22,5$ кг/ГДж, в среднем $\Delta b = 15$ кг/ГДж.

При отпуске теплоты $Q_T = 1$ млн ГДж экономия условного топлива благодаря теплофикации ΔB составляет примерно 15 тыс. т.

Формула (3.62) наглядно показывает зависимость эффективности теплофикации от энергетического совершенства выработки электроэнергии на тепловом потреблении, т. е. от параметров пара и КПД турбины и ТЭЦ.

3.6. Использование отработавшей теплоты турбин в котельной установке

Предварительная подсушка топлива. В отдельных случаях на электростанциях применяют предварительную подсушку твердого топлива для снижения его влажности, улучшения условий его сжигания в топках паровых котлов и для повышения их экономичности. После удаления внешней влаги улучшается сыпучесть угля, хранение и транспорт подсушенного топлива становятся надежнее, улучшается работа мельничных систем и увеличивается их производительность.

В замкнутых системах пылеприготовления с молотковыми мельницами или мелющими вентиляторами, используемых в современных паровых котлах, подсушка и размол топлива осуществляются одновременно. Угольная пыль и сушильный агент (горячий воздух, топочные газы) подаются в топочную камеру котлов.

На некоторых электростанциях, использующих как высоковлажное топливо (бурый уголь, лигниты), так и каменный уголь умеренной влажности, применяют разомкнутую систему пылеприготовления. Благодаря более низкой температуре смеси сушильного агента и водяных паров (90–100°C) по сравнению с температурой уходящих газов парового котла (120–140°C) общая потеря с физической теплотой сбрасываемых в атмосферу газов и паров уменьшается. КПД парового котла при этом существенно возрастает за счет снижения потерь теплоты с уходящими газами и от недожога топлива. Снижаются расходы электроэнергии на тягу и дутье, на пылеприготовление.

Широкое применение получил вариант разомкнутой системы пылеприготовления с паровой сушкой топлива в паровых трубчатых сушилках. На некоторых электростанциях в России и за рубежом такая система успешно эксплуатиру-

ется с использованием отборного пара турбоустановок. Возможна разомкнутая схема подсушки влажных топлив в мельницах уходящими газами паровых котлов с присадкой к ним горячих газов из конвективной шахты котла. Такая схема также высокоэкономична и может найти применение на крупных энергоблоках.

При предварительной паровой подсушке угля паровые сушилки, углеразмольные мельницы (УМ) и их вспомогательное оборудование образуют общую сушильно-размольную систему в виде отдельной установки, называемой *центральной пылезаводом* (ЦПЗ). Установка ЦПЗ на ТЭС приводит к возрастанию капиталовложений в электростанцию. Индивидуальная разомкнутая система пылеприготовления с газовой предварительной подсушкой топлива перед углеразмольными мельницами (УМ) также увеличивает удельные капиталовложения в ТЭС.

Принципиальная схема электростанции (энергоблока) с разомкнутой предварительной подсушкой топлива приведена на рис. 3.6. В соответствии с этой схемой, кроме КПД турбинной установки, транспорта теплоты и парового котла, нужно учитывать еще КПД сушильно-размольной системы (ЦПЗ или УМ), который в общем виде можно выразить так:

$$\eta_{п.т} = \frac{Q_{п.т}}{Q_{с.т} + Q_{т.п}}, \quad (3.64)$$

где $Q_{с.т}$ – теплота сырого топлива; $Q_{п.т}$ – расход теплоты подсушенного топлива (угольной пыли) на паровой котел; $Q_{т.п}$ – расход теплоты отработавшего пара.

Потери теплоты в сушильно-размольной системе в виде потерь с физической теплотой воздуха и выделенных при подсушке топлива водяных паров из-за уноса частичек пыли в атмосферу и рассеяния теплоты в окружающую среду оцениваются в размере 1–4%, т.е. $\eta_{п.т} = 0,96 \div 0,99$.

При паровой сушке топлива (рис. 3.6, а) отработавшим паром турбин КПД электростанции (энергоблока)

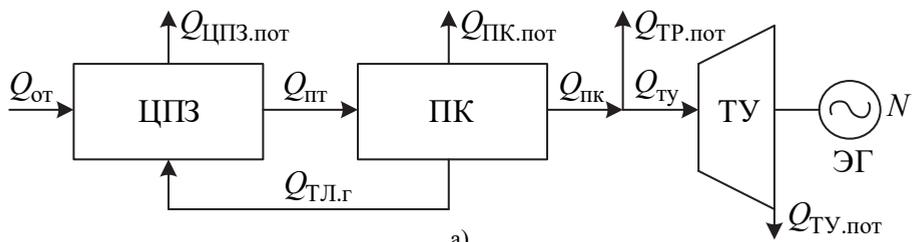
$$\eta_c = \frac{3600 \cdot N_3}{Q_{с.т}} = \frac{3600 \cdot N_3}{Q_{т.п}} \cdot \frac{Q_{т.п}}{Q_{п.к}} \cdot \frac{Q_{п.к}}{Q_{п.т}} \cdot \frac{Q_{п.т}}{Q_{с.т}} = \eta_{т.п}^a \cdot \eta_{т.п} \cdot \eta_{п.к} \cdot \frac{Q_{п.т}}{Q_{с.т}}. \quad (3.65)$$

Введем обозначение доли теплоты, отпускаемой турбоустановкой с паром на подсушку топлива:

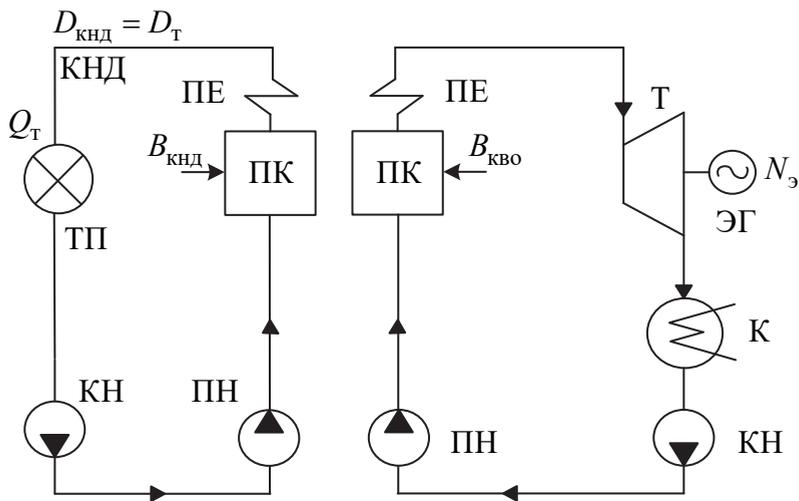
$$\beta_{т.п} = Q_{п.т} / Q_{т.п}. \quad (3.66)$$

Преобразуем отношение $Q_{п.т} / Q_{т.п}$ (3.67):

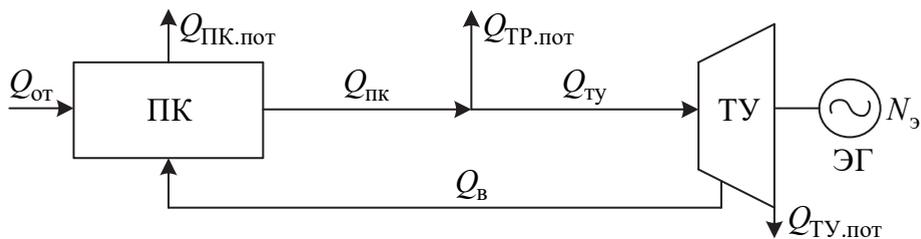
$$\begin{aligned} \frac{Q_{п.т}}{Q_{с.т}} &= \frac{\eta_{п.т} \cdot (Q_{с.т} + Q_{п.т})}{Q_{с.т}} = \eta_{п.т} \cdot \left(1 + \frac{Q_{п.т}}{Q_{с.т}} \right) = \\ &= \eta_{п.т} \cdot \left(1 + \frac{Q_{п.т}}{Q_{т.п}} \cdot \frac{Q_{т.п}}{Q_{с.т}} \cdot \frac{3600 \cdot N_3}{3600 \cdot N_3} \right) = \eta_{п.т} \cdot \left(1 + \beta_{т.п} \cdot \frac{\eta_{с.т}}{\eta_{т.п}^a} \right) \end{aligned} \quad (3.67)$$



а)



б)



в)

Рис. 3.6. Принципиальная схема электростанции:

а – с паровой сушкой топлива на ЦПЗ; б – с индивидуальной газовой сушкой топлива в углеразмольных мельницах (УМ); в – с предварительным подогревом котельного воздуха; $Q_{т.п}$, $Q_{т.п}^f$, $Q_{в}$ – расходы теплоты отработавшего пара и отбираемых газов на подсушку топлива или подогрев котельного воздуха; $Q_{п.т}$ – расход теплоты подсушенного топлива (угольной пыли) на паровой котел; $Q_{с.т}$ – теплота сырого топлива; $Q_{п.к}$ – полезная тепловая нагрузка парового котла; $Q_{ту}$ – полный расход теплоты на турбоустановку; $Q_{цпз.пот}$, $Q_{п.к.пот}$, $Q_{тр.пот}$, $Q_{ту.пот}$, $Q_{ум.пот}$ – потери теплоты соответственно в центральном пылезаводе, в паровом котле, при транспорте теплоты, в турбоустановке, в углеразмольных мельницах

После подстановки получаем:

$$\eta_c = \frac{\eta_{\text{ту}}^a \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot \eta_{\text{п.т}}}{1 - \beta_{\text{тл}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot \eta_{\text{п.т}}} \quad (3.68)$$

Таким образом, КПД электростанции (энергоблока) является функцией КПД отдельных элементов схемы, а кроме того, – доли отпуска теплоты с отработавшим паром из турбинной установки для подсушки топлива $\beta_{\text{тл}}$. Если $\beta_{\text{тл}} = 0$ и отсутствует предварительная подсушка топлива ($\eta_{\text{п.т}} = 1$), получаем обычное выражение для КПД электростанции $\eta_c = \eta_{\text{ту}}^a \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}}$.

Абсолютный электрический КПД турбоустановки $\eta_{\text{ту}}^a$ и КПД турбоустановки по производству электроэнергии $\eta_{\text{ту}}^э$ связаны соотношением

$$\eta_{\text{ту}}^a = (1 - \beta_{\text{тл}}) \cdot \eta_{\text{ту}}^э, \quad (3.69)$$

поэтому (3.68) принимает вид

$$\eta_c = \eta_{\text{ту}}^a \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot \eta_{\text{п.т}} \cdot \frac{1 - \beta_{\text{тл}}}{1 - \beta_{\text{тл}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot \eta_{\text{п.т}}} \quad (3.70)$$

Из (3.69) следует, что КПД электростанции с подсушкой топлива отработавшим паром, как правило, выше абсолютного КПД ТЭЦ $\eta_c^a = \eta_{\text{ту}}^a \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}}$, т.е.

$$\eta_c = \eta_c^a \cdot \frac{\eta_{\text{п.т}}}{1 - \beta_{\text{тл}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot \eta_{\text{п.т}}} > \eta_c^a, \quad (3.71)$$

но ниже КПД ТЭЦ по производству электроэнергии $\eta_c^э = \eta_{\text{ту}}^э \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}}$:

$$\eta_c = \eta_c^э \cdot \eta_{\text{п.т}} \cdot \frac{1 - \beta_{\text{тл}}}{1 - \beta_{\text{тл}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot \eta_{\text{п.т}}} < \eta_c^э. \quad (3.72)$$

Произведение $\eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot \eta_{\text{п.т}}$ при коэффициенте $\beta_{\text{тл}}$ в предыдущих формулах характеризует использование теплоты отработавшего пара, отводимого для подсушки топлива в технологическом контуре, включающем сушильно-размольную систему, паровой котел, трубопроводы электростанции. Величина $1/(\eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot \eta_{\text{п.т}})$ определяет относительные затраты теплоты в этом контуре.

Для определения коэффициента $\beta_{\text{тл}}$ необходимо знать параметры и расход пара на сушку $D_{\text{тл}}$. К паровым сушилкам обычно подводят пар с давлением 0,5 МПа и температурой 250°C. По проведенным расчетам для энергоблока 300 МВт на подмосковном буром угле $D_{\text{тл}} \approx 18$ кг/с; для энергоблока 800 МВт на ГСШ $D_{\text{тл}} \approx 10$ кг/с.

Принимая для численной иллюстрации полученных формул $\beta_{\text{тл}} = 0,05$, а также следующие значения КПД установок электростанций:

$$\eta_{\text{ты}}^{\text{э}} = 0,45; \eta_{\text{ты}}^{\text{а}} = \eta_{\text{ты}}^{\text{э}} \cdot (1 - \beta_{\text{тл}}) = 0,4275;$$

$$\eta_{\text{п.к}} = 0,92; \eta_{\text{тр}} = 0,98; \eta_{\text{п.т}} = 0,98,$$

по (3.70) получаем:

$$\eta_{\text{с}} = 0,45 \cdot 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,98 \cdot \frac{1 - 0,05}{1 - 0,05 \cdot 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,98} = 0,3952.$$

При этом

$$\eta_{\text{с}}^{\text{э}} = \eta_{\text{ты}}^{\text{э}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} = 0,4057;$$

$$\eta_{\text{с}}^{\text{а}} = \eta_{\text{ты}}^{\text{а}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} = 0,3854.$$

Следовательно, как и было показано выше, $\eta_{\text{с}}^{\text{а}} < \eta_{\text{с}}^{\text{э}}$.

В индивидуальных разомкнутых пылесистемах с газовой сушкой топлива в углеразмольных мельницах (рис. 3.6, б) используется смесь уходящих газов парового котла и газов, отводимых из его конвективной шахты. КПД энергоблока в этом случае определяем способом, аналогичным использованному при выводе (3.34):

$$\eta_{\text{с}} = \frac{3600 \cdot N_{\text{э}}}{Q_{\text{с.т}}} = \frac{3600 \cdot N_{\text{э}}}{Q_{\text{ты}}} \cdot \frac{Q_{\text{ты}}}{Q_{\text{п.к}}} \cdot \frac{Q_{\text{п.к}}}{Q_{\text{п.т}}} \cdot \frac{Q_{\text{п.т}}}{Q_{\text{с.т}}} = \eta_{\text{ты}}^{\text{а}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot \frac{Q_{\text{п.т}}}{Q_{\text{с.т}}}. \quad (3.73)$$

Введем обозначение доли теплоты, отводимой с газами парового котла в углеразмольные мельницы для газовой сушки топлива:

$$\beta_{\text{тл}}^{\text{г}} = Q_{\text{тл}}^{\text{г}} / Q_{\text{п.к}}. \quad (3.74)$$

КПД углеразмольной системы в общем виде

$$\eta_{\text{п.т}} = Q_{\text{п.т}} / (Q_{\text{с.т}} + Q_{\text{тл}}^{\text{г}}). \quad (3.75)$$

Используем эти величины для преобразования отношения $Q_{\text{п.т}} / Q_{\text{с.т}}$:

$$\frac{Q_{\text{п.т}}}{Q_{\text{с.т}}} = \eta_{\text{п.т}} \cdot \frac{Q_{\text{с.т}} + Q_{\text{тл}}^{\text{г}}}{Q_{\text{с.т}}} = \eta_{\text{п.т}} \cdot \left(1 + \beta_{\text{тл}}^{\text{г}} \cdot \frac{\eta_{\text{с.т}}}{\eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{ты}}^{\text{а}}} \right). \quad (3.76)$$

После подстановки получим:

$$\eta_{\text{с}} = \frac{\eta_{\text{ты}}^{\text{а}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot \eta_{\text{п.т}}}{1 - \beta_{\text{тл}}^{\text{г}} \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot \eta_{\text{п.т}}}. \quad (3.77)$$

При расчете энергоблока 500 МВт на канско-ачинском буром угле с газовой разомкнутой сушкой топлива получаем: $\beta_{\text{тл}}^{\text{г}} = 0,11$; $\eta_{\text{ты}}^{\text{а}} = 0,44$; $\eta_{\text{тр}} = 0,98$; $\eta_{\text{п.т}} = 0,96$; $\eta_{\text{п.к}} = 0,888$.

Тогда

$$\eta_c = \frac{0,44 \cdot 0,98 \cdot 0,888 \cdot 0,96}{1 - 0,11 \cdot 0,888 \cdot 0,96} = 0,4056.$$

Предварительный подогрев котельного воздуха. При использовании сернистого топлива (мазут, уголь) необходима защита поверхностей нагрева воздухоподогревателя (ВП) и отводящих коробов газов от коррозии (считается допустимой скоростью коррозии менее 0,3 мм/год). Применение простого технического решения – рециркуляции части горячего воздуха – связано со значительным увеличением поверхности ВП и с дополнительным расходом электроэнергии на перекачку воздуха при ухудшении КПД котла и повышении температуры уходящих газов. Поэтому в настоящее время широко применяют предварительный подогрев котельного воздуха в энергетических калориферах, составленных из отдельных секций типа СО-110 или СО-170 (от 40 до 100 секций на паровой котел). Греющей средой является отборный пар турбоустановки с параметрами 0,4–0,5 МПа и температурой около 200°С (рис. 3.7).

Перед подачей в ВП воздух подогревают до 70–90°С в зависимости от вида топлива, а при растопке парового котла, перед включением мазутных форсунок, повышают температуру воздуха до 110–120°С. Современные установки для предварительного подогрева воздуха (УППВ) решают также задачи по улучшению санитарно-гигиенической обстановки для персонала и вентиляции помещений электростанций (особенно для районов с низкими температурами наружного воздуха).

КПД энергоблока с предварительным подогревом котельного воздуха определяется по формуле

$$\eta_c = \frac{3600 \cdot N_{\text{э}}}{Q_{\text{с.т}}} = \frac{3600 \cdot N_{\text{э}}}{Q_{\text{тв}}} \cdot \frac{Q_{\text{тв}}}{Q_{\text{п.к}}} \cdot \frac{Q_{\text{п.к}}}{Q_{\text{с.т}} + Q_{\text{в}}} \cdot \frac{Q_{\text{с.т}} + Q_{\text{в}}}{Q_{\text{с.т}}}. \quad (3.78)$$

КПД парового котла с предварительным подогревом котельного воздуха по прямому балансу

$$\eta_{\text{п.к}} = Q_{\text{п.к}} / (Q_{\text{с.т}} + Q_{\text{в}}). \quad (3.79)$$

Введем обозначение доли теплоты, отпускаемой турбоустановкой с паром на подогрев воздуха:

$$\beta_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{тв}}. \quad (3.80)$$

Используем выражения для $\eta_{\text{п.к}}$ и $\beta_{\text{в}}$ и преобразуем отношение

$$(Q_{\text{с.т}} + Q_{\text{в}}) / Q_{\text{с.т}} : \quad (3.81)$$

$$\frac{Q_{\text{с.т}} + Q_{\text{в}}}{Q_{\text{с.т}}} = 1 + \frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{с.т}}} = 1 + \beta_{\text{в}} \cdot \frac{\eta_c}{\eta_{\text{тв}}^a}. \quad (3.82)$$

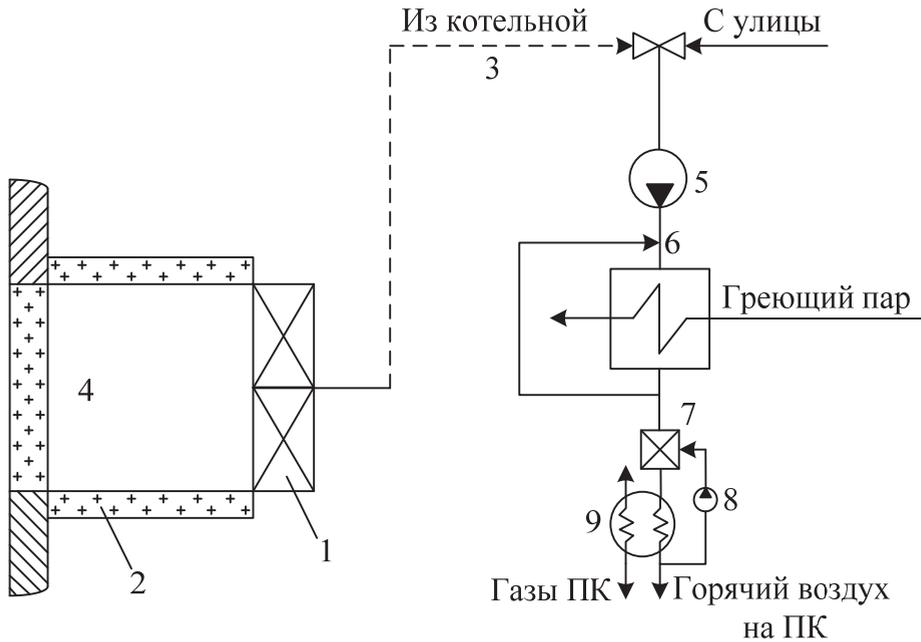


Рис. 3.7. Схема комбинированной установки предварительного подгрева котельного воздуха:

- 1–паровоздушные или водовоздушные аппараты I ступени подгрева воздуха;
 2–жалюзи рециркуляции воздуха; 3–тепловыделения оборудования;
 4–воздухозаборные устройства; 5–дутьевой вентилятор; 6–основные энергетические calorifiers;
 7–смеситель; 8–вентилятор рециркуляции; 9–воздухоподогреватель парового котла

Отсюда:

$$\eta_c = \eta_{\text{ту}}^a \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot \left(1 + \beta_v \cdot \frac{\eta_c}{\eta_{\text{ту}}^a} \right), \quad (3.83)$$

или

$$\eta_c = \frac{\eta_{\text{ту}}^a \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}}}{1 - \beta_v \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}}}. \quad (3.84)$$

Абсолютный электрический КПД связан с КПД турбинной установки по производству электроэнергии соотношением

$$\eta_{\text{ту}}^a = (1 - \beta_v) \cdot \eta_{\text{ту}}^3, \quad (3.85)$$

поэтому (3.84) можно записать в виде

$$\eta_c = \eta_{\text{ту}}^3 \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot \frac{1 - \beta_v}{1 - \beta_v \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}}}. \quad (3.86)$$

Из (3.85) и (3.86) следует, что при использовании отработавшей теплоты турбин в котельной установке КПД электростанции выше, чем КПД КЭС, но ниже КПД ТЭС с внешним потреблением теплоты, т.е. $\eta_{\text{КЭС}} < \eta_c < \eta_{\text{ТЭС}}^3$.

Предварительный подогрев котельного воздуха отборным паром турбоустановки обеспечивает не только защиту воздухоподогревателей паровых котлов от коррозии, но может дать и дополнительную экономию топлива при условии использования низкопотенциальных отборов пара. При повышенном давлении отборного пара на калориферную установку возможен перерасход условного топлива на ТЭС на 1–1,5 г/(кВт·ч).

Подогрев газов рециркуляции котлов отборным паром турбины. Рециркуляция части дымовых газов в топочные камеры паровых котлов ТЭС применяется в России и за рубежом для регулирования температуры пара промежуточного перегрева и подавления оксидов азота. Для этой цели обычно забирают до 20–30% газов перед воздухоподогревателем, что связано с дополнительными капиталовложениями и затратами электроэнергии на привод дымососов рециркуляции. Использование схемы для парового подогрева части уходящих газов котла отборным паром турбины (рис. 3.8) позволяет в значительной степени компенсировать недостатки рециркуляции за счет снижения удельного расхода топлива на электростанции. Экономия топлива происходит вследствие совершения дополнительной работы паром регенеративных отборов на единицу пропуска пара в конденсатор.

Расчеты, проведенные для энергоблока 800 МВт, показали, что подогрев приблизительно 25% уходящих газов котла, отводимых на рециркуляцию, со 150 до 250°C (рис. 3.8) позволяет сэкономить до 7600 т топлива в год. Это окупает дополнительные затраты за срок менее 1 года.

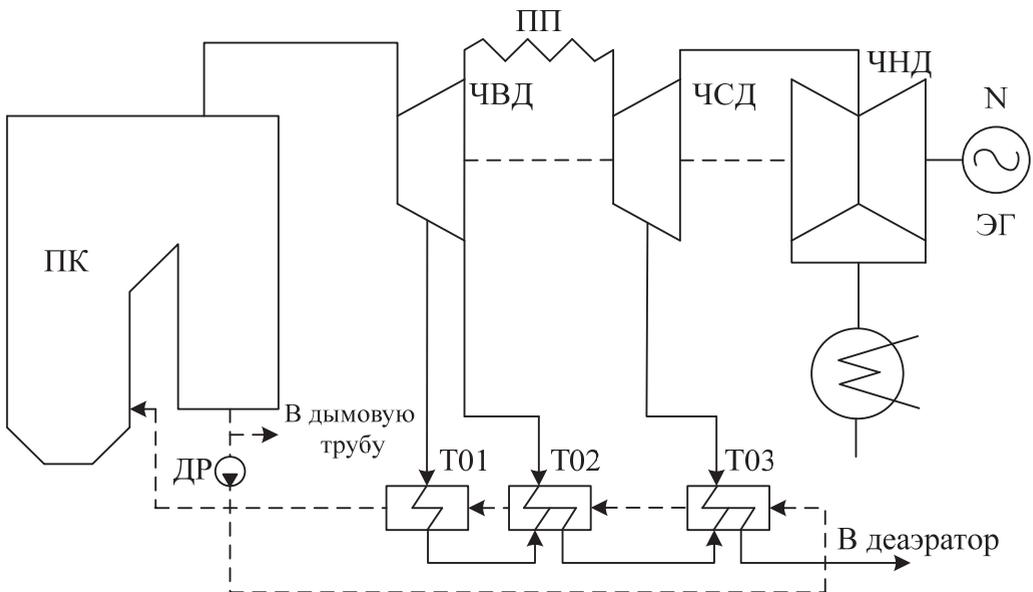


Рис. 3.8. Принципиальная тепловая схема электростанции о подогревом газов рециркуляции отборным паром турбины:

ДР – дымосос рециркуляции уходящих газов;
Т01, Т02, Т03 – газопаровые теплообменники

Контрольные вопросы и задания

1. Какие методы распределения расхода теплоты между электрической и тепловой энергией вы знаете?
2. В чем заключается физический метод распределения расхода теплоты между электрической и тепловой энергией?
3. В чем заключается пропорциональный метод распределения (метод ОРГРЭС) расхода теплоты между электрической и тепловой энергией?
4. Дайте определение коэффициента недовыработки мощности паром отбора теплофикационной турбины.
5. Качественно постройте в $h-s$ диаграмме процесс расширения пара в теплофикационной турбине с отбором на сетевой подогреватель и конденсацией пара.
6. Качественно постройте в $h-s$ диаграмме процесс расширения пара в теплофикационной турбине с противодавлением.
7. Изобразите тепловые схемы простейших теплоэлектроцентралей: с турбиной с регулируемым отбором и конденсацией пара, а также с турбиной с противодавлением.
8. Запишите энергетические уравнения теплофикационной турбины с регулируемым отбором и конденсацией пара, а также с турбиной с противодавлением.
9. Как изменяется полный расход теплоты на турбоустановку при увеличении отпуска теплоты из отборов теплофикационной турбины?
10. Запишите КПД по производству электроэнергии с теплофикационной турбоустановкой.
11. Какие показатели тепловой экономичности ТЭЦ Вы знаете? Как их можно рассчитать?
12. С точки зрения уменьшения расхода топлива, какое производство тепла и электроэнергии выгоднее: раздельное или комбинированное и почему?
13. Для каких целей используется отработавшая теплота пара турбин на ТЭЦ?

Глава 4. НАЧАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ ПАРА

4.1. Общие положения

Под начальными параметрами пара понимают температуру и давление пара перед турбиной и соответствующие им параметры пара на выходе из паровых котлов. Паротурбинные электростанции на органическом топливе используют перегретый пар, состояние которого определяется температурой и давлением. В свою очередь давление пара однозначно определяет температуру насыщения. Таким образом, начальные параметры пара сводятся к двум температурам: перегретого и насыщенного пара. На атомных электростанциях используется в основном насыщенный пар. На АЭС с реакторами на быстрых нейтронах работают турбинные установки на перегретом паре. Слабоперегретый пар планируется использовать и на паротурбинных АЭС с уран-графитовыми реакторами новых типов. При работе на насыщенном паре начальные параметры характеризуются одной величиной – давлением (или температурой) пара.

Повышение начальных параметров пара, позволяющее увеличивать КПД цикла и располагаемый теплоперепад, является одним из основных источников экономии топлива на электростанциях. Технический прогресс на паротурбинных электростанциях в значительной мере проявлялся в повышении начальных параметров пара. Так, за прошедшие 50 лет на отечественных электростанциях начальное давление пара возросло с 1,5–2,0 до 23,5–24,5 МПа, т.е. в 12–16 раз, начальная температура – с 350 до 550°С, то есть в 1,3 раза.

Энергетическую эффективность повышения начальной температуры пара можно иллюстрировать на примере идеального цикла Карно. Действительно, КПД цикла Карно

$$\eta_i^k = \frac{T_0 - T_k}{T_0} = 1 - \frac{T_k}{T_0}, \quad (4.1)$$

где T_0 – начальная и T_k – конечная температуры цикла, К, при которых теплота подводится к рабочему телу и отводится от него.

Конечная температура пара T_k крупных конденсационных паросиловых турбоустановок изменяется в относительно нешироких пределах, от 295 до 310 К. Если принять $T_k = 300$ К, то при $T_0 = 600$ и 800 К КПД цикла Карно η_i^k равен соответственно 0,50 и 0,625; при $T_0 = 900$ К $\eta_i^k = 0,667$. Таким образом, КПД цикла Карно сравнительно быстро возрастает с повышением начальной температуры пара.

Повышение начальной температуры пара, благоприятное также и в цикле Ренкина и в циклах, применяемых на паротурбинных ТЭС и АЭС, практически ограничивается прочностными и технологическими свойствами металлов, надежностью их в работе, а также экономическими условиями, их удорожанием с повышением температуры, в особенности при переходе от одного класса стали к другому, более совершенному. Так, до температур 725 К возможно применение углеродистых сталей; до температуры 825 К – слаболегированных сталей перлитного класса; до температур 870 и 900 К – соответственно сталей ферритно-мартенситного и аустенитного классов; до температур 1400 К – сплавы никелевых классов. Переход от каждого из этих классов стали к следующему более жаропрочному и жаростойкому сопровождается значительным повышением их стоимости – в 2–10 раз.

Необходимость перехода к другому классу стали зависит также от давления пара. Повышение начального давления пара, как правило, способствует повышению КПД цикла водяного пара. Исключение составляет околокритическая область состояний пара, в которой может наблюдаться обратная зависимость – снижение КПД с ростом давления как насыщенного, так и перегретого пара при данной его температуре.

Термодинамически наиболее эффективно одновременное повышение начальной температуры и начального давления пара.

Если исходить из прочностных свойств металла, то при заданном классе (и марке) стали с повышением начальной температуры приходится снижать начальное давление пара, чтобы обеспечить необходимый уровень надежности оборудования. Такие парные значения начальной температуры и давления, например t_0^I , p_0^I и t_0^{II} , p_0^{II} , соответствующие одинаковой прочности оборудования, причем $t_0^I > t_0^{II}$, а $p_0^I < p_0^{II}$, можно назвать равнопрочными начальными параметрами пара.

Повышение начального давления пара (при данной температуре) позволяет наряду с возможным улучшением тепловой экономичности электростанции увеличить мощность оборудования при допустимых его размерах (габаритах). Увеличение плотности пара с повышением его давления позволяет существенно увеличить массовый его расход и совершаемую им работу в проточной части турбины, размеры которой ограничиваются конструктивными условиями.

Промежуточный перегрев пара позволяет осуществить дополнительный подвод теплоты к рабочему телу (водяному пару) и повысить его работоспособность. Тем самым частично компенсируется ограничение начальной температуры свежего пара по указанным выше причинам и повышается КПД цикла. Применение промежуточного перегрева пара на конденсационных паротурбинных установках способствует также снижению конечной влажности в последних ступенях турбины, повышению надежности и экономичности их работы.

Обычно применяется одноступенчатый промежуточный перегрев пара. Для особенно крупных энергоблоков при дорогом используемом топливе возможно применение двухступенчатого промежуточного перегрева пара. Такая схема применена на некоторых крупных энергоблоках в США.

Наиболее крупные теплофикационные паросиловые турбоустановки также можно выполнять с промежуточным перегревом пара. Например, серийно изготавливают теплофикационные турбины типа Т-250/300-23,5 с промежуточным перегревом пара.

4.2. Зависимость тепловой экономичности конденсационных паросиловых турбоустановок от начальных параметров пара

Установим зависимость КПД цикла Ренкина от начальных параметров пара. Рассмотрим сначала цикл сухого насыщенного пара, применяемый в настоящее время на АЭС. Коэффициент полезного действия цикла (брутто):

$$\eta_t = H_a / Q_0, \quad (4.2)$$

где $H_a = h_0 - h_{к.а}$ – располагаемый теплоперепад пара (в обратимом адиабатном процессе), кДж/кг; h_0 и $h_{к.а}$ – соответственно энтальпия пара перед турбиной и отработавшего пара после изэнтропного расширения его в турбине; в данном случае $h_0 = h''$, кДж/кг; $Q_0 = h_0 - h'_к$ – теплота, затрачиваемая в цикле; $h'_к$ – энтальпия конденсата на выходе из турбоустановки (равная в данном случае энтальпии питательной воды $h_{п.в}$ паровых котлов), зависящая от давления в конденсаторе турбины p_k . Из h, S -диаграммы рабочего процесса пара в турбине видно, что по мере повышения начального давления пара теплоперепад H_a сперва возрастает, достигает максимального значения, затем уменьшается (рис. 4.1). Теплоперепад H_a достигает максимума в точке, в которой касательная к пограничной кривой параллельна конечной изотерме (она же изобара) $t_k = \text{const}$ ($p_k = \text{const}$).

Расход теплоты Q_0 также достигает максимума в точке, для которой начальное давление $p_0 \approx 3,0$ МПа, а $h_0 = h'' \approx 2804$ кДж/кг. Точка пограничной кривой, отвечающая максимуму теплоперепада H_a , в h, S -диаграмме находится левее точки максимума энтальпии сухого насыщенного пара $h_0 = h''$, соответствуя более высокому начальному давлению пара и меньшему значению энтропии S .

Максимум КПД η_t не совпадает с максимумом теплоперепада H_a : близ максимума H_a с дальнейшим повышением давления теплоперепад H_a уменьшается сравнительно медленно, а расход теплоты Q_0 , прошедший максимум при более низком давлении, уменьшается относительно быстрее. Таким образом, при небольшом уменьшении числителя H_a знаменатель Q_0 уменьшается быстрее,

т.е. КПД η_t должен еще возрастать. В дальнейшем теплоперепад H_a будет снижаться быстрее, чем начальная энтальпия h_0 , и КПД, пройдя через свое максимальное значение, будет уменьшаться. Условие максимума КПД нетрудно установить обычным образом, приравняв нулю производную КПД, по энтропии:

$$\partial \eta_t / \partial S = (Q_0 \cdot \partial H_a / \partial S - H_a \cdot \partial Q_0 / \partial S) / Q_0^2 = 0. \quad (4.3)$$

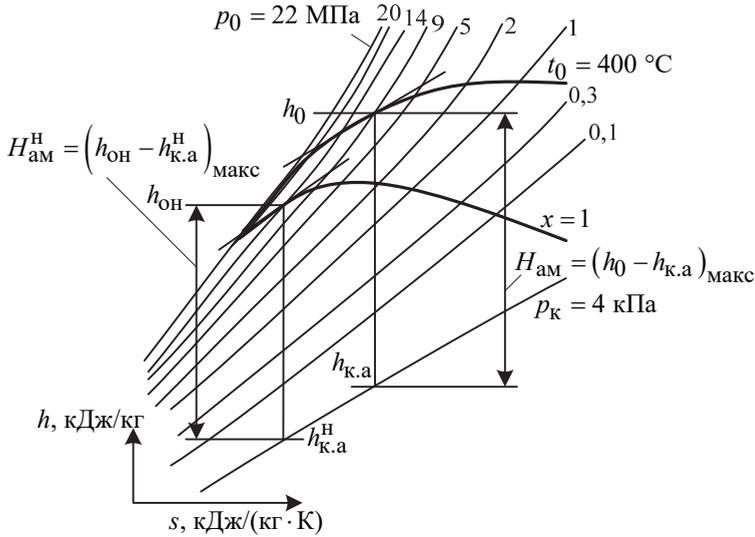


Рис. 4.1. Процесс в h, S -диаграмме работы в турбине пара различных начальных параметров

Отсюда вытекает соотношение между величинами H_a и Q_0 в точке максимума КПД η_t , а именно:

$$dH_a / H_a = dQ_0 / Q_0, \quad (4.4)$$

или, так как

$$Q_0 = h_0 - h'_к \text{ и } h'_к = f(p_к) = \text{const}, \quad dH_a / H_a = dh_0 / Q_0. \quad (4.5)$$

Таким образом, условием максимума КПД η_t является равенство относительных изменений (уменьшения) теплоперепада H_a и расхода теплоты Q_0 .

Расход теплоты Q_0 складывается из теплоперепада H_a и потери теплоты в холодном источнике $Q_{к.а} = h_{к.а} - h'_к$, $Q_0 = H_a + Q_{к.а}$.

Поэтому

$$\eta_t = \frac{H_a}{H_a + Q_{к.а}} = \frac{1}{1 + Q_{к.а} / H_a} = \frac{1}{1 + 1/\varepsilon_{к.а}}, \quad (4.6)$$

где $\varepsilon_{к.а} = H_a / Q_{к.а}$ – относительный располагаемый теплоперепад (работа пара) на единицу отработавшей теплоты. Величина $\varepsilon_{к.а}$ аналогична относительной (удель-

ной) выработке электроэнергии на единицу теплоты, затрачиваемой на внешнего потребителя теплофикационной турбоустановкой. Как видно из формулы (4.6), КПД η_t и относительная выработка $\varepsilon_{к.а}$ изменяются в одном направлении.

$$\text{Из соотношения (4.5) следует: } \varepsilon_{к.а} = \frac{\eta_t}{1 - \eta_t} = \frac{1}{1/\eta_t - 1}. \quad (4.7)$$

Так, например, при η_t , равных 0,6; 0,5; 0,4, соответственно $\varepsilon_{к.а}$ равны 1,5; 1,0; 0,67.

Расчеты подтверждают наличие максимума термического КПД цикла Ренкина сухого насыщенного пара при начальной температуре около 350°C и соответствующем начальном давлении пара 17,0 МПа (см. кривую *a* на рис. 4.2).

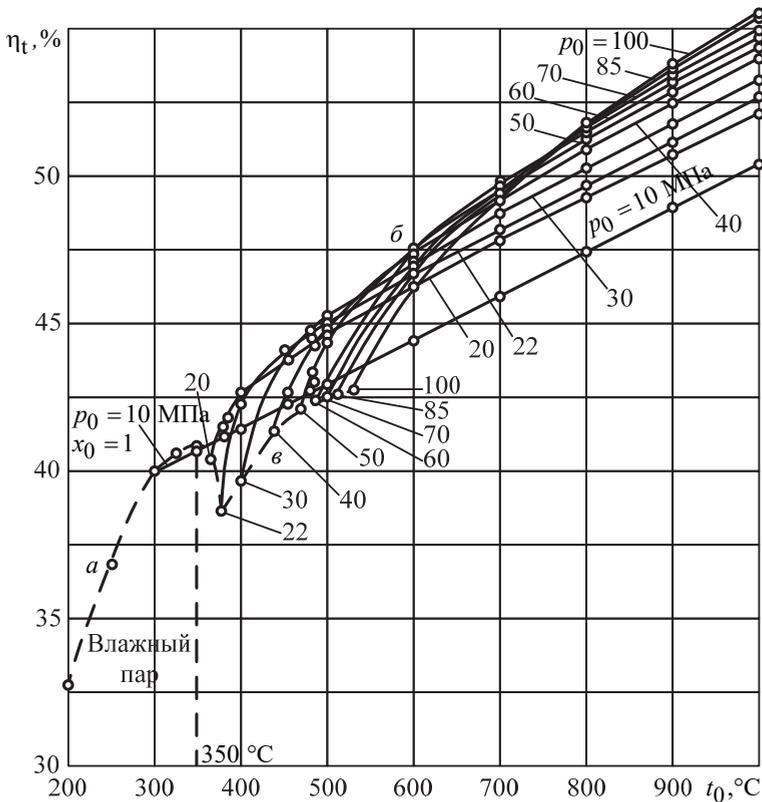


Рис. 4.2. Зависимость КПД теоретических циклов от начальной температуры пара:
 а – сухой насыщенный пар; б – перегретый пар;
 в – линия условного фазового перехода в сверхкритической области

Снижение КПД цикла сухого насыщенного пара при повышении температуры от 350°C до критической около 374°C (и повышении давления от 17,0 МПа до критического – около 22,1 МПа) обуславливает сложную зависимость КПД цикла от параметров пара в околкритической области.

Зависимость КПД цикла сухого насыщенного пара от начальной температуры характеризуется кривой а на рис. 4.2, дающей одновременно зависимость КПД от начального давления. Зависимость КПД цикла перегретого пара от начальной температуры характеризуется семейством кривых, каждая из которых отвечает определенному начальному давлению пара. Общим для этих кривых является рост КПД с повышением начальной температуры при любом начальном давлении (кривые б рис. 4.2).

Переход от цикла сухого насыщенного пара к циклу перегретого пара можно рассматривать как добавление к исходному циклу сухого насыщенного пара цикла, обусловленного перегревом. В результате такого добавления получается сложный цикл с расходом теплоты Q_0 , работой W , КПД $\eta_t = W/Q_0$, состоящий из исходного цикла (с расходом теплоты Q_0^0 , работой W и КПД $\eta_0 = W_0/Q_0^0$) и дополнительного цикла с расходом теплоты Q_Δ , работой W_Δ и КПД η_Δ . Коэффициент полезного действия такого сложного цикла перегретого пара

$$\eta_t = \frac{W}{Q_0} = \frac{W_0 + W_\Delta}{Q_0^0 + Q_\Delta} = \frac{W_0}{Q_0^0} \cdot \frac{1 + W_\Delta/W_0}{1 + Q_\Delta/Q_0^0}. \quad (4.8)$$

Вводя энергетический коэффициент дополнительного цикла

$$A_\Delta = W_\Delta/W_0 \quad (4.9)$$

имея в виду, что

$$Q_\Delta = W_\Delta/\eta_\Delta \text{ и } Q_0^0 = W_0/\eta_0, \quad (4.10)$$

получаем:

$$\frac{Q_\Delta}{Q_0^0} = \frac{W_\Delta}{W_0} \cdot \frac{\eta_0}{\eta_\Delta} = A_\Delta \cdot \frac{\eta_0}{\eta_\Delta} \quad (4.11)$$

и, следовательно,

$$\eta_t = \eta_0 \cdot \frac{1 + A_\Delta}{1 + A_\Delta \cdot \eta_0/\eta_\Delta}. \quad (4.12)$$

Относительное повышение КПД благодаря перегреву пара

$$\Delta\eta_t = \frac{\eta_t - \eta_0}{\eta_0} = \frac{1 - \eta_0/\eta_\Delta}{1/A_\Delta + \eta_0/\eta_\Delta}. \quad (4.13)$$

Таким образом, изменение КПД цикла благодаря перегреву пара зависит от отношения КПД основного η_0 и дополнительного η_Δ циклов.

Нетрудно установить, что при усложнении цикла перегревом всегда $\eta_\Delta > \eta_0$ и, следовательно, КПД цикла возрастает. Используем понятие эквивалентного цикла Карно, имеющего тот же КПД $\eta_{\text{экв}}^K$ что и рассматриваемый цикл, а именно $\eta_0^K = \eta_0$ или $\eta_\Delta^K = \eta_\Delta$, и одинаковую с рассматриваемым циклом конечную темпе-

ратуру $T_k^K = T_k^0 = T_k^\Delta$, где индекс К означает «Карно», а индекс к – «конденсация» или «конечная». Начальные температуры соответствующих составляющих цикла равны при этом

$$T_0^K = \frac{T_k}{1 - \eta_0} \quad (4.14)$$

и

$$T_\Delta^K = \frac{T_k}{1 - \eta_\Delta}. \quad (4.14a)$$

Очевидно, что большему КПД соответствует большая начальная температура эквивалентного цикла Карно T^K и большей температуре T^K – больший КПД η^K .

Начальную температуру эквивалентного цикла Карно удобно определить графически, заменяя в T, S -диаграмме площадь цикла прямоугольником с тем же основанием, равным изменению энтропии, для основного цикла $\Delta S = S_0 - S_k$ (рис. 4.1). Начальная температура эквивалентного цикла Карно означает среднюю температуру подвода теплоты в цикле. Очевидно, $T_\Delta^K > T_0^K$ и $\eta_\Delta > \eta_0$. Таким образом, дополнительный перегрев свежего пара всегда повышает КПД цикла.

При докритических давлениях пара начальная точка кривых КПД циклов перегретого пара располагается на кривой а (рис. 4.2) КПД цикла сухого насыщенного пара; соответствующая этому давлению температура насыщения на оси абсцисс определяет положение начальной точки изобары $t_0 = \text{const}$.

Сложный характер рассматриваемой зависимости в околокритической области обусловлен спадом кривой КПД сухого насыщенного пара в интервале давлений 17,0–22,1 МПа. В связи с этим спадом изобары КПД докритического давления, например 17,0 МПа, проходят сначала выше изобары критического давления 22,1 МПа. Из-за быстрого подъема КПД изобара 22,1 МПа пересекается с изобарой 17,0 МПа и при высоких начальных температурах идет выше. Такая закономерная зависимость КПД от начальной температуры и начального давления наблюдается в сверхкритической области, исключая упомянутую околокритическую область с температурами несколько ниже и несколько выше критической. Итак, при всех докритических и сверхкритических температурах, исключая околокритическую область, более высоким начальным значениям температуры и давления отвечают и более высокие КПД.

Для начальной, исходной точки сверхкритических изобар КПД используем понятие о точке условного фазового перехода воды в сверхкритической области, вытекающее из природы воды и водяного пара. Действительно, фазовый переход воды в докритической области характеризуется бесконечно большим значением удельной теплоемкости $c_p = \infty$.

С повышением температуры сверх критической удельная теплоемкость уже не достигает бесконечно большого значения, однако каждому сверхкритическому давлению отвечает сверхкритическая температура, при которой удельная теплоемкость c_p достигает максимального значения. При давлениях, близких к критическому, наблюдается быстрый рост теплоемкости до максимума и затем такой же быстрый спад. По мере повышения давления максимум теплоемкости c_p относительно уменьшается и выражается все менее явно; при очень высоких давлениях p_0 кривые c_p приобретают более пологий характер (рис. 4.3).

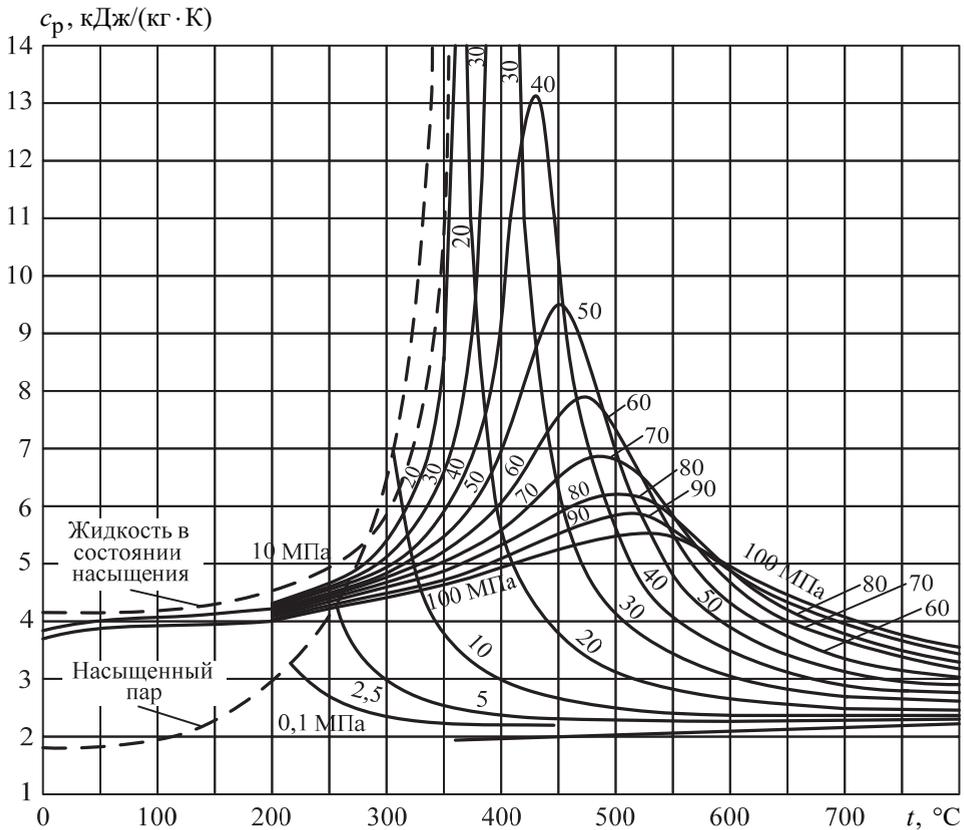


Рис. 4.3. Зависимость удельной теплоемкости воды и водяного пара от температуры при различных давлениях

Точки максимума удельной теплоемкости c_p естественно принять за точки условного фазового перехода в сверхкритической области воды и водяного пара. Эти точки характеризуются следующими численными значениями температур T_ϕ и давлений P_ϕ пара (табл. 4.1).

Точки максимума удельной теплоемкости

p_{ϕ} , МПа	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0	80,0
T_{ϕ} , К	680	705	730	750	765	780
c_p , кДж/(кг·К)	26,0	13,2	9,6	7,9	6,9	6,3

На рисунке 4.2 проведем линию $p_{\phi} = f(t_{\phi})$, характеризующую связь температур и давлений воды и водяного пара, отвечающую максимальным значениям теплоемкости c_p , то есть условному фазовому переходу вещества. Эту линию можно принять за геометрическое место начальных точек изобар КПД η_t в сверхкритической области параметров водяного пара.

Как видно из ранее изложенного, практически важно выяснить зависимость КПД цикла и турбоустановки от начального давления пара при заданной его начальной температуре.

Исходной кривой зависимости $\eta_t = f(p_0)_{t_0}$ является рассмотренная выше (рис. 4.2) кривая зависимости $\eta_t^H = f(t_0^H)$ сухого насыщенного пара, так как одновременно эта кривая определяет зависимость $\eta_t^H = f(p_0)$. Нужно иметь в виду, что вдоль этой кривой изменяются значения как t_0^H , так и связанные с ними значения p_0 . Так как перегрев пара повышает КПД цикла, то все изотермы $\eta_t = f(p_0)$ с температурами выше критической ($t_{кр} \approx 374^{\circ}\text{C}$) располагаются выше кривой КПД сухого насыщенного пара (рис. 4.4). Подобно кривой КПД сухого насыщенного пара изотермы КПД перегретого пара также имеют максимум, сдвигающийся последовательно в сторону более высоких давлений с повышением начальной температуры.

С повышением начальной температуры кривая КПД в области максимума становится все более полой, и при очень высокой начальной температуре пара максимум КПД в рассматриваемом интервале начальных давлений уже не наблюдается, сдвигаясь в область еще более высоких начальных давлений пара.

Вид кривых на рис. 4.4 подтверждает положение об энергетической эффективности одновременного повышения обоих начальных параметров – температуры и давления пара.

Кривые КПД цикла η_t дают только первое приближение при определении оптимального значения начального давления пара p_0 при постоянной начальной температуре t_0 . Следующим шагом должен быть учет энергетических

потерь турбины, что достигается посредством введения внутреннего относительного КПД турбины η_{oi} учетом этой величины внутренний абсолютный КПД турбоустановки:

$$\eta_t = \eta_l \cdot \eta_{oi} \quad (4.15)$$

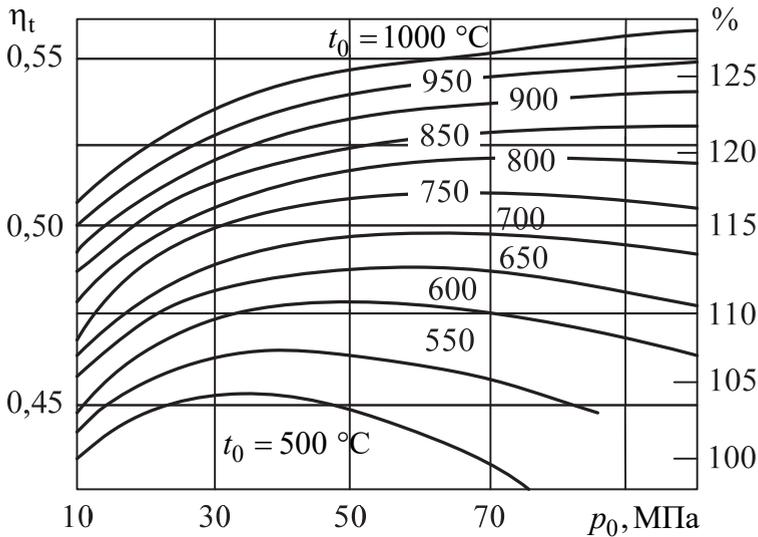


Рис. 4.4. Зависимость термического КПД идеального цикла водяного пара от начального давления p_0 при различных начальных температурах t_0

Значение η_{oi} существенно зависит от термодинамических параметров рабочего тела, которые в свою очередь, зависят от начальных параметров в цикле.

С повышением температуры, с уменьшением плотности пара и ростом его удельного объема уменьшаются потери трения, увеличиваются высоты лопаток, уменьшаются относительные потери из-за протечек пара через зазоры турбинной ступени, снижается конечная влажность пара.

В связи с этим при повышении начальной температуры значение η_{oi} возрастает.

Повышение начального давления пара действует в обратном направлении: плотность пара возрастает, уменьшаются его удельный объем и высота лопаток, возрастают потери из-за протечек через зазоры в турбинной ступени; увеличивается конечная влажность пара. На рисунке 4.5 показана зависимость η_{oi} от объемного пропуска пара.

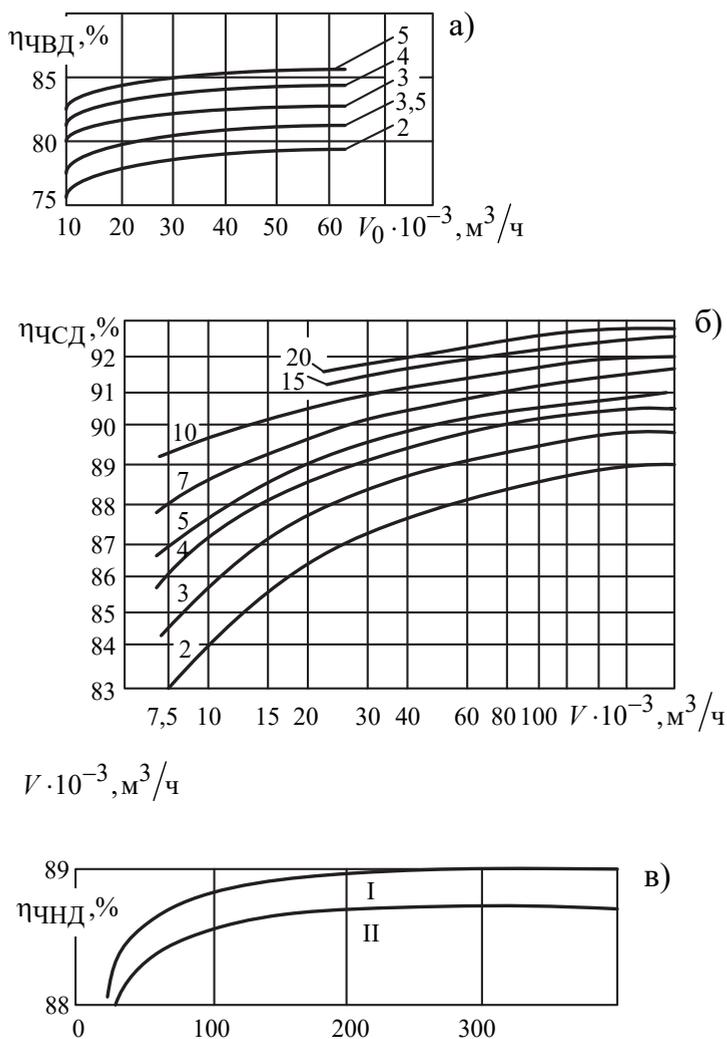


Рис. 4.5. Зависимости внутреннего относительного КПД отсеков турбины от объемного пропуска пара при различных отношениях давлений пара перед и после частей высокого (а) и среднего (б) давлений и числах выхлопов ЧНД (в) турбины (I – четыре или восемь выхлопов; II – три или шесть выхлопов) без учета влажности пара

Влияние внутреннего относительного КПД турбины η_{oi} на положение кривых η_i проявляется как бы в деформации кривых η_t . Действительно, $\Delta\eta = \eta_t - \eta_i = \eta_t \cdot (1 - \eta_{oi})$, т. е. внутренний абсолютный КПД турбоустановки при заданной начальной температуре с повышением начального давления все больше уменьшается по сравнению с термическим КПД цикла. В результате этого максимальные значения $\eta_i^{\text{макс}}$ смещаются в сторону меньших значений начального давления p_0 по сравнению с максимумами $\eta_t^{\text{макс}}$ (рис. 4.6).

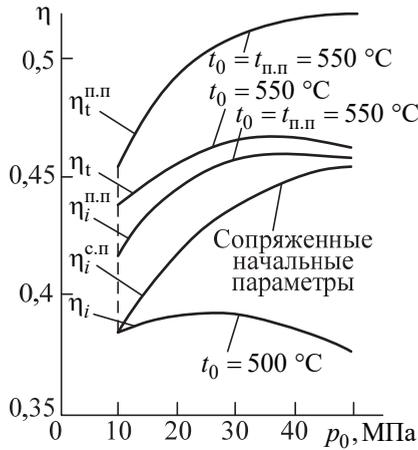


Рис. 4.6. Зависимость термического η_t и внутреннего абсолютного η_i КПД турбоустановки от начального давления p_0

В действительном процессе работы пара в турбине конечная влажность пара не должна превышать 12%. Такое ограничение обуславливается эрозией последних лопаток каплями влаги, выделяющимися из общего парового потока, а также снижением КПД последних ступеней, работающих на влажном паре. Это снижение КПД на каждый дополнительный процент влажности пара составляет 0,5–1%. Имея это в виду, нужно считать не все точки кривых $\eta_i = f(p_0)_{t_0}$ реально достижимыми.

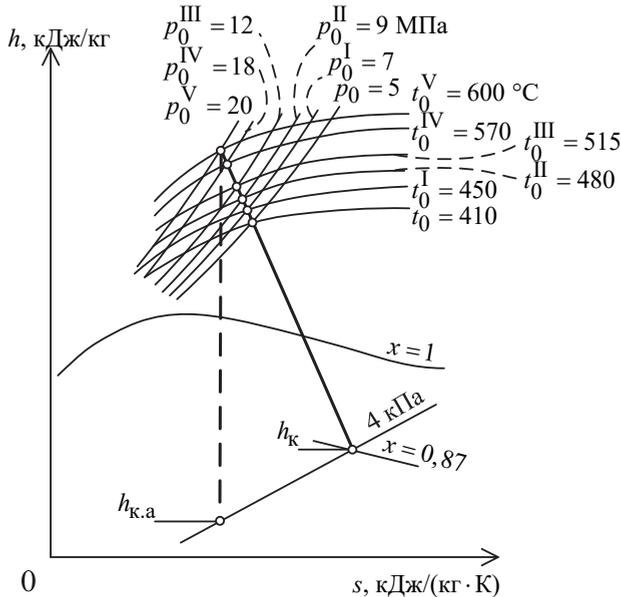


Рис. 4.7. Процесс работы в турбине пара с сопряженными начальными параметрами

Парные значения начальной температуры и начального давления, соответствующие заданной конечной влажности пара в турбине, называют сопряженными параметрами пара. Очевидно, сопряженные начальные параметры пара располагаются в h, S -диаграмме на одной общей линии рабочего процесса пара в турбине, приводящей к заданной конечной влажности пара (рис. 4.7).

Приведем для примера значения сопряженных начальных параметров пара, отвечающие конечной влажности пара в турбине 13% и внутреннему относительному КПД турбины 0,85 (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Сопряженные начальные параметры пара

$t_0, ^\circ\text{C}$	600	570	540	515	480	450	410
$p_0, \text{МПа}$	20	18	14	12	9	7	5

Как видно из приведенных данных, начальной температуре 540°C соответствует сопряженное значение начального давления около 14,0 МПа. В России, а также за рубежом для паросиловых электростанций с начальной температуре 540°C широко применяют начальные давления пара около 14,0 и 24,0 МПа без превышения допустимой конечной влажности пара. Это достигается применением промежуточного перегрева пара.

Промежуточный перегрев пара позволяет, сохраняя рекомендуемую начальную температуру пара $540\text{--}560^\circ\text{C}$, подвести к рабочему пару дополнительную теплоту, повысить его работоспособность и КПД турбоустановки и электростанции.

Вместе с тем промежуточный перегрев пара позволяет, используя ограниченную начальную температуру и заданную допустимую конечную влажность пара, повысить начальное давление сверх сопряженного его значения, что также способствует повышению КПД турбоустановки и электростанции.

4.3. Параметры и схемы промежуточного перегрева пара

На паросиловых электростанциях на органическом топливе применяют, как правило, газовый промежуточный перегрев пара. При этом можно получить высокую температуру пара, близкую к начальной температуре, и выбрать оптимальное, достаточно высокое давление промежуточного перегрева. Промежуточный перегреватель размещают обычно в конвективной шахте парового котла, в области температур дымовых газов $600\text{--}700^\circ\text{C}$. Такое размещение промежуточного перегревателя имеет основной целью повысить надежность и упростить сложные операции пуска и останова крупных паросиловых энергоблоков. Промежуточный перегреватель, размещенный в зоне невысоких температур газов, не

требует специального охлаждения во время указанных операций. Температура промежуточного перегрева выбирается обычно примерно равной начальной температуре свежего пара 540–570°C. На некоторых электростанциях в США температура промежуточного перегрева на 10–30°C превышает температуру свежего пара. Это можно осуществить, выполняя промежуточный перегреватель комбинированного радиационно-конвективного типа. Ввиду относительно невысокого давления среды выбор марки стали для промежуточного перегревателя менее затруднителен, чем для перегревателя свежего пара.

Наличие оптимального значения давления промежуточного перегрева можно показать, рассматривая цикл с промежуточным перегревом пара в T, S -диаграмме (рис. 4.8).

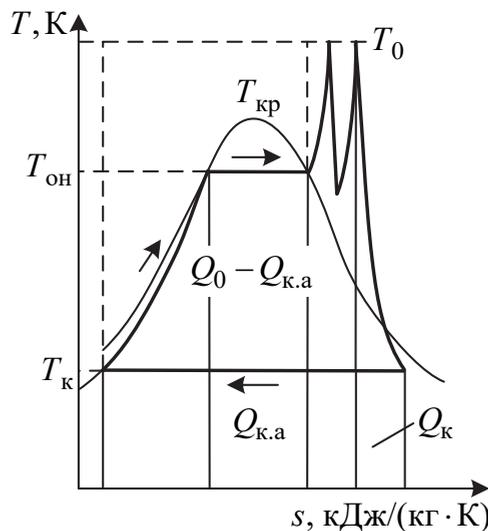


Рис. 4.8. Теоретический цикл с одноступенчатым промежуточным перегревом пара в T, S -диаграмме:

$Q_{к.а}$ и $Q_{к}$ – соответственно потери теплоты в холодном источнике в основном и дополнительных циклах

Такой цикл является сложным, состоящим из исходного цикла без промежуточного перегрева, с подводом теплоты Q_0 , совершаемой работой W_0 , и КПД η_0 и из дополнительного цикла, соответствующего промежуточному перегреву пара, с подводом теплоты Q_{Δ} , работой W_{Δ} и КПД η_{Δ} . Выражение КПД сложного цикла с промежуточным перегревом пара напишем в виде

$$\eta_{п.п} = (W_0 + W_{\Delta}) / (Q_0 + Q_{\Delta}). \quad (4.16)$$

Введя энергетический коэффициент

$$A_{\Delta} = W_{\Delta} / W_0$$

и произведя преобразования, получим:

$$\eta_{п.п} = \eta_0 \cdot \frac{1 + A_{\Delta}}{1 + A_{\Delta} \cdot \eta_0 / \eta_{\Delta}}. \quad (4.17)$$

Относительное изменение КПД из-за промежуточного перегрева равно:

$$\Delta\eta_{п.п} = \frac{\eta_{п.п} - \eta_0}{\eta_0} = \frac{1 - \eta_0 / \eta_{\Delta}}{1 / A_{\Delta} + \eta_0 / \eta_{\Delta}}. \quad (4.18)$$

Следовательно, КПД цикла с промежуточным перегревом пара может быть выше, равен или ниже КПД исходного цикла без промежуточного перегрева пара, а именно:

$$\begin{aligned} \eta_{п.п} &> \eta_0, \text{ если } \eta_{\Delta} > \eta_0; \\ \eta_{п.п} &= \eta_0, \text{ если } \eta_{\Delta} = \eta_0; \\ \eta_{п.п} &< \eta_0, \text{ если } \eta_{\Delta} < \eta_0. \end{aligned}$$

Соотношение КПД основного цикла η_0 и дополнительного цикла η_{Δ} можно наглядно проиллюстрировать, используя понятие эквивалентного цикла Карно.

Если средняя температура подвода теплоты в цикле, эквивалентном дополнительному циклу, $T_{\Delta}^{\text{экв}}$ выше такой температуры в исходном цикле $T_0^{\text{экв}}$, то промежуточный перегрев дает повышение КПД. В противном случае повышения КПД не происходит. Действительно, рассмотрим промежуточный перегрев пара с низким давлением, близким к давлению отработавшего пара перед конденсатором турбины.

В этом случае начальная температура эквивалентного цикла Карно в дополнительном цикле ниже, чем в исходном, и, следовательно, $\eta_{\Delta} < \eta_0$. Иначе говоря, расход теплоты на промежуточный перегрев при этом Q_{Δ} велик и сводится почти целиком к потере теплоты в холодном источнике, а дополнительная работа W_{Δ} мала.

В пределе при $p_{п.п} = p_k$, $W_{\Delta} = 0$, $Q_{\Delta} = Q_{\Delta k}$ (так как $Q_{\Delta} = W_{\Delta} + Q_{\Delta k}$) и $\eta_{\Delta} = 0$. Таким образом,

$$\eta_{п.п} = \frac{W_0}{Q_0 + Q_{\Delta}} = \frac{W_0}{Q_0 + Q_{\Delta k}} < \eta_0 = \frac{W_0}{Q_0}; \quad (4.19)$$

при низких давлениях промежуточный перегрев пара дает не повышение, а понижение КПД.

При относительно высоких давлениях промежуточного перегрева начальная температура эквивалентного цикла Карно и КПД дополнительного цикла выше, чем в исходном цикле, и, следовательно, КПД цикла с промежуточным перегревом пара возрастает, $\eta_{п.п} > \eta_0$.

Однако если в пределе $p_{п.п} = p_0$ или $p_{п.п} = p_{01}$, то промежуточный перегрев и, следовательно, дополнительный цикл отпадают, $Q_{\Delta} = 0$; $W_{\Delta} = 0$ и $\eta_{п.п} = \eta_0$, КПД цикла возвращается к первоначальному значению в исходном цикле. Указанное иллюстрируется Кривой $\eta_t^{п.п} = f(p_{п.п})$ (или $\eta_t^{п.п} = f(H'_a/H_a^0)$, где H'_a/H_a^0 – доля теплоперепада пара до перегрева) на рис. 4.9, из которого видно наличие максимума $\eta_t^{п.п}$ при некотором оптимальном значении доли теплоперепада (давления промежуточного перегрева $p_{п.п}^{опт}$).

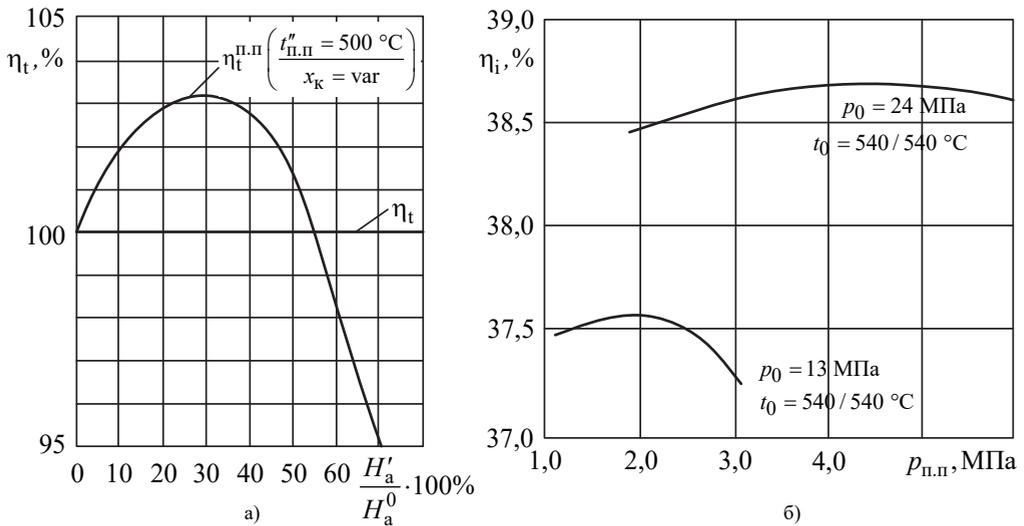


Рис. 4.9. Зависимость термического КПД цикла η_t от доли теплоперепада пара до промежуточного перегрева H'_a/H_a^0 (а); зависимость внутреннего абсолютного КПД турбоустановки от давления пара промежуточного перегрева (б)

Эффективность промежуточного перегрева пара в действительном цикле проявляется в большей мере, чем в теоретическом. Это объясняется благоприятным действием промежуточного перегрева пара на внутренний относительный КПД ступеней турбины после промежуточного перегрева. КПД этих ступеней η_{oi}'' возрастает в связи с повышением температуры пара, работающего в этих ступенях, и снижением влажности пара в последних ступенях турбины до 8–10%.

Оптимальное значение давления промежуточного перегрева пара до заданной температуры можно определить вариантными расчетами. При одноступенчатом промежуточном перегреве пара можно рекомендовать следующие соотношения давлений пара промежуточного перегрева $p_{п.п}$, и свежего пара p_0 :

$$p_{п.п} = (0,15 \div 0,20) \cdot p_0. \quad (4.20)$$

Так, например, при p_0 , равных 13,0 и 24,0 МПа, значения $p_{п.п}$ составляют соответственно 2,0–2,6 и 3,6–4,8 МПа, что близко к значениям для реальных энергоблоков мощностью от 150 до 1200 МВт. Аналогично при двухступенчатом промежуточном перегреве пара оптимальные давления верхней ступени $p_{п.п}^I$ и нижней ступени $p_{п.п}^{II}$ составляют:

$$p_{п.п}^I = (0,25 \div 0,30) \cdot p_0$$

$$\text{и } p_{п.п}^{II} = (0,25 \div 0,30) \cdot p_{п.п}^I = (0,06 \div 0,09) \cdot p_0.$$

Энергетически оптимальное давление промежуточного перегрева пара зависит, в частности, от температуры перегретого пара и соотношения значений η_{oi} до и после промежуточного перегрева.

Вторая ступень промежуточного перегрева пара дает дополнительное повышение КПД и, соответственно дополнительную экономию теплоты в размере 1,5–2,5%, что для энергоблоков большой мощности и при дорогом топливе может оправдать усложнение и удорожание установки из-за второй ступени промежуточного перегрева пара.

На рисунке 4.6 показана также зависимость термического и внутреннего КПД турбоустановки с одноступенчатым промежуточным перегревом пара от начального давления при постоянной начальной температуре пара. Как видно, оптимум начального давления пара существенно возрастает благодаря промежуточному перегреву. Особенно быстро возрастает КПД при одновременном повышении начальных давления и температуры, например, при сопряженных их значениях (рис. 4.6).

Оптимальную температуру пара в начале промежуточного перегрева $T_{п.п}^0$ можно приближенно определить аналитически.

Коэффициент полезного действия цикла с промежуточным перегревом

$$\eta_t^{п.п} = \frac{W}{Q} = \frac{W_0 + W_\Delta}{Q_0 + Q_\Delta}, \quad (4.21)$$

где Q_0 и W_0 – известные постоянные величины; расход теплоты на промежуточный перегрев, кДж/кг,

$$Q_\Delta = c_p \cdot (T_{п.п} - T_{п.п}^0), \quad (4.22)$$

где $T_{п.п}$ и $T_{п.п}^0$ – соответственно температуры пара после и до промежуточного перегрева, К; искомая величина $T_{п.п}^0$, заданная величина $T_{п.п}$, c_p – удельная теплоемкость пара в процессе промежуточного перегрева, значение которой приближенно принимаем постоянным.

Работа пара в дополнительном цикле, обусловленная промежуточным перегревом, кДж/кг:

$$W_{\Delta} = Q_{\Delta} - Q_{\Delta K} = c_p \cdot (T_{п.п} - T_{п.п}^0) - T_k \cdot (S_{п.п} - S_0), \quad (4.23)$$

где $Q_{\Delta K}$ – потеря теплоты в холодном источнике и дополнительном цикле, обусловленная промежуточным перегревом пара; T_k – температура отработавшего пара в дополнительном цикле, K , принята постоянной (процесс работы заканчивается в области влажного пара, см. рис. 4.8); $S_{п.п}$ и S_0 – соответственно значения энтропии пара после и до промежуточного перегрева, кДж/(кг·К).

Приращение энтропии в дополнительном цикле равно:

$$\Delta S_{п.п} = S_{п.п} - S_0 = c_p \cdot \ln(T_{п.п}/T_{п.п}^0). \quad (4.24)$$

Таким образом, КПД цикла с промежуточным перегревом пара

$$\eta_t^{п.п} = \frac{W}{Q} = \frac{W_0 + c_p \cdot (T_{п.п} - T_{п.п}^0) - T_k \cdot c_p \cdot \ln(T_{п.п}/T_{п.п}^0)}{Q_0 + c_p \cdot (T_{п.п} - T_{п.п}^0)} = f(T_{п.п}^0). \quad (4.25)$$

Условием максимума функции $\eta_t^{п.п}$ является равенство

$$W'/W = Q'/Q,$$

то есть равенство относительных изменений числителя и знаменателя, причем W' и Q' – производные W и Q по $T_{п.п}^0$. Иначе

$$W'/Q' = W/Q = \eta_t^{п.п} \quad (4.26)$$

Определяем производные, принимая $c_p = \text{const}$:

$$W' = \frac{dW}{dT_{п.п}^0} = -c_p + T_k \cdot c_p / T_{п.п}^0 = -c_p \cdot (1 - T_k / T_{п.п}^0) \quad (4.27)$$

$$Q' = dQ/dT_{п.п}^0 = -c_p \quad (4.28)$$

Следовательно, $W'/Q' = 1 - T_k / T_{п.п}^0 = \eta_t^{п.п}$.

Вводя начальную температуру цикла Карно, эквивалентного данному циклу с промежуточным перегревом пара $T_0^{\text{ЭКВ}}$, напомним также:

$$\eta_t^{п.п} = 1 - T_k / T_0^{\text{ЭКВ}} \quad (4.29)$$

Из последних двух формул следует, что

$$T_{п.п}^0 = T_0^{\text{ЭКВ}} = T_k / (1 - \eta_t^{п.п}), \quad (4.30)$$

то есть оптимальное значение температуры начала промежуточного перегрева пара $T_{п.п}^0$ должно совпадать со значением начальной температуры $T_0^{\text{ЭКВ}}$ цикла Карно, эквивалентного исследуемому циклу с промежуточным перегревом пара.

Пока не определена температура начала промежуточного перегрева $T_{п.п}^0$, остается неизвестной и начальная температура эквивалентного цикла Карно $T_0^{эKB}$. Поэтому формула (4.30) решается последовательным приближением. Так, например, предварительно можно принять, что искомая температура $T_{п.п}^0$ равна начальной температуре цикла Карно, эквивалентного исходному циклу без промежуточного перегрева, для которого известны КПД $\eta_t = \eta_0$ и соответствующая эквивалентная начальная температура $T_0^{эKB}$, равная:

$$T_0^{эKB} = T_k / (1 - \eta_0), \quad (4.31)$$

где $\eta_0 = W_0 / Q_0$.

Приняв предварительно $T_{п.п1}^0 = T_0^{эKB}$, определяют КПД цикла с промежуточным перегревом $\eta_t^{п.п}$, для этого КПД определяют новую температуру начала промежуточного перегрева $T_{п.п2}^0 = T_k / (1 - \eta_t^{п.п})$ и т.д., пока дальнейшие уточнения не станут очень малы и удовлетворят заданной точности.

В соответствии с (4.30) связь между численными значениями величин $\eta_t^{п.п}$ и $T_{п.п}^0$ приведена в табл. 4.3 ($T_k \approx 300$ К).

Таблица 4.3

Связь между численными значениями величин термического КПД и температуры промежуточного перегрева пара

Величина	Значения		
$\eta_t^{п.п}$	0,45	0,50	0,55
$T_{п.п}^0$, К	545	600	667

Аналогичные выводы можно получить и для двухступенчатого промежуточного перегрева пара (рис. 4.10), т. е. принимать в первом приближении:

$$T_{п.п1}^0 \approx T_{п.п11}^0 \approx T_0^{эKB} = T_k / (1 - \eta_t^{п.п}). \quad (4.32)$$

Аналитический метод определения температуры начала промежуточного перегрева – приближенный, как и приведенное ранее соотношение давлений промежуточного перегрева пара $p_{п.п}$ и начального давления свежего пара. На оптимальное значение давления промежуточного перегрева (или температуру его начала) влияют: температуры свежего пара и пара после промежуточного перегрева; значения внутреннего относительного КПД отдельных частей турбины, конструктивные факторы (рис. 4.10). В конечном счете, оптимальное давление промежуточного перегрева пара выбирают на основе вариантных технико-экономических расчетов.

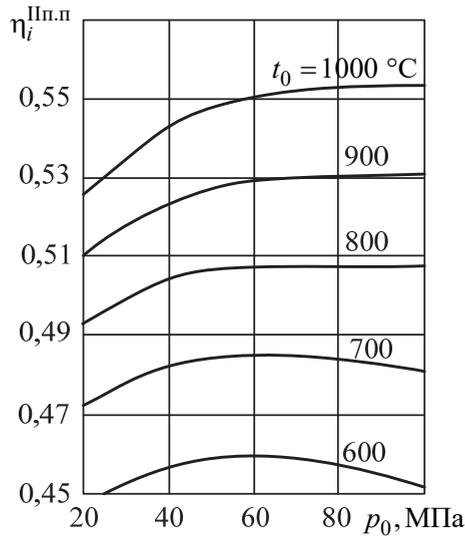


Рис. 4.10. Зависимость внутреннего абсолютного КПД турбоустановки с двухступенчатым промежуточным перегревом $\eta_i^{II,п}$ от начального давления p_0 при различных температурах пара t_0

Схемы промежуточного перегрева пара. Схемы с газовым промежуточным перегревом наряду с основным преимуществом – высокой тепловой экономичностью – имеют и недостатки. К ним относятся: наличие протяжённых трубопроводов промежуточного перегрева, энергетические потери при транспорте, усложнение паровых котлов (рис. 4.11).

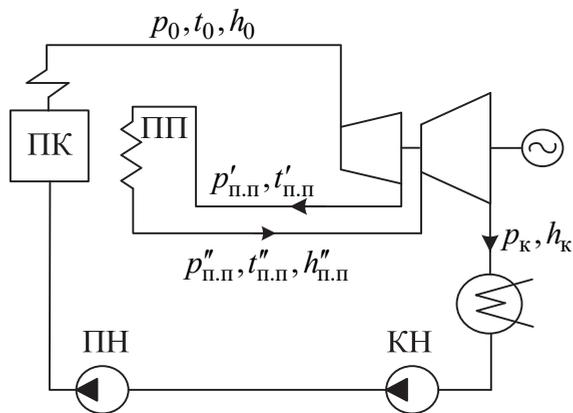


Рис. 4.11. Схема простейшей конденсационной электростанции с газовым промежуточным перегревом пара

Большая вместимость паропроводов промежуточного перегрева и перегревателя вызывает опасность разгона турбины при сбросе нагрузки и требует применения специальных защитных устройств. Для этого перед выпуском пара в турбину после промежуточного перегрева, кроме регулирующих клапанов, применяют защитно-отсечные клапаны, из которых пар из системы промежуточного перегрева отводится через редуционно-охлаждающее устройство (РОУ) в конденсатор турбины. Наличие газового промежуточного перегревателя усложняет схему регулирования парового котла из-за необходимости дополнительно регулировать температуру пара после промежуточного перегрева.

Указанные недостатки отсутствуют при паровом промежуточном перегреве конденсирующимся паром (рис. 4.11). Паровой перегрев можно выполнить, используя для этого некоторую часть свежего пара или пара из отбора турбины. Теплообмен в этом случае происходит при температуре не выше критической (около 647 К) или немного выше (при сверхкритическом начальном давлении свежего пара). Это определяет невысокую возможную температуру промежуточного перегрева пара, соответственно пониженное его давление и малый энергетический эффект.

Теоретически при низком давлении промежуточного перегрева возможно даже снижение термического КПД теоретического цикла. Однако повышение внутреннего относительного КПД ступеней турбины в связи с уменьшением конечной влажности пара приводит в конечном счете к повышению КПД турбоустановки на 2–3% благодаря паровому промежуточному перегреву.

Длина паропроводов промежуточного перегрева резко сокращается по сравнению с длиной паропроводов газового перегрева.

Коэффициент теплопередачи в паро-паровом теплообменнике относительно высок, и теплообменники относительно компактны.

Емкость системы парового промежуточного перегрева также относительно невелика, однако защитно-отсечные устройства перед входом перегретого пара в турбину все же требуются.

Промежуточный перегрев паром позволяет получить дополнительную работу пара в турбине, но из-за низкой температуры греющего пара энергетический эффект при этом не выше, а даже несколько ниже, чем при перегреве свежим паром (КПД повышается на 1–2%).

Из-за малой экономии топлива и удорожания оборудования, прежде всего парового котла, паровой промежуточный перегрев не получил распространения. В настоящее время паровой перегрев свежим и отборным паром применяют на АЭС с турбинами насыщенного пара с целью ограничения влажности пара в ступенях этих турбин. При использовании греющего пара низкого давления происходит лишь снижение влажности, т.е. подсушка (без перегрева) рабочего пара турбины.

4.4. Выбор начальных параметров пара на ПГУ

Создание парогазовых установок с котлами-утилизаторами связано, в первую очередь, с оптимизацией их показателей, с выбором параметров пара паровой ступени установки и с оценкой необходимости и целесообразности применения дожига топлива перед котлом, которая осуществляется с учетом характеристик используемой в ПГУ газотурбинной установки и состава оборудования тепловой схемы.

Критерии оптимизации параметров пара в ПГУ определяются, прежде всего, схемой установки, в которой они используется. В случае оптимизации начальных параметров пара для ПГУ-КЭС с КУ одним из наиболее важных критериев является КПД установки по производству электроэнергии. Определение показателей тепловой экономичности ПГУ-КЭС с КУ основывается на схеме энергетических потоков, которая приведена на рис. 4.12.

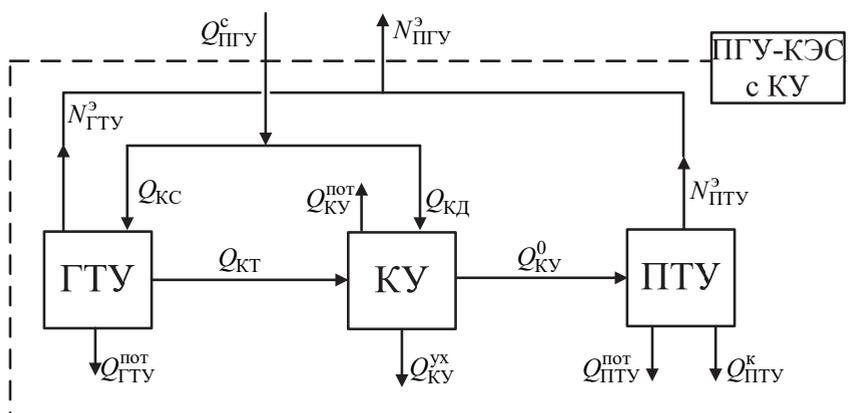


Рис. 4.12. Схема энергетических потоков (брутто) ПГУ-КЭС с КУ

$Q_{КС}$ – теплота топлива, сжигаемого в камерах сгорания ГТУ, МВт;

$Q_{КД}$ – теплота топлива, сжигаемого в камерах дожига КУ, МВт; $N_{ГТУ}^э$, $N_{ПТУ}^э$ – электрическая мощность соответственно газотурбинной и паротурбинной установки, МВт;

$Q_{КТ}$ – тепловой поток выхлопных газов ГТУ, МВт; $Q_{ГТУ}^{пот}$ – потери теплоты в ГТУ, обусловленные потерями в окружающую среду и потерями в проточной части газовой турбины, МВт;

$Q_{КУ}^{пот}$ – потери теплоты в КУ в окружающую среду (через обшивку КУ), МВт;

$Q_{КУ}^{yx}$ – потери теплоты с уходящими газами КУ, МВт; $Q_{КУ}^0$ – теплота, передаваемая с генерируемым паром КУ паротурбинной установке, МВт; $Q_{ПТУ}^{пот}$ – потери теплоты в ПТУ, обусловленные потерями в окружающую среду (за исключением конденсатора) и потерями в проточной части отсеков паровой турбины, МВт; $Q_{ПТУ}^k$ – потери теплоты в конденсаторе паровой турбины, МВт;

$Q_{ПГУ}^c$ – теплота топлива, подводимого в ПГУ-КЭС, определяется как суммарное количество теплоты, подводимое с топливом в камеры ГТУ и камеры дожига КУ, МВт;

$N_{ПГУ}^э$ – суммарная электрическая мощность ПГУ-КЭС, МВт

Представленная схема имеет обобщенный характер, с ее помощью можно описывать ПГУ-КЭС с котлами-утилизаторами, имеющими различное количество контуров давления, а также учитывать наличие дополнительного сжигания (дожигания) топлива перед КУ.

Таким образом представлены тепловые потоки, которые имеют место в тепловой схеме ПГУ-КЭС, а также выделены: полезная энергия, вырабатываемая установкой и затрачиваемая в схеме тепловая энергия, подводимая с топливом. КПД по производству электроэнергии (брутто) ПГУ-КЭС с котлами-утилизаторами в общем случае определяется по формуле:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э, бр.}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}^{\text{э}} + N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{Q_{\text{КС}} + Q_{\text{КД}}}. \quad (4.33)$$

В данном разделе книги для упрощения рассматриваются тепловые схемы ПГУ-КЭС без использования дополнительного сжигания топлива перед котлом-утилизатором, в связи с этим дальнейшее рассмотрение и анализ показателей тепловой экономичности ведется для условия $Q_{\text{КД}} = 0$.

Основным элементом любой ПГУ с котлом-утилизатором, определяющим режим работы всей установки в целом, является газотурбинная установка. Коэффициент полезного действия ГТУ при работе в автономном режиме:

$$\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{э (авт.)}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}^{\text{э (авт.)}}}{Q_{\text{КС}}}. \quad (4.34)$$

При работе ГТУ в схеме ПГУ с котлом-утилизатором ее электрическая мощность несколько снижается из-за потерь давления за газовой турбиной (сопротивление котла-утилизатора и т.п.). Кроме того, снижение мощности и КПД ГТУ происходит при повышении сопротивления перед компрессором ГТУ (сопротивление комплексного воздухоочистительного устройства (КВОУ)). Эти изменения можно учесть с помощью коэффициента снижения мощности ГТУ, учитывающего изменение мощности ГТУ при ее работе в тепловой схеме ПГУ из-за дополнительного аэродинамического сопротивления газового тракта:

$$k_N = \frac{N_{\text{ГТУ}}^{\text{э}}}{N_{\text{ГТУ}}^{\text{э (авт.)}}}. \quad (4.35)$$

В парогазовых установках с котлами-утилизаторами большое значение имеет соотношение мощностей газотурбинной и паротурбинной части. Показателем, характеризующим это соотношение, является коэффициент относительной мощности ПГУ (доля газотурбинной мощности ПГУ), определяемый как отношение мощности ГТУ к суммарной мощности энергоблока ПГУ:

$$K_{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}^{\text{э}}}{N_{\text{ГТУ}}^{\text{э}} + N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}. \quad (4.36)$$

Таким образом, учитывая (4.33–4.36) получаем:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э, бр.}} = \frac{\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{э (авт.)}} \cdot k_N}{K_{\text{ПГУ}}} \quad (4.37)$$

Комбинация двух термодинамических циклов, включающих множество взаимосвязанных параметров рабочих тел, а также сочетание различных типов оборудования, каждый из которых характеризуется индивидуальными особенностями, делают парогазовую установку сложным энергетическим комплексом. В большинстве случаев при проектировании ПГУ с котлами-утилизаторами исходным элементом является газотурбинная установка, на базе которой происходит разработка схемы в целом. При этом параметры и характеристики конкретной ГТУ определяет производитель. И при проектировании схемы ПГУ разработчик имеет дело с уже готовым газотурбинным агрегатом, на базе которого необходимо создать установку, обладающую оптимальными для заданных условий показателями.

Для ПГУ-КЭС с одноконтурным КУ анализ выражений (4.33 и 4.34) показывает, что при наличии газотурбинной установки с конкретными характеристиками тепловая экономичность ПГУ определяется, прежде всего, мощностью, вырабатываемой паровой турбиной, а также коэффициентом снижения мощности ГТУ k_N .

Как уже было отмечено выше, при работе ГТУ в схеме ПГУ с котлом-утилизатором ее электрическая мощность несколько снижается из-за наличия дополнительного аэродинамического сопротивления газоздушного тракта, при этом также имеет место некоторое повышение температуры выхлопных газов ГТУ, что сказывается на показателях схемы в целом. Одноконтурный котел-утилизатор обладает умеренным аэродинамическим сопротивлением, которое в общем случае фактически не зависит от параметров генерируемого в КУ пара. То есть можно утверждать, что для парогазовой установки на базе конкретной ГТУ в расчетном (базовом) режиме, если не оговорены особые условия компоновки котельного агрегата, имеется возможность для различных параметров пара спроектировать одноконтурные КУ со сходным аэродинамическим сопротивлением. В этом случае при оптимизации начальных параметров пара достаточно единожды учесть влияние этого сопротивления на характеристики ГТУ, на базе которой сформирована исследуемая парогазовая установка.

Вышесказанное позволяет утверждать, что параметры пара, генерируемого в котле-утилизаторе, следует оптимизировать по отношению к величине электрической мощности ПГУ. Иными словами максимальная тепловая экономичность ПГУ-КЭС с КУ на базе конкретной ГТУ будет соответствовать максимальной мощности паровой турбины в составе ПГУ. Это утверждение справедливо для ПГУ-КЭС с КУ независимо от числа контуров давления.

В общем случае электрическая мощность паровой турбины (МВт) определяется расходом пара на турбину и величиной срабатываемого в ней теплоперепада:

$$N_{\text{ПГУ}}^{\circ} = D_{\text{ПЕ}} \cdot H_{\text{ПТ}} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{ЭГ}}, \quad (4.38)$$

где $D_{\text{ПЕ}}$ – расход пара на входе в паровую турбину, кг/с; $H_{\text{ПТ}}$ – теплоперепад, срабатываемый паром в паровой турбине, МДж/кг; $\eta_{\text{М}}$, $\eta_{\text{ЭГ}}$ – соответственно механический КПД паровой турбины и электрический КПД генератора.

Следует отметить, что в выражении (4.37) не учитывается наличие отбора на деаэрактор. Это объясняется тем, что при использовании в схеме ПГУ газового подогревателя конденсата (рис. 4.13) расход пара на деаэрактор сводится к минимуму, определяемому технологическими требованиями. Таким образом, присутствие отбора на деаэрактор незначительно сказывается на тепловой экономичности схемы и не влияет на формирование оптимума начальных параметров пара, поэтому в формуле (4.38) он отсутствует.

Основной особенностью, формирующей концепцию поиска оптимальных начальных параметров пара ПГУ с котлами-утилизаторами, является зависимость расхода генерируемого в КУ пара от его параметров. Теплоперепад, срабатываемый паром в паровой турбине, – вторая составляющая ее мощности (4.38), также зависит от начальных параметров пара.

Условие существования оптимума начальных параметров пара, генерируемого в КУ, можно получить, решая уравнение:

$$\frac{\partial N_{\text{ПГУ}}^{\circ}}{\partial S} = H_{\text{ПТ}} \cdot \frac{\partial D_{\text{ПЕ}}}{\partial S} + D_{\text{ПЕ}} \cdot \frac{\partial H_{\text{ПТ}}}{\partial S} = 0, \quad (4.39)$$

где S – энтропия рабочего тела, МДж/(кг·К).

Тогда в точке оптимума:

$$\frac{\partial D_{\text{ПЕ}}}{\partial S} = - \frac{\partial H_{\text{ПТ}}}{H_{\text{ПТ}}}. \quad (4.40)$$

Таким образом, из (4.40) следует, что максимальная мощность паровой турбины в составе ПГУ-КЭС с КУ, а, следовательно, максимальная тепловая экономичность ПГУ в целом, имеет место при равенстве относительных изменений расхода пара $D_{\text{П}}$ и срабатываемого теплоперепада $H_{\text{ПТ}}$.

Характер изменения величин, входящих в условие оптимума (4.20), зависит от ряда параметров схемы ПГУ, а также внешних факторов.

Особенности генерации пара в котле-утилизаторе парогазовой установки

В силу сложности и многообразия тепловых схем ПГУ, а также для понимания процессов, происходящих в котлах-утилизаторах современных ПГУ, в данной главе рассмотрены особенности генерации пара и выбор начальных параметров только применительно к одноконтурным ПГУ КЭС с котлом-

утилизатором одного давления. Выбор и оптимизация начальных параметров в более сложных схемах двухконтурных, трехконтурных ПГУ КЭС, а также теплофикационных ПГУ вынесен за рамки данной книги.

Котел-утилизатор является одним из основных элементов большинства установок, реализующих комбинированный цикл. В парогазовых установках с КУ котел-утилизатор служит передаточным звеном между двумя частями комбинированного цикла: «верхней» – газотурбинной и «нижней» – паротурбинной. На рисунке 4.13 представлена общая тепловая схема одноконтурного барабанного котла-утилизатора.

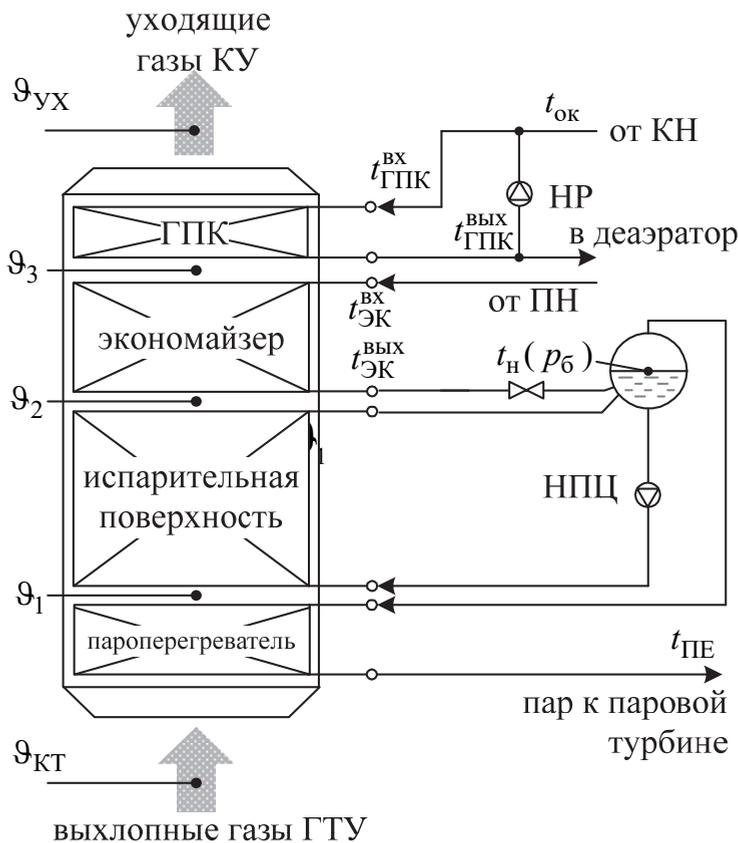


Рис. 4.13. Принципиальная тепловая схема одноконтурного котла-утилизатора:

$t_{\text{ПЕ}}$ – температура перегретого пара; $t_{\text{Н}}$ – температура насыщения, соответствующая давлению в барабане КУ ($p_{\text{б}}$); $t_{\text{ЭК}}^{\text{ВХ}}$ и $t_{\text{ЭК}}^{\text{ВЫХ}}$ – температура питательной воды на входе и выходе из экономайзера КУ; $t_{\text{ГПК}}^{\text{ВХ}}$ и $t_{\text{ГПК}}^{\text{ВЫХ}}$ – температура основного конденсата на входе и выходе из ГПК; $t_{\text{ОК}}$ – температура основного конденсата; $\Theta_{\text{КТ}}$ – температура газов за ГТУ (на входе в котел-утилизатор); $\Theta_{\text{УХ}}$ – температура уходящих газов КУ; Θ_i – температура газов по тракту КУ; НПЦ – насос принудительной циркуляции

Основным элементом агрегата является парогенерирующий контур, который состоит из трех основных частей, последовательно расположенных по ходу газов: пароперегреватель, испарительная поверхность нагрева, экономайзер питательной воды. Как было отмечено, с целью более глубокой утилизации теплоты выхлопных газов ГТУ в котле-утилизаторе предусматривают дополнительную поверхность нагрева – газовый подогреватель конденсата (ГПК) для подогрева основного конденсата перед деаэратором.

На рисунке 4.14 представлена « $Q-t$ »-диаграмма процессов теплообмена, происходящих в одноконтурном КУ с ГПК. Как видно из диаграммы температура перегретого пара определяется температурой газов на выхлопе ГТУ ($\vartheta_{\text{КТ}}$), а также температурным напором на входе в КУ ($\Theta_{\text{ПЕ}}$):

$$t_{\text{ПЕ}} = \vartheta_{\text{КТ}} - \Theta_{\text{ПЕ}}. \quad (4.41)$$

Величина данного температурного напора определяется, прежде всего, поверхностью теплообмена пароперегревателя и выбирается исходя из следующих соображений:

– в случае, когда КУ проектируется для работы в схеме ПГУ с типовой (серийной) ПТУ с заданными начальными параметрами пара или имеет место надстройка действующей ПТУ энергетическим модулем «ГТУ-КУ», температурный напор $\Theta_{\text{ПЕ}}$ выбирается из условий обеспечения необходимой температуры пара на входе в ПТУ с учетом всех имеющихся потерь по тракту от КУ до турбины;

– при использовании в схеме ПГУ вновь создаваемой паротурбинной установки выбор величины температурного напора ($\Theta_{\text{ПЕ}}$) является результатом решения технико-экономической задачи. Опыт проектирования парогазовых установок российскими и зарубежными институтами и фирмами показывает, что в большинстве случаев $\Theta_{\text{ПЕ}} = 20\text{--}40^\circ\text{C}$.

Одним из основных параметров КУ, определяющим эффективность утилизации теплоты газов, является температурный напор на «холодном конце» испарительной поверхности КУ (в так называемом «пинч-пойнте» котла-утилизатора) – Θ_1 (рис. 4.14). При заданных параметрах генерируемого в КУ пара значение этого температурного напора определяет расход пара, а также температуру уходящих газов КУ.

Величина Θ_1 выбирается, исходя из технико-экономических соображений, так как определяется, прежде всего, поверхностью нагрева испарительного контура, и, согласно технико-экономическим расчетам и рекомендациям российских и зарубежных институтов и фирм, составляет $8\text{--}10^\circ\text{C}$.

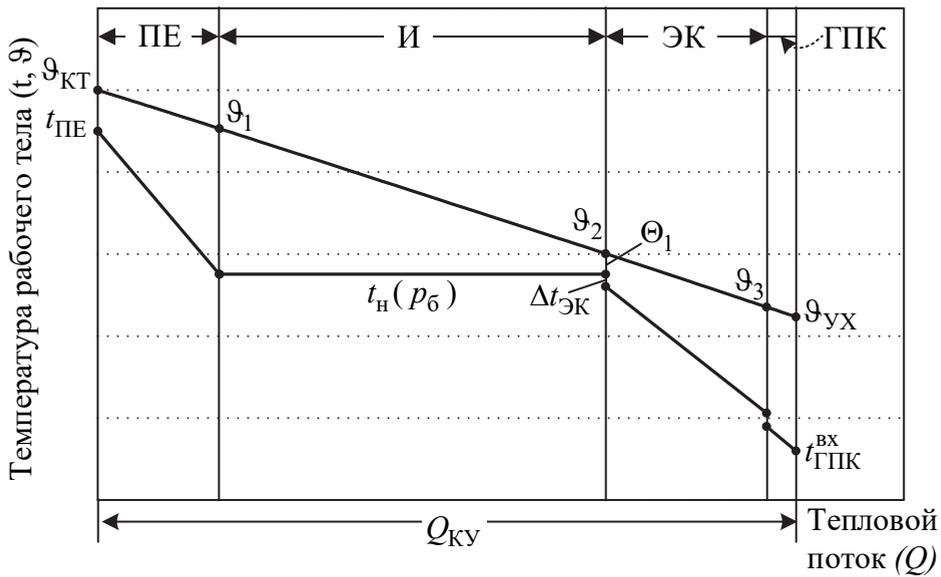


Рис. 4.14. « Q - t »-диаграмма процессов теплообмена в одноконтурном котле-утилизаторе:

ПЕ, И, ЭК и ГПК – соответственно: пароперегревательная, испарительная, экономайзерная поверхности нагрева КУ и газовый подогреватель конденсата;

$\Theta_{\text{ПЕ}}$ – температурный напор на «горячем конце» пароперегревателя;

Θ_1 – температурный напор на «холодном конце» испарительной поверхности

(в «пинч-пойнте» КУ); $\Delta t_{\text{ЭК}}$ – недогрев воды до температуры насыщения

в экономайзере; $Q_{\text{КУ}}$ – количество теплоты, утилизируемое в КУ

Особенностью КУ является его работа в нерасчетных режимах из-за изменения параметров потоков теплоносителей, связывающих котел с газотурбинной установкой. При проектировании котла-утилизатора необходимо иметь ввиду наличие ряда технологических параметров, определяемых как работой самого котельного агрегата, так и его связями с элементами ПГУ:

- недогрев питательной воды в экономайзере КУ ($\Delta t_{\text{ЭК}}$) до температуры насыщения в барабане обеспечивает запас по вскипанию среды в данном элементе котельного агрегата и принимается обычно равным $\Delta t_{\text{ЭК}} = 8\text{--}10^\circ\text{C}$;

- недогрев основного конденсата в ГПК ($\Delta t_{\text{ГПК}}$) до температуры насыщения в деаэраторе обеспечивает устойчивую работу деаэрационной установки ПГУ и согласно опыту проектирования схем ПГУ, составляет $8\text{--}15^\circ\text{C}$.

Во всех представленных в данной работе исследованиях с целью конкретизации результатов величины указанных недогревов $\Delta t_{\text{ЭК}}$ и $\Delta t_{\text{ГПК}}$ приняты равными 10°C , что в общем случае соответствует рекомендуемым значениям.

Исходя из « Q - t »-диаграммы теплообмена (рис. 4.14), для каждой из поверхностей нагрева КУ уравнение теплового баланса имеет общий вид:

$$Q_i = G_{\Gamma}^i \cdot (h_{\Gamma.ВХ}^i - h_{\Gamma.ВЫХ}^i) \cdot \varphi = D_{\Pi}^i \cdot (h_{\Pi.ВЫХ}^i - h_{\Pi.ВХ}^i), \quad (4.42)$$

где $G_{\Gamma}^i, h_{\Gamma.ВХ}^i, h_{\Gamma.ВЫХ}^i$ – расходы и энтальпии газов на входе и выходе для i -поверхности нагрева КУ; φ – коэффициент сохранения теплоты (находится обычно в пределах $0,99 \div 0,995$); $D_{\Pi}^i, h_{\Pi.ВЫХ}^i, h_{\Pi.ВХ}^i$ – расходы и энтальпии пара (воды) на выходе и входе для i -поверхности нагрева КУ;

Представленное выражение (4.42) состоит из уравнений теплового баланса по газовому и пароводяному тракту, последовательно решая которые, можно определить расход пара, генерируемого в одноконтурном котле-утилизаторе (кг/с):

$$D_{\text{ПЕ}} = \frac{G_{\text{КТ}} \cdot (h_{\text{КТ}} - h_2) \cdot \varphi}{(h_{\text{ПЕ}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{ВЫХ}})}, \quad (4.43)$$

где $G_{\text{КТ}}$ – расход газов за газовой турбиной (на входе в КУ), кг/с; $h_{\text{КТ}}$ – энтальпия газов за газовой турбиной (на входе в КУ), МДж/кг; h_2 – энтальпия газов на выходе из испарительной поверхности КУ, МДж/кг; $h_{\text{ПЕ}}$ – энтальпия перегретого пара на выходе из КУ, МДж/кг; $h_{\text{ЭК}}^{\text{ВЫХ}}$ – энтальпия питательной воды на выходе из экономайзера КУ, МДж/кг.

При исследовании и оптимизации параметров схем ПГУ с КУ, учитывая однозначность влияния расхода газов на входе в КУ ($G_{\text{КТ}}$) на расход генерируемого в КУ, пара удобно использовать величину удельного расхода пара, приходящегося на 1 кг рабочего тела газовой части парогазовой установки (кг/кг):

$$d_{\text{ПЕ}} = \frac{D_{\text{ПЕ}}}{G_{\text{КТ}}} = \frac{(h_{\text{КТ}} - h_2) \cdot \varphi}{(h_{\text{ПЕ}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{ВЫХ}})}. \quad (4.44)$$

Анализируя величины, входящие в выражение (4.44), можно выделить основные параметры, влияющие на расход генерируемого в КУ пара. Это, в первую очередь, параметры пара – давление ($p_{\text{ПЕ}}$) и температура ($t_{\text{ПЕ}}$), температура газов за ГТУ ($\vartheta_{\text{КТ}}$), а также температурные напоры: на входе в пароперегреватель КУ ($\Theta_{\text{ПЕ}}$) и на «холодном конце» испарительной поверхности КУ (в «пинч-пойнте») – Θ_1 , величина которого определяет в (2.12) значение энтальпии h_2 .

Анализ приведенных зависимостей указывает на различный характер изменения расхода пара при изменении давления, который определяется как температурой газов $\vartheta_{\text{КТ}}$, так и температурным напором $\Theta_{\text{ПЕ}}$. Тем не менее, для значений $\Theta_{\text{ПЕ}} \approx 20\text{--}80^\circ\text{C}$, как правило, характерных для ПГУ с КУ, для всего рассмотренного диапазона температур газов имеет место снижение расхода генерируемого пара при увеличении его давления.

Анализ условия существования оптимума начальных параметров показывает, что значение имеет не только характер изменения $D_{\text{ПЕ}}$, но и в большой сте-

пени интенсивность (скорость) этого изменения. Темп изменения расхода при варьировании каждой из указанных величин ($p_{\text{ПЕ}}$ и $t_{\text{ПЕ}}$), в той или иной мере зависит от значений остальных факторов. Для оценки степени воздействия рассмотрим каждый из указанных начальных параметров пара в отдельности.

Давление перегретого пара. В общем случае давление генерируемого в котле-утилизаторе пара в отличие от его температуры является независимой величиной, и определяется посредством выбора соответствующего напора питательного насоса. Однако, как было указано выше, величина этого давления оказывает неоднозначное влияние на характеристики схемы ПГУ и на показатели ее тепловой и общей экономичности и, следовательно, подлежит оптимизации.

На рисунке 4.15 проиллюстрировано влияние величины давления пара в барабане КУ на расход $D_{\text{ПЕ}}$, а также на параметры рабочих тел по трактам КУ. Из диаграмм (рис. 4.15) видно, что увеличение давления генерируемого пара при заданном значении температурного напора Θ_1 приводит к снижению его расхода и обуславливает более высокую температуру уходящих газов КУ.

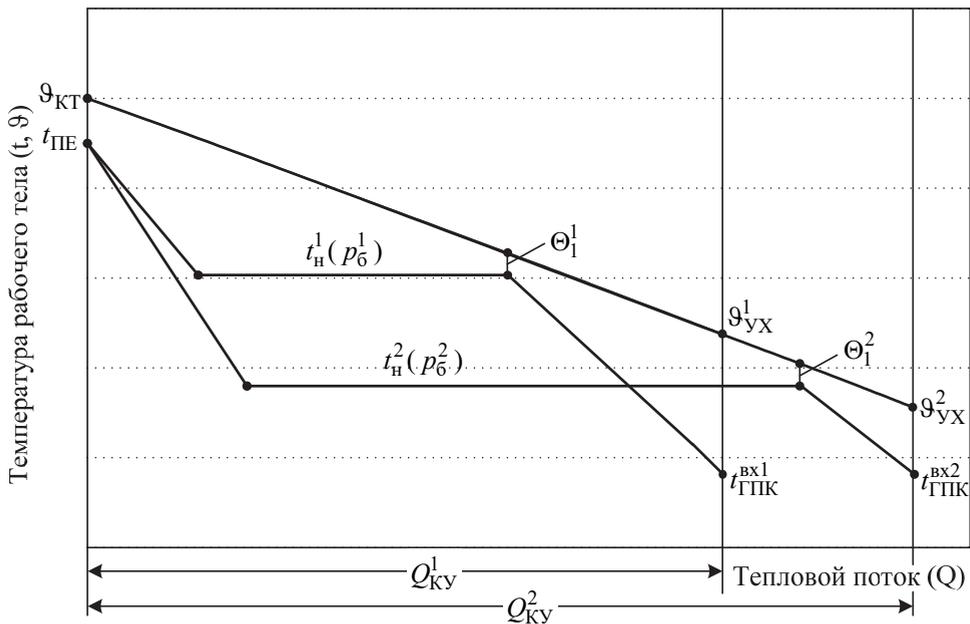


Рис. 4.15. « Q - t »-диаграмма процессов теплообмена в одноконтурном котле-утилизаторе для двух вариантов давления генерируемого пара:

верхние индексы «1» и «2» соответствуют давлениям в барабане КУ $p_б^1 > p_б^2$ ($\Theta_1^1 = \Theta_1^2$; $t_{\text{ГПК}}^{\text{вх.1}} = t_{\text{ГПК}}^{\text{вх.2}}$)

Интенсивность снижения расхода пара при увеличении его давления зависит от ряда факторов, доминирующим из которых является значение температуры

газов на входе в КУ. Рисунок 4.16 иллюстрирует изменение относительного расхода пара в зависимости от его расчетного давления для ряда температур газов на входе в КУ. В качестве базового для каждой температуры газов $\vartheta_{\text{КТ}}$ в данном случае принят расход пара, соответствующий расчетному давлению генерируемого пара $p_{\text{ПЕ}} = 1$ МПа. Температурный напор на входе в пароперегревательную поверхность КУ принят $\Theta_{\text{ПЕ}} = 30^\circ\text{C}$, а значение напора в «пинч-пойнте» $-\Theta_1 = 10^\circ\text{C}$. Подобное представление зависимостей изменения расхода пара позволяет оценить интенсивности этого изменения при варьировании исследуемого параметра ($p_{\text{ПЕ}}$) для различных начальных условий ($\vartheta_{\text{КТ}}$). И тот факт, что за базовую принимается одна и та же для данных условий (например, температуры газов на входе в КУ $\vartheta_{\text{КТ}}$) величина расхода, позволяет сравнивать эти зависимости между собой. Необходимо отметить, что при исследовании и оптимизации начальных параметров пара важной является величина относительного изменения расхода пара и представленные зависимости (рис. 4.16) позволяют оценить относительное снижение расхода пара для каждой температуры $\vartheta_{\text{КТ}}$.

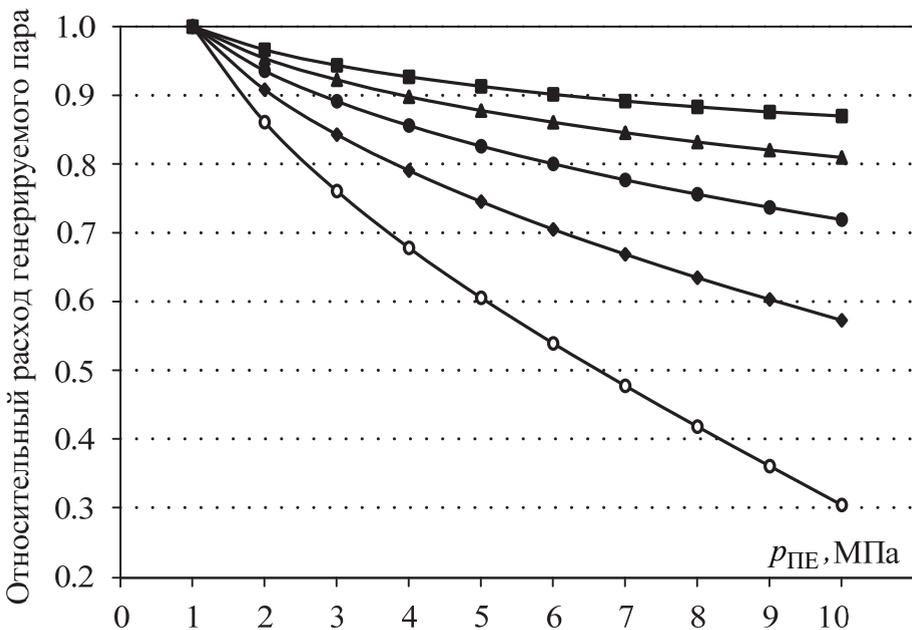


Рис. 4.16. Изменение относительного расхода пара, генерируемого в одноконтурном КУ, в зависимости от величины давления пара для различных температур газов за ГТУ:

$\vartheta_{\text{КТ}} =$ —○— 350°C , —◆— 400°C , —●— 450°C , —▲— 500°C , —■— 550°C ;

Из приведенных зависимостей видно, что интенсивность изменения расхода пара значительно увеличивается с понижением температуры газов на входе в котел-

утилизатор. Это является следствием процессов, происходящих в испарительной и пароперегревательной поверхности нагрева КУ, в ходе которых происходит перераспределение между ними теплового потока газов в соответствии с тепловыми и массовыми балансами. Анализ результатов показывает, что увеличение температурного напора на «горячем конце» пароперегревателя КУ ($\Theta_{\text{ПЕ}}$) несколько снижает интенсивность изменения расхода пара при варьировании давления $p_{\text{ПЕ}}$.

Температура перегретого пара. Как было показано выше, температура перегретого пара на выходе из КУ определяется температурой газов на выхлопе ГТУ ($\vartheta_{\text{КТ}}$), а также температурным напором на входе в пароперегреватель КУ ($\Theta_{\text{ПЕ}}$). Таким образом, начальная температура пара в парогазовых установках с КУ в общем случае может варьироваться в пределах от температуры насыщения (для выбранного давления пара) до температуры, близкой температуре газов на входе в КУ (но не более максимальной – установленной по условиям длительной прочности используемых материалов). Следует отметить, что выбранному значению температурного напора на «горячем конце» пароперегревателя КУ ($\Theta_{\text{ПЕ}}$) при имеющей место температуре газов на входе в КУ ($\vartheta_{\text{КТ}}$) соответствует определенная величина начальной температуры пара. Учитывая значительное влияние на показатели схемы ПГУ с КУ температуры газов на выхлопе газотурбинной установки, при рассмотрении и оптимизации начальных параметров пара удобнее пользоваться не абсолютной величиной $t_{\text{ПЕ}}$, а совокупностью ($\vartheta_{\text{КТ}}$) и ($\Theta_{\text{ПЕ}}$). Тот факт, что начальная температура пара не может быть выбрана сколь угодно высокой, а ограничена температурой газов на входе в КУ, является особенностью по сравнению с традиционными паротурбинными установками при формировании подхода к оптимизации начальных параметров пара. Тем не менее, существует диапазон выбора начальной температуры пара, определяемый в первую очередь температурой газов ($\vartheta_{\text{КТ}}$).

Величина начальной температуры, оказывает неоднозначное влияние на характеристики схемы ПГУ и на показатели ее тепловой и общей экономичности и, следовательно, подлежит оптимизации. Неоднозначность определяется, прежде всего, влиянием начальной температуры пара на его расход и на теплоперепад, срабатываемый в паровой турбине. На рисунке 4.17. проиллюстрировано влияние величины температуры пара на выходе из пароперегревателя КУ (температурного напора $\Theta_{\text{ПЕ}}$) на процесс генерации пара, а также на параметры рабочих тел по трактам КУ. Из представленных диаграмм видно, что увеличение температурного напора на входе в пароперегревательную поверхность КУ (уменьшение температуры $t_{\text{ПЕ}}$), при заданном значении Θ_1 и фиксированном давлении $p_{\text{ПЕ}}$, приводит к увеличению расхода генерируемого пара и обуславливает более низкую температуру уходящих газов КУ.

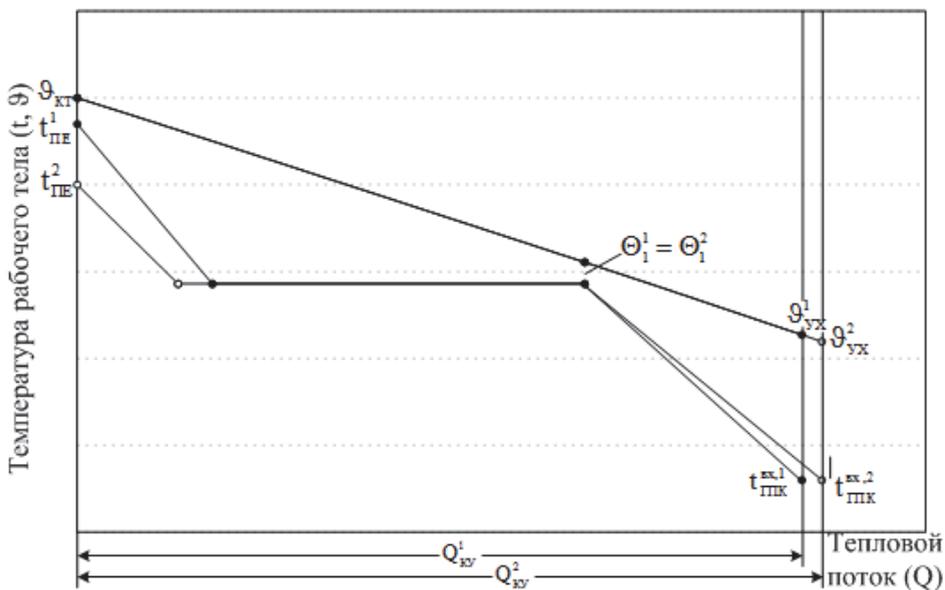


Рис. 4.17. « Q - t »-диаграмма процессов теплообмена в одноконтурном котле-утилизаторе для двух вариантов температуры генерируемого пара:

верхние индексы «1» и «2» соответствуют температурам пара КУ $t_{ПЕ}^1 > t_{ПЕ}^2$ ($t_{ПТ}^{ex,1} = t_{ПТ}^{ex,2}$)

Влияние параметров генерируемого в КУ пара на изменение срабатываемого в паровой турбине теплоперепада. Теплоперепад, срабатываемый паром в паровой турбине ($H_{ПТ}$), – вторая составляющая ее мощности, также зависит от начальных параметров пара. В первую очередь меняется располагаемый перепад тепла – H_0 . Характер этого изменения подробно описан в литературе и следует из рассмотрения h,S -диаграммы свойств воды и водяного пара.

При повышении начального давления пара ($t_{ПЕ} = \text{const}$) располагаемый перепад тепла сначала возрастает, а затем начинает постепенно уменьшаться. Теплоперепад увеличивается до тех пор, пока касательная к изотерме начальной температуры пара не станет параллельной участку изобары, соответствующей давлению в конденсаторе. Причем, чем выше температура пара в начале процесса расширения, тем выше давление, при котором достигается максимум теплопадения. Влияние изменения начальной температуры пара на располагаемое падение тепла однозначно: при ее повышении имеет место непрерывный рост теплоперепада H_0 .

В конденсационных паровых турбинах процесс расширения пара, как правило, заканчивается ниже пограничной кривой. Работа ступеней с влажным паром оказывается менее эффективной, чем с перегретым паром. Важнейшим показателем, влияющим на эффективность работы проточной части турбины, является величина влажности пара в последних ступенях – $у_k$, которая в первую очередь отражается на срабатываемом перепаде тепла $H_{ПТ}$. При фиксированных значени-

ях начальной температуры пара и давления в конденсаторе ПТУ увеличение давления острого пара приводит к росту конечной влажности, что в результате отражается на меньшей интенсивности роста $H_{\text{ПТ}}$ по сравнению с H_0 .

Интенсивность изменения перепада тепла при изменении параметров свежего пара в общем случае зависит от различных факторов, доминирующим из которых является значение температуры острого пара, которое для парогазовой установки с КУ определяется температурой газов $\vartheta_{\text{КТ}}$ и температурным напором $\Theta_{\text{ПЕ}}$. Рисунок 4.18 (а) иллюстрирует изменение относительного срабатываемого в ПТ теплоперепада в зависимости от давления острого пара для различных температур газов на входе в КУ.

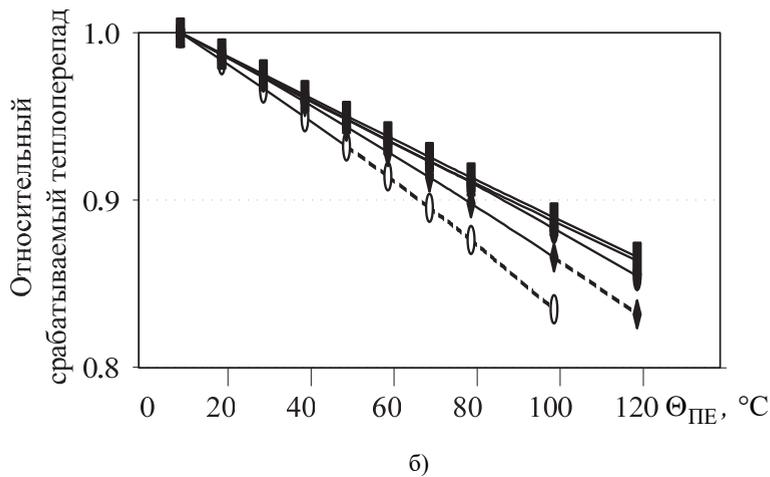
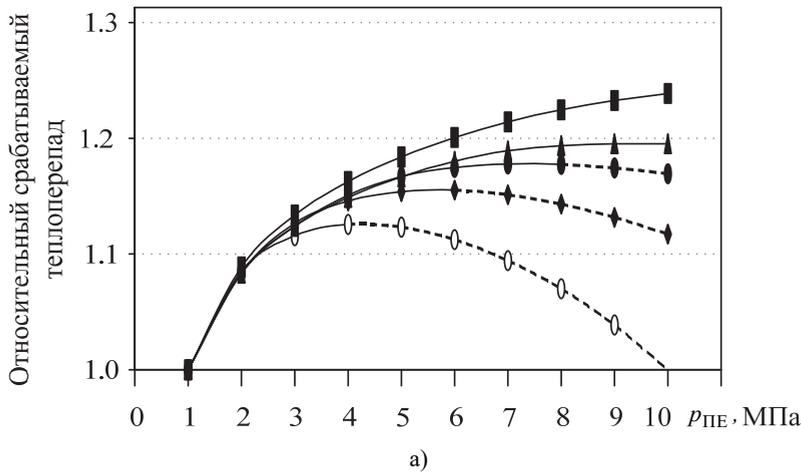


Рис. 4.18. Изменение относительного срабатываемого в ПТ теплоперепада, в зависимости от: (а) – величины давления генерируемого пара; (б) – величины температурного напора на «горячем конце» пароперегревателя для различных температур газов за ГТУ:

$\vartheta_{\text{КТ}} =$ ○ 350 °С, ◆ 400 °С, ● 450 °С, ▲ 500 °С, ■ 550 °С

Следует отметить, что подобная (через $\vartheta_{\text{КТ}}$) форма представления зависимостей для теплоперепада принята с целью удобства сопоставления интенсивности его изменения с интенсивностью изменения расхода пара, генерируемого в котле-утилизаторе, что важно для рассматриваемой оптимизации. В качестве базового для каждой температуры газов $\vartheta_{\text{КТ}}$ в данном случае принят теплоперепад, соответствующий начальному давлению пара $p_{\text{ПЕ}} = 1$ МПа. Температурный напор на входе в пароперегревательную поверхность КУ принят $\Theta_{\text{ПЕ}} = 30^\circ\text{C}$, а значение давления в конденсаторе ПТУ неизменно – $\Theta_{\text{ПЕ}} = 7$ кПа. Внутренний относительный КПД проточной части паровой турбины при условии работы на сухом паре во всех случаях принят постоянным и равным 80%, для ступеней, работающих в зоне влажного пара, значение $\eta_{\text{о},i}^{\text{ПТ}}$ корректировалось в соответствии с рекомендациями.

Анализируя зависимости рис. 4.18 (а), можно констатировать, что имеет место влияние начальной температуры пара, определяемой сочетанием $\vartheta_{\text{КТ}}$ и $\Theta_{\text{ПЕ}}$, на интенсивность изменения перепада тепла, которая немного растет с увеличением $t_{\text{ПЕ}}$. При этом, чем ниже температура пара в начале процесса расширения, тем больше величина $y_{\text{К}}$ и сильнее влияние влажности на изменения $H_{\text{ПТ}}$ в зависимости от давления острого пара.

На рисунке 4.18 пунктирными линиями указаны участки начальных параметров пара, при которых конечная влажность превышает принятое предельно-допустимое значение: $y_{\text{К}} > y_{\text{К}}^{\text{max}} = 13\%$. Сравнивая рис. 4.16 и 4.18 (а), можно видеть, что влияние $\vartheta_{\text{КТ}}$ на интенсивность изменения $D_{\text{ПЕ}} = f(p_{\text{ПЕ}})$ более значительно, чем в случае $H_{\text{ПТ}}$.

Учитывая, что для ПГУ с КУ температура свежего пара определяется температурой газов на входе в КУ и температурным напором $\Theta_{\text{ПЕ}}$, на рис. 4.18 (б) представлено изменение относительного срабатываемого теплоперепада в зависимости от величины температурного напора $\Theta_{\text{ПЕ}}$ для нескольких температур газов на входе в КУ. В качестве базового для каждой температуры газов $\vartheta_{\text{КТ}}$ в данном случае принят теплоперепад, соответствующий величине температурного напора $\Theta_{\text{ПЕ}} = 10^\circ\text{C}$. Давление свежего пара принято равным 3 МПа. Остальное аналогично приведенному выше для рис. 4.18 (а).

Анализируя зависимости рис. 4.18 (б) можно констатировать, что интенсивность уменьшения срабатываемого теплоперепада при увеличении температурного напора $\Theta_{\text{ПЕ}}$ мало зависит от $\vartheta_{\text{КТ}}$, и эта тенденция сохраняется и для других величин давления острого пара.

Влияния различных параметров схемы ПГУ-КЭС на оптимизацию начальных параметров пара. Представленные выше результаты были получены для характерных значений параметров схемы ПГУ-КЭС: температурного напора в «пинч-пойнте» КУ, давления в конденсаторе и др. Однако, в общем случае эти величины могут иметь отличные от принятых значения. В большинстве случаев их влияние на тепловую экономичность ПГУ-КЭС однозначно, однако, помимо общей экономичности парогазовой установки, выбор значений указанных параметров схемы определенным образом влияет на характер изменения расхода пара и теплоперепада при варьировании начальных параметров пара. Речь идет о влиянии выбора температурного напора в «пинч-пойнте» КУ, давления в конденсаторе ПТУ и в деаэраторе ПТУ, а также влиянии внутреннего относительного КПД проточной части паровой турбины.

Влияние выбора температурного напора в «пинч-пойнте» котла-утилизатора на оптимальные начальные параметры пара ПГУ-КЭС. Как было отмечено выше, одним из основных параметров КУ, определяющим эффективность утилизации теплоты газов, является температурный напор на «холодном конце» испарительной поверхности КУ – Θ_1 (рис. 4.14.). Для котлов-утилизаторов «пинч-пойнт» – точка минимальной разницы температур между газами и пароводяным теплоносителем – всегда располагается на «холодном конце» испарительной поверхности нагрева в отличие от традиционных паровых котлов, в которых минимальный температурный напор имеет место на «холодном конце» экономайзера.

Основной причиной указанного различия является отношение количества газов, поступающих в котел, к расходу генерируемого в нем пара, которое для котла-утилизатора составляет большую величину. Результатом является тот факт, что для котла-утилизатора температура уходящих газов обуславливается значением температурного напора в «пинч-пойнте».

Очевидно, что чем меньше температурный напор (при заданных параметрах пара), тем больше расход генерируемого пара и, следовательно, выработка электроэнергии паротурбинной установкой. Однако, малый температурный напор достигается за счет увеличения поверхности теплообмена и, соответственно, влечет за собой дополнительные затраты.

Величина Θ_1 выбирается исходя из технико-экономических соображений и определяется поверхностью нагрева испарительного контура. На рисунке 4.19 представлена качественная зависимость, иллюстрирующая связь между объемом капиталовложений в КУ, количеством вырабатываемой ПГУ электроэнергии и величиной минимального температурного напора в КУ. Таким образом, выбор величины температурного напора на «холодном конце» испарительной поверхности нагрева КУ во многом определяется экономическими факторами и, при определенных условиях может отличаться от рекомендуемых 8–10 °С.

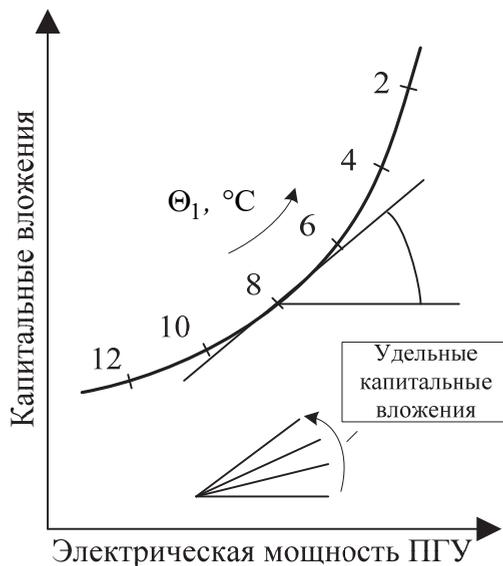


Рис. 4.19. Взаимосвязь температурного напора в «пинч-пойнте» КУ, капитальных вложений в котельный агрегат и электрической мощности ПГУ

Помимо общей экономичности парогазовой установки выбор значения Θ_1 определенным образом влияет на характер изменения расхода генерируемого пара от его параметров. На рисунке 4.20 представлено изменение относительного расхода пара в зависимости от его давления для нескольких значений температурного напора в «пинч-пойнте» КУ.

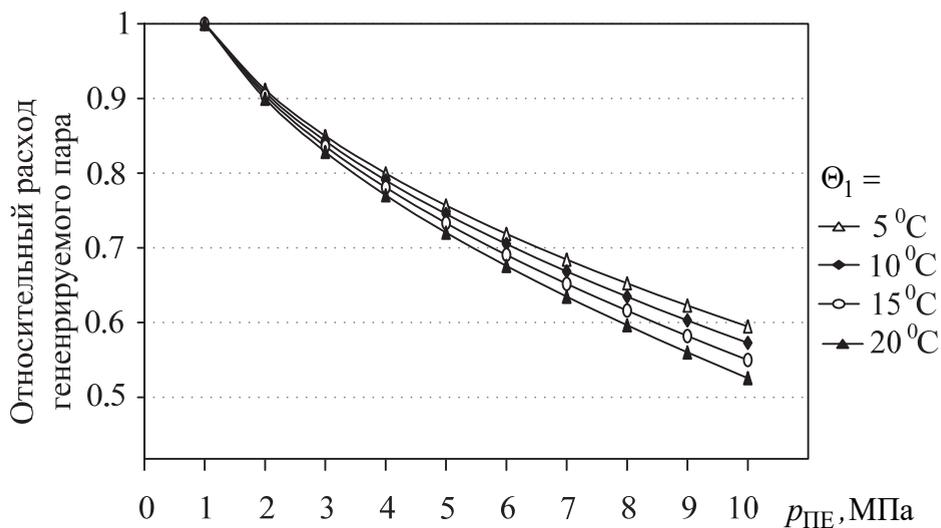


Рис. 4.20. Изменение относительного расхода пара, генерируемого в одноконтурном КУ, в зависимости от величины давления пара при различных значениях температурного напора в «пинч-пойнте» КУ

В качестве базового для каждой величины Θ_1 в данном случае принят расход пара, соответствующий давлению генерируемого пара $p_{\text{ПЕ}} = 1$ МПа, температурный напор на входе в пароперегревательную поверхность КУ принят $\Theta_{\text{ПЕ}} = 30^\circ\text{C}$, а значение температуры $\vartheta_{\text{КТ}} = 400^\circ\text{C}$. Из приведенных зависимостей видно, что увеличение температурного напора Θ_1 приводит к росту интенсивности изменения расхода пара при изменении начального давления. Данная тенденция имеет место для всего представленного диапазона температур газов на входе в котел-утилизатор. Указанное влияние приводит к некоторому смещению оптимума начального давления пара в сторону меньших давлений.

Для ПГУ-КЭС (рис. 4.21) изменение температурного напора в «пинч-пойнте» КУ незначительно сказывается на положении оптимума: $p_{\text{ПЕ}}^{\text{опт}}$ слегка смещается в сторону низких давлений.

Из рисунку 4.21 видно, что влияние Θ_1 наиболее существенно при высоких температурах газов на входе в КУ ($> 520^\circ\text{C}$). Для умеренных и низких температур газов за ГТУ (на входе в КУ) это отклонение гораздо менее существенно. Таким образом, температурный напор в «пинч-пойнте» КУ оказывает незначительное влияние на выбор оптимальных начальных параметров пара ПГУ-КЭС.

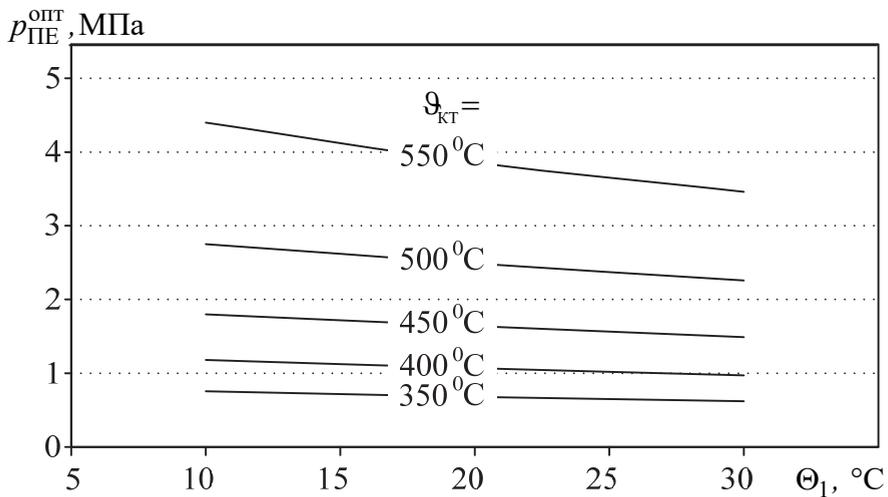


Рис. 4.21. Изменение оптимального давления пара, генерируемого в одноконтурном котле-утилизаторе в зависимости от величины температурного напора на «холодном конце» испарительной поверхности КУ

Влияние выбора давления в конденсаторе ПТУ на оптимальные начальные параметры пара ПГУ-КЭС. Выбор величины давления в конце процесса расширения пара в турбине зависит от ряда факторов, и является результатом технико-экономической оптимизации. Однако, помимо общей экономичности

парогазовой установки, выбор значения p_k определенным образом влияет на изменение теплоперепада при варьировании начальных параметров, что важно с точки зрения проводимой оптимизации. На рисунке 4.22 представлены зависимости изменения относительного срабатываемого теплоперепада от давления $p_{\text{ПЕ}}$ для нескольких значений давления в конденсаторе ПТУ. В качестве базового для каждой величины p_k в данном случае принят перепад тепла, соответствующий давлению пара $p_{\text{ПЕ}} = 1$ МПа, температурный напор на входе в пароперегревательную поверхность КУ $\Theta_{\text{ПЕ}} = 30^\circ\text{C}$, а значение температуры $\vartheta_{\text{КТ}} = 450^\circ\text{C}$. Из приведенных зависимостей видно, что более высокое давление в конденсаторе приводит к некоторому росту интенсивности изменения располагаемого теплоперепада при увеличении начального давления. Причем данная тенденция имеет место для всего диапазона температур острого пара, соответствующего рассматриваемому спектру температур газов $\vartheta_{\text{КТ}}$ и температурных напоров $\Theta_{\text{ПЕ}}$. Указанное влияние согласно (4.19), приводит к смещению оптимума начального давления пара в сторону больших давлений.

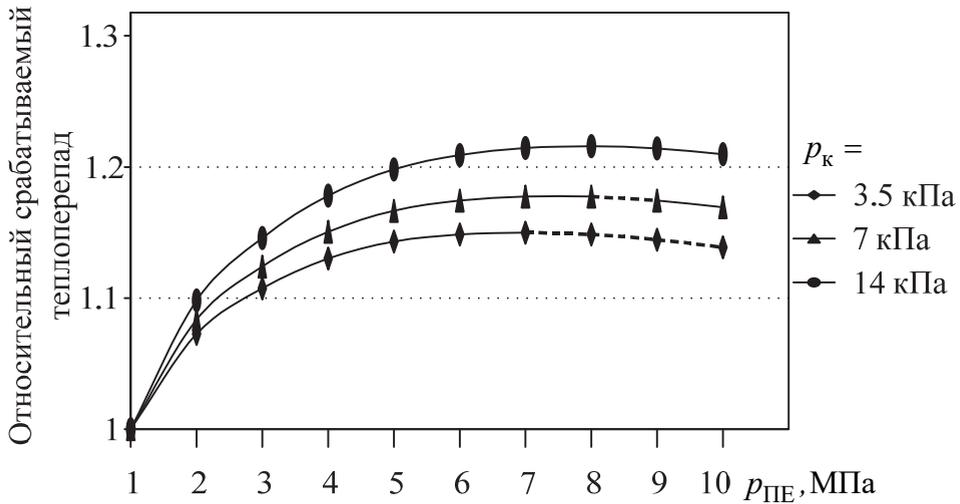


Рис. 4.22. Изменение относительного срабатываемого теплоперепада в зависимости от давления острого пара при различных значениях давления в конденсаторе ПТУ

Анализ показывает, что повышение давления в конденсаторе ПТУ оказывает определенное влияние и на положении оптимума $p_{\text{ПЕ}}^{\text{опт.}}$: он смещается в сторону более высоких давлений, что подтверждает вывод, сделанный при анализе изменения интенсивности роста $H_{\text{ПТ}}$ (рис. 4.22). При этом увеличение давления p_k с 5 до 10 кПа ухудшает тепловую экономичность парогазовой установки (брутто) на величину порядка 0,9–1% (абс.). На рисунке 4.23 видно, что имеет

место тенденция увеличения оптимального давления острого пара при повышении давления p_k , и влияние это наиболее существенно при высоких температурах газов на входе в КУ (> 500 °С). Однако, для этого диапазона температур ϑ_{KT} область оптимума начального давления достаточно пологая. В результате некоторое смещение оптимального начального давления $p_{ПЕ}^{opt}$ при изменении расчетной величины p_k в рассматриваемом диапазоне мало сказывается на КПД установки в целом. Таким образом, изменение расчетного давления в конденсаторе ПТУ оказывает незначительно влияние на выбор оптимальных начальных параметров пара ПГУ-КЭС.

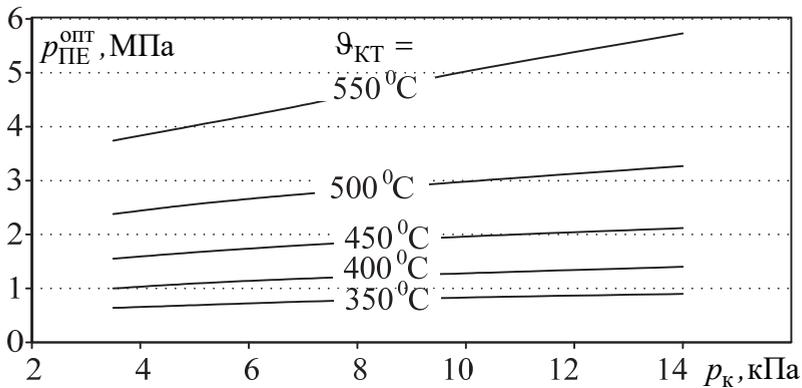


Рис. 4.23. Изменение оптимального давления острого пара, генерируемого в одноконтурном котле-утилизаторе в зависимости от величины давления в конденсаторе ПТУ

Влияние выбора давления в деаэраторе ПТУ на оптимизацию начальных параметров пара ПГУ-КЭС. Как было отмечено выше, при использовании в схеме ПГУ газового подогревателя конденсата, расход пара на деаэратор сводится к минимуму, определяемому технологическими требованиями. Вследствие снижения расхода пара на деаэратор появляется возможность для дополнительной выработки электроэнергии в паровой турбине, что повышает тепловую экономичность всей парогазовой установки в целом. Вся нагрузка по нагреву основного конденсата перед деаэратором приходится на ГПК, что способствует более глубокой утилизации теплоты газов ГТУ в котле-утилизаторе.

Тот факт, что в схеме ПГУ вся электроэнергия, вырабатываемая в паровой турбине, получается только за счет утилизации газов ГТУ, определяет особенность выбора давления в деаэраторе – p_d . В отличие от традиционной паросиловой установки, в ПТУ в составе ПГУ с КУ, как правило, отсутствует система регенерации, т.к. подогрев питательной воды с точки зрения тепловой экономичности оказывается невыгодным. Единственным регенеративным подогревателем является деаэратор питательной воды (иногда ограничиваются деаэрацией в кон-

денсаторе ПТУ), давление в котором определяет температуру питательной воды на входе в КУ $-t_{\text{ПВ}} = t_{\text{ЭК}}^{\text{РХ}}$. С точки зрения тепловой экономичности желательно, чтобы $t_{\text{ПВ}}$ была как можно меньшей, при условии недопущения низкотемпературной коррозии в хвостовых поверхностях нагрева КУ. В схеме ПГУ с одноконтурным КУ желательно снижать давление в деаэраторе питательной воды. В этом случае на подогрев воды в схеме ПГУ с КУ не тратится дополнительное тепло топлива, а используется только утилизируемое тепло газов ГТУ. Увеличение давления в отборе на деаэратор приводит к тому, что поток пара, идущий на деаэрацию, раньше выводится из турбины, не «успев» сработать значительную часть теплоперепада, вследствие чего несколько снижается мощность ПТУ, а, следовательно, и тепловая экономичность ПГУ.

При наличии газового подогревателя конденсата степень влияния выбора давления в деаэраторе на ПГУ определяется, главным образом, величиной недогрева основного конденсата в ГПК ($\Delta t_{\text{ГПК}}$) до температуры насыщения при давлении p_d . Эта величина выбирается, исходя из условий обеспечения устойчивой работы деаэрационной установки ПГУ и, согласно опыту проектирования схем ПГУ, составляет 8–15⁰С. Указанные величины недогревов обуславливают малое влияние давления в деаэраторе на тепловую экономичность ПГУ. Еще менее значительно сказывается величина p_d на оптимизации начальных параметров ПГУ с одноконтурными КУ.

Влияние внутреннего относительного КПД паровой турбины на оптимальные начальные параметры пара ПГУ-КЭС. Одной из основных величин, учитывающей энергетические потери паровой турбины и влияющей на тепловую экономичность установки, является внутренний относительный КПД турбины. В общем случае величина внутреннего относительного КПД ПТ главным образом зависит от объемного расхода пара через проточную часть, определяемого начальными параметрами пара и его расходом, а также от ряда других характеристик схемы ПТУ. С повышением начальной температуры, с уменьшением плотности пара и ростом его удельного объема уменьшаются потери трения, увеличиваются высоты лопаток, уменьшаются относительные потери из-за протечек пара через зазоры турбинной ступени. В связи с этим при повышении начальной температуры пара возрастает общий уровень КПД проточной части ПТ. То же происходит при снижении начального давления пара.

В паровых турбинах конденсационного типа процесс расширения пара, как правило, заканчивается ниже пограничной кривой. В связи с этим одним из основных показателей, влияющим на эффективность работы проточной части турбины, является величина влажности пара в последних ступенях, характеризующая степень влажности – u_k . Повышение начальной температуры пара при неизменном начальном и конечном давлении приводит к уменьшению влажности в последних ступенях, что благоприятно сказывается на внутреннем относительном

КПД турбины. С увеличением давления свежего пара (при постоянной его температуре) возрастает влажность в конце процесса расширения пара в турбине, что влечет снижение КПД проточной части турбины. Помимо ухудшения внутреннего относительного КПД, большая влажность может являться причиной эрозии лопаток и поэтому, несмотря на специальные меры по влагоудалению из проточной части турбины и повышению качества металла для лопаток последних ступеней, максимально допустимая влажность регламентируется.

Влияние влажности на внутренний относительный КПД паровой турбины учитывалось посредством коэффициента влажности $k_{\text{вл}}$, определяемого согласно рекомендациям. Таким образом, срабатываемый теплоперепад определялся как (МДж/кг):

$$H_{\text{пт}} = H_0 \cdot \eta_{0,i}^{\text{пт}} \cdot k_{\text{вл}} = H_0 \cdot \eta_{0,i}, \quad (4.45)$$

где $\eta_{0,i}$ – внутренний относительный КПД паровой турбины с учетом влажности.

При условии принятия постоянства $\eta_{0,i}^{\text{пт}}$ для рассматриваемого диапазона параметров пара его величина не оказывает прямого влияния на качественный характер изменения тепловой экономичности ПГУ при исследовании начальных параметров пара. Это подтверждается при рассмотрении условия оптимума (4.39) с точки зрения величины относительного изменения срабатываемого теплоперепада:

$$\frac{\partial H_{\text{пт}}}{H_{\text{пт}}} = \frac{\partial (H_0 \cdot \eta_{0,i}^{\text{пт}} \cdot k_{\text{вл}})}{H_0 \cdot \eta_{0,i}^{\text{пт}} \cdot k_{\text{вл}}} = \frac{\partial (H_0 \cdot k_{\text{вл}})}{H_0 \cdot k_{\text{вл}}}. \quad (4.46)$$

Однако величина $\eta_{0,i}^{\text{пт}}$ определяет долю перепада теплоты, приходящуюся на двухфазную область и, следовательно, косвенно влияет на коэффициент $k_{\text{вл}}$.

В общем случае значение внутреннего относительного КПД паровой турбины может отличаться от принятого например, $\eta_{0,i}^{\text{пт}} = 80\%$. Уменьшение этой величины наряду с ухудшением общего уровня тепловой экономичности установки, приводит к некоторому снижению конечной влажности пара в турбине. В результате уменьшается влияние влажности на относительное изменение срабатываемого теплоперепада.

Затраты энергии на собственные нужды ПГУ-КЭС

КПД производства электроэнергии нетто парогазовой установки конденсационного типа с котлами-утилизаторами равен:

$$\eta_{\text{пгу}}^{\text{э.н.}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}^{\text{э}} + N_{\text{ПТУ}}^{\text{э}}}{Q_{\text{КС}}} \cdot (1 - \varepsilon_{\text{СН}}^{\text{ПГУ}}), \quad (4.47)$$

где $\varepsilon_{\text{СН}}^{\text{ПГУ}}$ – доля расхода электроэнергии на собственные нужды ПГУ-КЭС.

Доля расхода электроэнергии на собственные нужды ПГУ-КЭС определяется в свою очередь как:

$$\varepsilon_{\text{СН}}^{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{СН}}}{N_{\text{ПГУ}}^3} = \frac{N_{\text{ГТУ}}^3 \cdot \varepsilon_{\text{СН}}^{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}}^3 \cdot \varepsilon_{\text{СН}}^{\text{ПТУ}}}{N_{\text{ПГУ}}^3}, \quad (4.48)$$

где $\varepsilon_{\text{СН}}^{\text{ГТУ}}$ – доля расхода электроэнергии на собственные нужды ГТУ; $\varepsilon_{\text{СН}}^{\text{ПТУ}}$ – доля расхода электроэнергии на собственные нужды ПТУ (в том числе на вспомогательные механизмы КУ).

При этом:

$$\varepsilon_{\text{СН}}^{\text{ГТУ}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}^{\text{СН}}}{N_{\text{ГТУ}}^3} \quad \text{и} \quad \varepsilon_{\text{СН}}^{\text{ПТУ}} = \frac{N_{\text{ПТУ}}^{\text{СН}}}{N_{\text{ПТУ}}^3}, \quad (4.49)$$

где $N_{\text{ГТУ}}^{\text{СН}}$, $N_{\text{ПТУ}}^{\text{СН}}$ – мощности приводов вспомогательных механизмов соответственно ГТУ и паротурбинной части ПГУ (в том числе котла-утилизатора).

Для обеспечения стабильного горения газового топлива в камерах сгорания ГТУ природный газ должен поступать к горелочным устройствам при определенном давлении, зависящем от типа газотурбинной установки. При отсутствии на месте размещения площадки электростанции газопровода высокого давления необходимое для работы ГТУ давление топливного газа достигается за счет сжатия поступающего на газораспределительный пункт (ГРП) природного газа с помощью дожимных компрессоров (ДК). Необходимость установки этих агрегатов оказывает существенное влияние на величину расхода электроэнергии на собственные нужды. В зависимости от существующих нормативов и принятых проектных решений используется либо общестанционная дожимная компрессорная станция, либо индивидуальный дожимной компрессор для каждой из ГТУ.

Необходимое давление газа (природный, попутный нефтяной, синтетический газ – продукт газификации угля и др.) перед ГТУ определяется для условий максимальной степени повышения давления воздуха в компрессоре газотурбинной установки с учетом сопротивления газового тракта, соответствующего технологического запаса по давлению и определяется фирмой-производителем ГТУ. Для ряда газотурбинных установок при определении расхода энергии, необходимой для привода дожимного компрессора, требуемое давление газа (МПа), поступающего в камеры сгорания ГТУ можно оценить по формуле:

$$p_{\text{Г}} = (1,3 \div 1,5) \cdot p_{\text{КК}}^{\text{max}}, \quad (4.50)$$

где $p_{\text{КК}}^{\text{max}}$ – максимально возможное давление сжатого воздуха за компрессором ГТУ в процессе ее эксплуатации, МПа. В общем случае, для каждой конкретной газотурбинной установки давление газа на входе в камеру сгорания оговаривается заводом-изготовителем. В большинстве газотурбинных установок эта величина не превышает 3,0 МПа.

В соответствии с разработанными фирмами-производителями инструкциями по эксплуатации газотурбинных установок требуемое давление P_{Γ} , независимо от режима работы энергетической установки, поддерживают стабильным. Это требование должно обеспечиваться для любого варианта принятой схемы газоснабжения. Давление топлива перед дожимным компрессором должно быть выше атмосферного и определяется давлением газа на ГРП электростанции.

Определение мощности привода дожимного компрессора зависит от его технологической схемы. Последовательными приближениями рассчитывают температуру сжатого топлива, а затем и потребляемую мощность (МВт):

$$N_{\text{ДК}}^{\text{ЭП}} = \frac{B_{\text{ГТУ}} \cdot c_{\text{p},0} \cdot (273 + t_{\Gamma,0})}{\eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{ЭП}}} \cdot \left[\pi_{\Gamma} \left(\frac{R}{(C_{\text{p}})_{\text{ср.}}} \right) - 1 \right], \quad (4.51)$$

где $B_{\text{ГТУ}}$ – расход топливного газа, кг/с; $c_{\text{p},0}$ – начальная удельная теплоемкость газа, определяемая по начальной температуре газа, МДж/(кг·К); $t_{\Gamma,0}$ – начальная температура газа перед сжатием, °С; $(C_{\text{p}})_{\text{ср.}}$ – средняя удельная теплоемкость газа, определяемая по средней арифметической температуре газа, МДж/(кг·К); π_{Γ} – степень повышения давления газа в компрессоре; R – газовая постоянная, МДж/(кг·К); $\eta_{\text{к}}$ – КПД компрессора; $\eta_{\text{ЭП}}$ – КПД привода.

В энергетических ГТУ электроэнергия также используется для привода следующих механизмов технологической схемы: насосов подачи жидкого топлива топливной системы; компрессора пневмораспыла жидкого топлива воздухом в горелках камеры сгорания; вентиляторов различного назначения (вентиляция отсека пускового топлива – пропана, вентиляция защитного корпуса установки, вентиляторы воздушных охладителей и др.); масляных насосов (основные, гидроподъема ротора, системы привода входного и поворотных направляющих аппаратов компрессора, привода валоповоротного устройства и др.); элементов, потребляющих электроэнергию в системе испарительного охлаждения, в схеме АСУ ТП установки и др.

Таким образом, расход электроэнергии на собственные нужды газотурбинной части парогазовой установки можно представить как (МВт):

$$N_{\text{ГТУ}}^{\text{СН}} = N_{\text{ГТУ}}^{\text{ПР}} + N_{\text{ДК}}^{\text{ЭП}}, \quad (4.52)$$

где $N_{\text{ГТУ}}^{\text{ПР}}$ – мощность электроприводов механизмов, обслуживающих блочные системы ГТУ, МВт; $N_{\text{ДК}}^{\text{ЭП}}$ – мощность, потребляемая дожимным компрессором с электроприводом в блочной компоновке ГТУ, МВт;

Расход электроэнергии на привод ДК главным образом зависит от необходимого давления газа перед камерой сгорания ГТУ и от давления газа, поступающего на ГРП, т.е. от степени повышения давления топливного газа в компрессоре, и мо-

жет составлять до 3,5–4% от номинальной мощности ГТУ. На рисунке 4.24 для нескольких типов ГТУ представлены зависимости, иллюстрирующие изменение мощности, потребляемой приводом дожимного компрессора от степени повышения давления топливного газа в компрессоре.

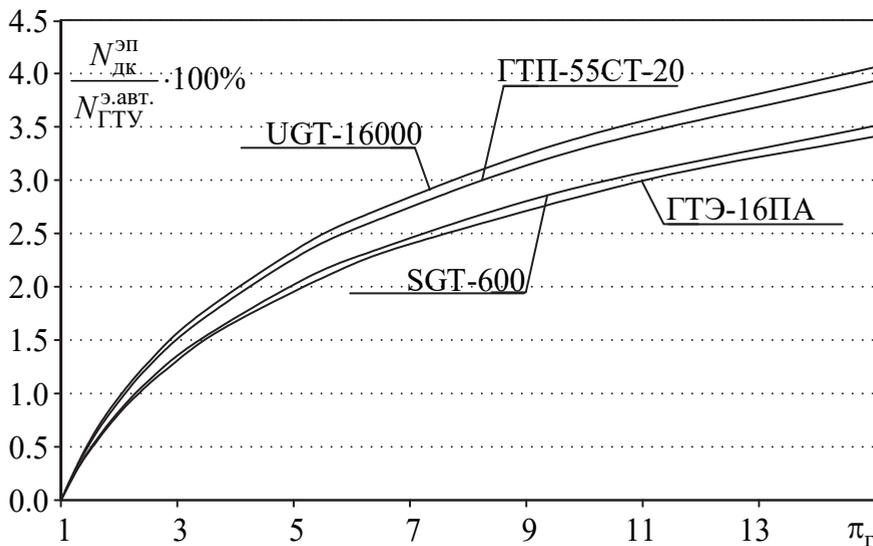


Рис. 4.24. Изменение отношения мощности привода дожимного компрессора к мощности ГТУ в зависимости от степени повышения давления в компрессоре

Расход электроэнергии на собственные нужды $N_{ГТУ}^{пр}$ зависит от конкретных технических решений, одновременности использования вспомогательного оборудования, степени его загрузки и при номинальной нагрузке ГТУ составляет 1,5–2% от номинальной мощности ГТУ. С изменением нагрузки ГТУ затраты электроэнергии для большинства ее вспомогательных механизмов сохраняются практически неизменными.

При рассмотрении схем ПГУ-КЭС с КУ, помимо приводов дожимных компрессоров и других вспомогательных механизмов ГТУ, необходимо учитывать следующих основных потребителей электроэнергии собственных нужд: питательные насосы котла-утилизатора; циркуляционные насосы испарительных поверхностей котлов-утилизаторов (в случае КУ с принудительной циркуляцией); насосы рециркуляции конденсата на входе в ГПК КУ; насосы циркуляционной воды системы охлаждения; вентиляторы аппаратов воздушного охлаждения (АВО); насосы систем регенерации и водоподготовки; прочие вспомогательные механизмы и системы.

Суммарный удельный расход электроэнергии на собственные нужды ПГУ-КЭС при номинальной нагрузке составляет $\mathcal{E}_{сн}^{пгу} = 3\text{--}6\%$ (в зависимости от мощности потребляемой дожимным компрессором, а также другими потребителями,

приведенными выше). Полученные значения КПД (2.16) используются при определении удельных расходов нетто теплоты и условного топлива на единицу отпускаемой энергии.

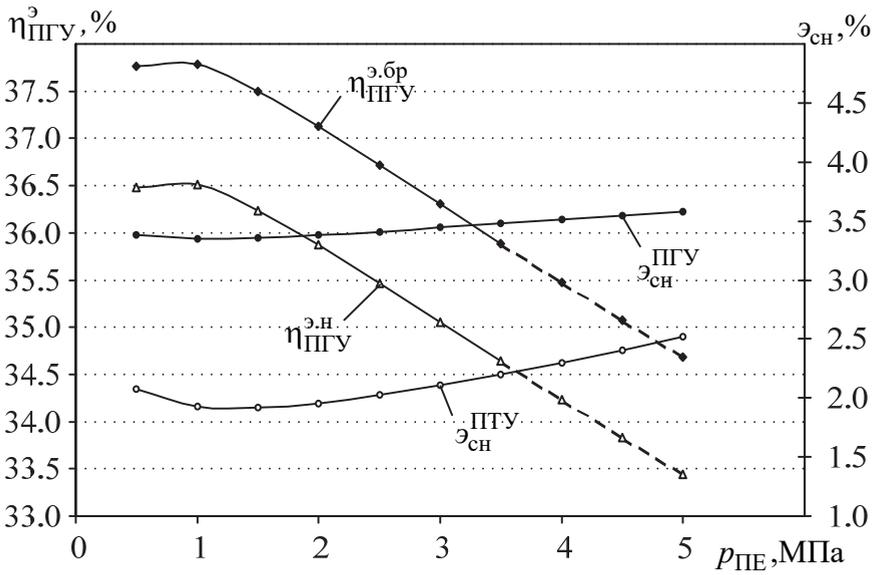
Влияние расхода энергии на собственные нужды ПГУ-КЭС на выбор начальных параметров установки. Помимо общей экономичности установки учет расхода электроэнергии на собственные нужды ПГУ влияет на оптимальные начальные параметры пара, т.к. имеется связь этих параметров и мощности, необходимой для привода ряда вспомогательных механизмов ПГУ. Энергия собственных нужд $\mathcal{E}_{\text{СН}}^{\text{ПГУ}}$ определяется главным образом типом и характеристиками ГТУ. Для ряда агрегатов, определяющих величину $N_{\text{ПГУ}}^{\text{СН}}$, существует следующая связь с начальными параметрами пара:

– увеличение начального давления пара при выбранном давлении в деаэраторе приведет к росту напора питательного насоса, что требует увеличения мощности, необходимой для привода ПН. Однако, как было отмечено выше, рост начального давления генерируемого в КУ пара приводит к изменению (как правило к снижению) его расхода, что в свою очередь уменьшает подачу, а, следовательно, необходимую мощность ПН;

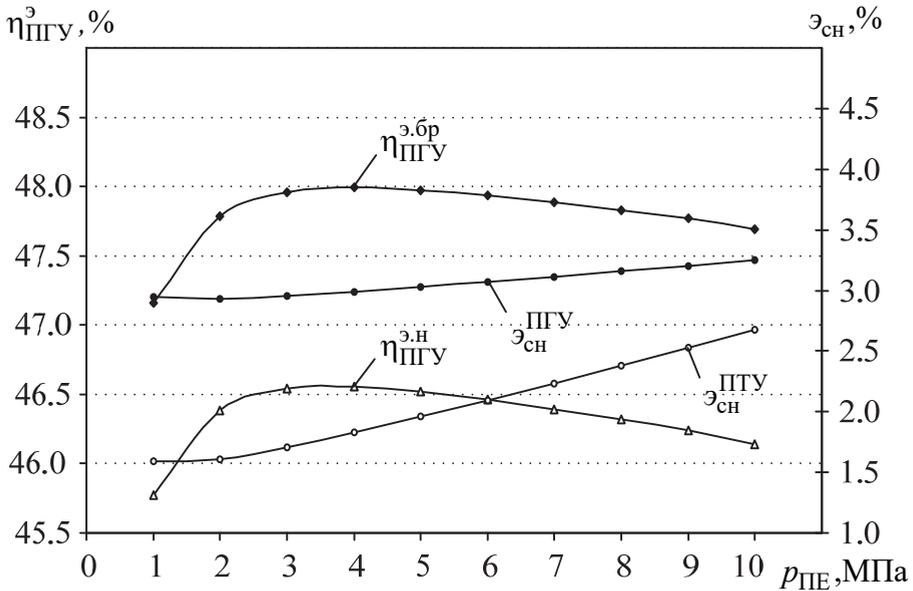
– для схемы ПГУ-КЭС снижение расхода генерируемого пара при увеличении начального давления означает уменьшение расхода пара в конденсатор, что при выбранном давлении конденсации влечет за собой снижение необходимого расхода охлаждающей воды. В результате, росту начального давления пара соответствует (при прочих равных условиях) уменьшение необходимой мощности привода насосов циркуляционной воды;

– при выбранных давлениях в конденсаторе и деаэраторе ПГУ-КЭС уменьшение расхода генерируемого пара при увеличении его давления приводит к снижению необходимой мощности конденсатных насосов и насосов рециркуляции конденсата в ГПК, а также мощности циркуляционных насосов испарительных поверхностей котлов-утилизаторов (в случае КУ с принудительной циркуляцией);

Изменение расхода электроэнергии на СН практически не влияет на положение оптимального начального давления пара ввиду того, что область интенсивного изменения $\mathcal{E}_{\text{СН}}^{\text{ПГУ}}$ не соответствует зоне оптимальных $p_{\text{ПЕ}}$, характерных установкам рассматриваемого типа. В общем случае, увеличение доли собственных нужд $\mathcal{E}_{\text{СН}}^{\text{ПГУ}}$ (следовательно, и $\mathcal{E}_{\text{СН}}^{\text{ПГУ}}$) может приводить к некоторому незначительному смещению $p_{\text{ПЕ}}^{\text{опт}}$ в сторону меньших начальных давлений, однако это характерно для ПГУ на базе высокотемпературных ГТУ с пологой зависимостью $\eta_{\text{ПГУ}}^{\circ} = f(p_{\text{ПЕ}})$ в зоне оптимума, что в итоге мало влияет на тепловую экономичность установки (рис. 4.25).



а)



б)

Рис. 4.25. Изменение КПД производства электроэнергии брутто и нетто, а также удельных расходов электроэнергии на СН ПТУ и ПГУ в целом для ПГУ-КЭС на базе ГТУ типа:

(а) «UGT 16000» ($\epsilon_{\text{сн}}^{\text{ГТУ}}=3,8 \%$) и (б) «SGT-600» ($\epsilon_{\text{сн}}^{\text{ГТУ}}=3,5 \%$)

в зависимости от давления острого пара

Следует отметить, что если имеет место большой расход электроэнергии на собственные нужды, связанные с системой охлаждения технической воды – наличие аппаратов воздушного охлаждения (АВО), большая кратность циркуляции и др., то это обуславливает более высокие удельные затраты на привод этих агрегатов по сравнению с ПН, а рост начального давления $p_{пн}$ может приводить к снижению $\varepsilon_{сн}^{пту}$.

4.5. Высокие параметры и промежуточный перегрев пара на паросиловых теплоэлектроцентралях

Общие положения. Важным критерием энергетической эффективности и тепловой экономичности теплофикационных турбоагрегатов и ТЭЦ является удельная выработка электроэнергии ε , кВт·ч, или мощности N_s , кВт, на единицу теплоты Q'_t , ГДж, или Q_t , ГДж/ч, затрачиваемой на внешнего потребителя:

$$\varepsilon\varepsilon = \varepsilon/Q'_t \text{ и } \varepsilon = N_s/Q_t. \quad (4.53)$$

Чем выше значение ε , тем больше электроэнергии и большую мощность можно выработать на базе теплового потребления:

$$\varepsilon = \varepsilon\varepsilon \cdot Q'_t \text{ и } N_s = \varepsilon \cdot Q_t. \quad (4.53a)$$

Таким образом, если задано суммарное потребление электроэнергии $\varepsilon_c = \varepsilon + \varepsilon_k$, с увеличением теплофикационной выработки электроэнергии ε без потерь в конденсаторе соответственно уменьшается конденсационная выработка $\varepsilon_k = \varepsilon_c - \varepsilon$ с большими потерями в холодном источнике.

Отсюда следует, что повышение начальных параметров пара на ТЭЦ, способствующее увеличению удельной выработки ε , несомненно энергетически выгодно.

Повышение начальной температуры пара на ТЭЦ ограничивается, как и на КЭС, прочностными, технологическими и стоимостными характеристиками применяемых металлов.

Начальное давление пара на отечественных ТЭЦ до 70-х годов XX века применялось только докритическое. На ТЭЦ с промышленной паровой нагрузкой и неполным возвратом конденсата при докритическом начальном давлении пара применяют барабанные паровые котлы, что позволяет обеспечить надежный водный режим оборудования ТЭЦ. На наиболее крупных ТЭЦ с отпуском горячей воды для отопления и бытовых нужд применяют сверхкритическое давление пара и, следовательно, прямоточные паровые котлы. Трудности водного режима при этом обуславливаются необходимостью глубокого химического обессоливания конденсата пара, используемого для подогрева воды, отпускаемой внешним потребителям. Для этого нужны анионитные фильтры, рассчитанные на обессоливание воды высокой температуры, или же охлаждение конденсата сетевых подогревателей с дополнительными потерями теплоты.

При выборе начальных параметров пара на ТЭЦ нужно иметь в виду, что при серийном выпуске энергетического оборудования принята унификация начальных параметров пара на КЭС и ТЭЦ.

При одинаковом докритическом начальном давлении пара 13,0 МПа различие КЭС и ТЭЦ заключается в применении промежуточного перегрева пара. При этом начальном давлении промежуточный перегрев пара применяется до настоящего времени только на конденсационных электростанциях. Применение для теплофикационных турбин промежуточного перегрева для ограничения конечной влажности пара не столь необходимо, как на КЭС, так как основной поток пара отбирается из теплофикационной турбины для внешнего потребителя с перегревом или с небольшой влажностью. Конденсационный сквозной поток пара невелик, работает в последних ступенях турбины с малым КПД и имеет допустимую конечную влажность. Промежуточный перегрев пара на ТЭЦ дает меньший выигрыш в тепловой экономичности, чем на КЭС. Однако для крупных теплофикационных турбоустановок давлением 13,0 МПа с отопительной нагрузкой созданы варианты турбоустановок с промежуточным перегревом пара (Т-180-130 ЛМЗ).

Для ТЭЦ сверхкритических параметров промежуточный перегрев пара необходим для поддержания допустимой конечной влажности пара. Таким образом, параметры пара и вид цикла на КЭС и мощных отопительных ТЭЦ могут быть унифицированы.

Сравнение тепловой экономичности ТЭЦ с различными параметрами пара. Зависимость расхода теплоты и топлива на теплофикационную турбоустановку от начальных параметров пара можно установить, сравнивая в общем виде две такие турбоустановки с разным уровнем параметров пара. Более высоким начальным параметрам отвечает большая удельная выработка электроэнергии \mathcal{E} , менее высоким – соответственно меньшее значение \mathcal{E} . Основным принципом сравнения экономичности ТЭЦ и теплофикационных турбоустановок – одинаковый отпуск (в первом приближении – одинаковая выработка) в разных вариантах как электрической энергии, так и теплоты. Если принять в сравниваемых вариантах одинаковый отпуск Q_T^0 , одинаковый расход $B_{c.t}$ топлива на внешнего потребителя и одинаковую электрическую мощность обеих установок N_s , то при более низких параметрах пара выработка электрической мощности N_s^0 меньше и требуется дополнительная (так называемая замещающая) электрическая мощность $N_{кэс} = N_s - N_s^0$, производимая конденсационными турбоагрегатами данной электростанции или в энергосистеме.

Сравним две энергетические установки: ТЭЦ более высоких параметров пара, оборудованную турбоагрегатами общей электрической мощности N_s , имеющими регулируемые отборы для внешнего потребления и конденсаторы, и ТЭЦ более низких параметров пара, имеющую турбины с противодавлением электри-

ческой мощностью N_3^0 . Заменяющей мощностью для второй, энергетически менее совершенной ТЭЦ, служит конденсационная мощность $N_{\text{КЭС}} = N_3 - N_3^0$. Пусть конденсационная замещающая мощность $N_{\text{КЭС}}$ производится с удельным расходом топлива $b_{\text{КЭС}}$, кг/(кВт·ч), теплофикационная выработка (на тепловом потреблении) – более совершенными турбоагрегатами мощностью $N_{\text{Т}} = N_3 - N_{\text{К}}$ с минимальным удельным расходом b_3 , менее совершенными – с расходом b_3^0 , конденсационная выработка $N_{\text{К}}$ – турбиной с отборами для внешнего потребителя с расходом $b_{\text{К}}$.

Расход топлива, кг/ч, на ТЭС с более высокими начальными параметрами пара, с турбоагрегатами с отбором на внешнего потребителя и с конденсацией пара определяется выражением:

$$B_{\text{с}} = B_{\text{с.т}} + b_3 \cdot N_{\text{Т}} + b_{\text{К}} \cdot N_{\text{К}}. \quad (4.54)$$

Расход топлива, кг/ч, на ТЭЦ с более низкими начальными параметрами с турбинами с противодавлением и дополнительной замещающей конденсационной мощностью $N_{\text{КЭС}} = N_{\text{Т}} + N_{\text{К}} - N_{\text{Т}}^0$ равен:

$$B_{\text{с}}^0 = B_{\text{с.т}} + b_3^0 \cdot N_{\text{Т}}^0 + b_{\text{КЭС}} \cdot (N_{\text{Т}} + N_{\text{К}} - N_{\text{Т}}^0). \quad (4.55)$$

Перерасход топлива, кг/(кВт·ч), второй, менее совершенной установкой, если принять одинаковый удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии в обеих установках $b_3 = b_3^0 \approx \frac{0,123}{\eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}}}$,

будет равен:

$$\Delta B_{\text{с}} = (b_{\text{КЭС}} - b_3) \cdot (N_{\text{Т}} - N_{\text{Т}}^0) + (b_{\text{КЭС}} - b_{\text{К}}) \cdot N_{\text{К}}. \quad (4.56)$$

Заменяя $N_{\text{Т}} = \varepsilon \cdot Q_{\text{Т}}$ и $N_{\text{Т}}^0 = \varepsilon_0 \cdot Q_{\text{Т}}$ (ε , кВт·ч/ГДж; $Q_{\text{Т}}$, ГДж/ч), получаем, кг/ч:

$$\Delta B_{\text{с}} = (b_{\text{КЭС}} - b_3) \cdot (\varepsilon - \varepsilon_0) \cdot Q_{\text{Т}} - (b_{\text{К}} - b_{\text{КЭС}}) \cdot N_{\text{К}}. \quad (4.57)$$

Таким образом, перерасход топлива на ТЭЦ и замещающей КЭС зависит в основном от разности удельной выработки электроэнергии $\Delta \varepsilon = \varepsilon - \varepsilon_0$, разности $\Delta b = b_{\text{КЭС}} - b_3$ удельных расходов топлива на производство электроэнергии на КЭС и на ТЭЦ. Считая относительно малыми значения $N_{\text{К}}$ и $\Delta b_{\text{К}} = b_{\text{К}} - b_{\text{КЭС}}$, получаем приближенно разность расходов топлива, кг/ч:

$$\Delta B_{\text{с}} = (b_{\text{КЭС}} - b_3) \cdot (\varepsilon - \varepsilon_0) \cdot Q_{\text{Т}}. \quad (4.58)$$

Относительная разность расходов условного топлива сравниваемых установок на единицу тепловой энергии, затрачиваемой в турбоустановке на внешнего потребителя, составляет:

$$\Delta b_c = \Delta B_c / Q_T = (b_{кЭС} - b_3) \cdot (\varepsilon - \varepsilon_0). \quad (4.59)$$

Значение Δb_c существенно зависит от значений ε и ε_0 .

При $\varepsilon_0 = 0$, т. е. при отпуске теплоты менее совершенной установкой без выработки электроэнергии, приходим к сравнению ТЭЦ и отдельной установки, в которой менее совершенная ТЭЦ заменена котельной установкой низкого давления, т. е. к полученной ранее формуле:

$$\Delta b_c = (b_{кЭС} - b_3) \cdot \varepsilon. \quad (4.60)$$

На рисунке 4.26 представлены зависимости, учитывающие не только начальные параметры пара, но также и давление пара, отпускаемого потребителю, p_T , внутренний относительный КПД η_{oi} частей турбины, поскольку они влияют на выработку электроэнергии ε и ε_0 , а также на удельные расходы топлива b_3 , b_k .

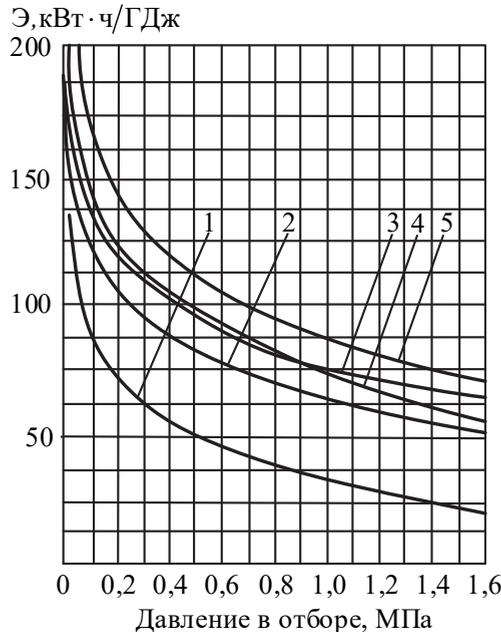


Рис. 4.26. Зависимость удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении (Э) от конечного давления при различных начальных параметрах пара:
 1 – 3,5 МПа, 435°С; 2 – 9 МПа, 535°С; 3 – 13 МПа, 565°С;
 4 – 13 МПа, 565/565°С; 5 – 24 МПа, 580/565°С

При реальном сравнении установок для снабжения потребителей электрической и тепловой энергией в расчетах учитывают также значения КПД паровых котлов $\eta_{п.к}$, транспорта теплоты $\eta_{тр}$, установок отпуска теплоты η_t .

Зависимость энергетической эффективности теплофикационных турбоустановок от параметров пара. Тепловая экономичность и энергетическая эффективность ТЭЦ и теплофикационных турбоустановок существенно зависят от удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении \mathcal{E} . Рассмотрим зависимость этой величины от значений параметров пара. Для теоретического процесса работы 1 кг пара в турбине можно написать:

$$\mathcal{E}_a = H_a / q_{т.а}, \quad (4.61)$$

где $H_a = h_0 - h_{т.а}$ – располагаемый (теоретический) теплоперепад пара в турбине, кДж/кг; здесь h_0 и $h_{т.а}$ – соответственно энтальпии пара в начале и конце расширения его в турбине, кДж/кг; $q_{т.а} = h_{т.а} - h_{о.к}$ – теплота, отдаваемая отработавшим паром внешнему потребителю, кДж /кг; здесь $h_{т.а}$ и $h_{о.к}$ – соответственно энтальпии отработавшего пара и обратного конденсата от потребителя, кДж/кг.

С повышением начальной температуры пара t_0 при постоянном начальном давлении значение H_a возрастает заметно, однако значения $h_{т.а}$ и $q_{т.а}$ также возрастают, но несколько медленнее. В результате удельная выработка \mathcal{E}_a с ростом начальной температуры несколько увеличивается.

Промежуточный перегрев пара действует аналогично повышению начальной температуры: возрастает теплоперепад пара H_a , но увеличивается и конечная энтальпия пара $h_{т.а}$. В результате значение \mathcal{E}_a несколько возрастает.

С повышением начального давления пара p_0 при постоянной начальной температуре t_0 теплоперепад H_a в значительной области давлений пара возрастает до некоторого максимального значения, после чего начинает уменьшаться. Конечная энтальпия отработавшего пара $h_{т.а}$ и теплота, отдаваемая паром внешнему потребителю q_t , непрерывно уменьшаются с ростом начального давления. Следовательно, в значительной области начальных давлений удельная выработка \mathcal{E} быстро возрастает с ростом начального давления пара.

Характер зависимости \mathcal{E}_a от параметров пара аналогичен зависимости от них абсолютного термического КПД, так как величины \mathcal{E}_a и η_t связаны между собой, как было установлено выше, следующими соотношениями, в которых \mathcal{E}_a – относительная работа пара (безразмерная величина):

$$\mathcal{E}_a = \frac{H_a}{Q_0 - H_a} = \frac{1}{Q_0/H_a - 1} = \frac{1}{1/\eta_t - 1}; \quad (4.62)$$

$$\eta_t = \frac{\varepsilon_a}{1 + \varepsilon_a} = \frac{1}{1/\varepsilon_a - 1}, \quad (4.63)$$

где $Q_0 = h_0 - h_{o.k} = H_a + q_{т.а}$.

Таким образом, с ростом удельной выработки растет абсолютный КПД установки, оба показателя изменяются в одном направлении.

В реальном процессе работы пара учитывается внутренний относительный КПД турбины η_{oi} . С ростом начальной температуры при постоянном начальном давлении или при применении промежуточного перегрева пара значение η_{oi} возрастает, что способствует увеличению теплоперепада пара и росту удельной выработки, хотя одновременно увеличивается энтальпия отработавшего пара h_t :

$$\varepsilon_i = \frac{H_i}{q_t} = \frac{H_a \cdot \eta_{oi}}{h_t - h_{o.k}}, \quad (4.64)$$

где $H_i = H_a \cdot \eta_{oi} = h_0 - h_t$ – действительный теплоперепад пара, кДж/кг; h_t – конечная энтальпия пара в действительном процессе, кДж/кг; $q_t = h_t - h_{o.k}$ – теплота, расходуемая на внешнего потребителя, кДж/кг.

С повышением начального давления пара при постоянной его начальной температуре η_{oi} уменьшается, что несколько замедляет рост удельной выработки ε_i с повышением начального давления пара.

Связь между величинами ε_i и $\eta_i = H_i/q_t = H_i/(Q_0 - H_i)$ характеризуется формулами вида:

$$\varepsilon_i = \frac{1}{1/\eta_i - 1}; \quad \eta_i = \frac{1}{1/\varepsilon_i - 1}. \quad (4.65)$$

Расход теплоты $Q_0 = h_0 - h_{o.k} = H_i + q_t$.

Определяя значение ε для теплофикационного потока, необходимо иметь в виду уровень конечного давления пара. Конечное давление пара конденсационных турбоустановок изменяется в относительно небольших пределах и мало влияет на энергетическую эффективность повышения начальных параметров пара. Иначе для теплофикационных турбоустановок: чем выше конечное давление теплофикационного потока пара, тем значительнее влияет изменение начальных параметров пара на значение ε .

Конечное давление теплофикационного потока пара оказывает большое влияние на энергетическую эффективность теплофикационных турбоустановок; для ее повышения необходимо стремиться к всемерному снижению давления пара, отпускаемого внешним потребителям.

При определении зависимости КПД ТЭЦ от начальных параметров пара необходимо выдерживать основной принцип сравнения в различных вариантах – одинаковый отпуск электрической и тепловой энергии. При данном отпуске тепловой энергии ТЭЦ более высоких параметров пара вырабатывает больше электроэнергии, поэтому для ТЭЦ с более низкими параметрами пара дополнительно требуется замещающая мощность с конденсационной выработкой электроэнергии.

Таким образом, если допустим, что на ТЭЦ высоких параметров пара вся электроэнергия производится на тепловом потреблении турбоагрегатами с противодавлением так, что КПД производства электроэнергии такой ТЭЦ теоретически достигает единицы, то для ТЭЦ более низких параметров пара из-за дополнительной конденсационной выработки электроэнергии этот КПД остается меньше единицы во всем диапазоне отпуска пара из отборов, от $\alpha_T = D_T/D_0 = 0$ до $\alpha_T = 1,0$. Здесь D_T – отбор пара на внешнего потребителя; α_T – отбор пара в долях расхода его на турбину D_0 . Это иллюстрируется кривыми зависимости КПД производства электроэнергии на ТЭЦ с разными начальными параметрами пара (рис. 4.27). Отбор $\alpha_T = 0$ соответствует конденсационному режиму (без отбора пара на внешнего потребителя), отбор $\alpha_T = 1$ – режиму с противодавлением. Как видно из рис. 4.27 при соблюдении во всех вариантах равного отпуска тепловой и электрической энергии КПД ТЭЦ более высоких параметров пара во всем интервале долей отпуска пара α_T от 0 до 1, включающем как крайние режимы чисто конденсационный и с противодавлением, выше КПД ТЭЦ с более низкими параметрами пара.

Промежуточный перегрев пара на паросиловых теплоэлектроцентралях. Промежуточный перегрев пара на ТЭЦ имеет целью повышение КПД производства электроэнергии и экономию топлива. Рассматривая поток пара, проходящего через теплофикационную турбину, состоящим из основного – теплофикационного и дополнительного – конденсационного, нужно иметь в виду следующее. При промежуточном перегреве возрастает температура пара, используемого для внешнего потребителя. При заданном отпуске теплоты $Q_T = D_T \cdot (h_T - h_{o,k})$ и повышении энтальпии отпускаемого пара h_T расход пара D_T на внешнее тепловое потребление несколько уменьшается, что соответственно снижает эффект от увеличения работы теплофикационного потока в турбине благодаря промежуточному перегреву пара.

Поэтому экономия теплоты и топлива благодаря промежуточному перегреву на ТЭЦ меньше, чем на конденсационной электростанции, и может составить 3–4% (при отопительной нагрузке).

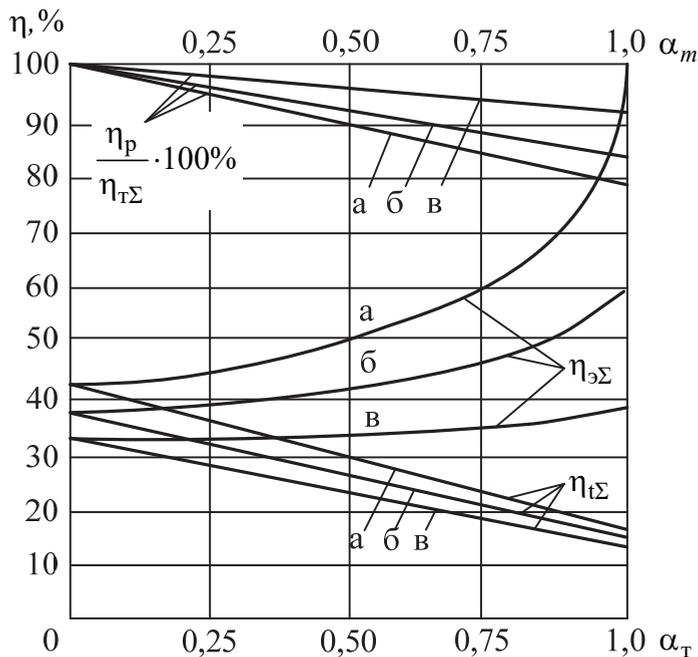


Рис. 4.27. Зависимость КПД производства электроэнергии η_{Σ} и абсолютного η_{Σ} ТЭЦ с одинаковыми электрической мощностью и отпуском пара, а также отношения КПД раздельной установки η_p , и ТЭЦ η_{Σ} от доли отбора при различных начальных параметрах пара:
 а – ТЭЦ с высокими параметрами пара;
 б и в – ТЭЦ с пониженными параметрами пара

Вторая особенность применения промежуточного перегрева на ТЭЦ заключается в повышении оптимального его давления. Целесообразность повышения давления промежуточного перегрева пара на ТЭЦ по сравнению с КЭС ясна из рассмотрения теплофикационного потока пара. Очевидно, чем выше конечное давление пара этого потока, тем выше должно быть давление промежуточного перегрева пара по сравнению с оптимальным давлением конденсационного потока.

При сравнении вариантов ТЭЦ с различным давлением промежуточного перегрева пара также необходимо обеспечивать равный отпуск (или в первом приближении – равную выработку) электрической и тепловой энергии во всех вариантах. Поскольку оптимальное давление промежуточного перегрева пара ($p_{п.п} \approx 2,5 \div 4,0$ МПа) на конденсационных электростанциях значительно выше, чем давление пара для внешних потребителей ($p_T = 0,1 \div 1,5$ МПа), как промышленных, так и отопительных, то тем более $p_{п.п}$ должно быть выше p_T на ТЭЦ. Таким образом, на ТЭЦ должен осуществляться промежуточный перегрев общего потока пара, как теплофикационного, так и конденсационного.

На крупной ТЭЦ Линден (США) применен промежуточный перегрев только конденсационного потока пара, а пар для промышленного потребителя не подвергается промежуточному перегреву.

Промежуточный перегрев только конденсационного потока пара малоцелесообразен. Малую экономию теплоты (1–2%) дает промежуточный перегрев пара на промышленных ТЭЦ, на которых, кроме того, оптимальное давление промежуточного перегрева пара значительно повышается.

На отопительных ТЭЦ крупных городов работают мощные теплофикационные турбоагрегаты сверхкритических параметров с промежуточным перегревом пара Т-250-240 ТМЗ и турбоагрегаты докритических параметров с промежуточным перегревом пара Т-180-130 ЛМЗ.

4.6. Параметры пара атомных электростанций

На атомных электростанциях в настоящее время применяют, как правило, турбины на насыщенном водяном паре и ядерные реакторы, использующие обычную воду в качестве замедлителя и теплоносителя (типа ВВЭР), с двухконтурной схемой. В России получили также распространение уран-графитовые реакторы с водяным теплоносителем и одноконтурной схемой (типа РБМК).

Для снижения конечной влажности пара в цилиндрах турбины до допустимого значения 10–13% применяют подсушку и промежуточный перегрев пара. Между цилиндрами турбины устанавливают сепаратор влаги (С) для подсушки пара до сухости примерно 0,99 и вслед за ним – пароперегреватели промежуточного перегрева, обогреваемые паром из отбора турбины (ПП₀) и свежим паром (ПП_с) (рис. 4.28).

Начальное давление насыщенного водяного пара по условиям ограничения параметров воды в ядерном реакторе принимают 6,0–7,0 МПа с соответствующей температурой насыщения примерно 280°C.

Давление промежуточного перегрева («разделительное» давление) из условия достижения наибольшего КПД, а также с учетом конструктивного выполнения турбины принимают около 0,6–1,2 МПа, в среднем $p_c \approx 0,15 \cdot p_0$ (рис. 4.29).

Теплоту промежуточного перегрева распределяют примерно поровну между промежуточными перегревателями отборного и свежего пара.

В промежуточных перегревателях пар конденсируется, конденсат греющего пара отводится в линию питательной воды. Недогрев перегреваемого пара до температуры конденсации греющего составляет 15–20°C.

Конечное давление пара в ЦНД турбины АЭС принимают равным 4–6 кПа. КПД таких турбоустановок с развитой системой регенеративного подогрева воды составляет около 33%.

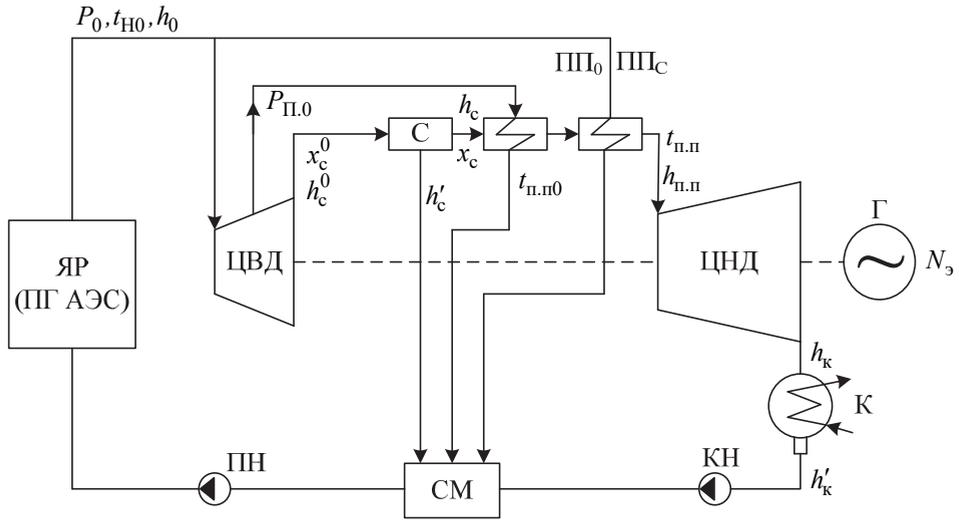


Рис. 4.28. Простейшая схема турбоустановки насыщенного водяного пара с сепаратором влаги и промежуточным перегревом отборным и свежим паром

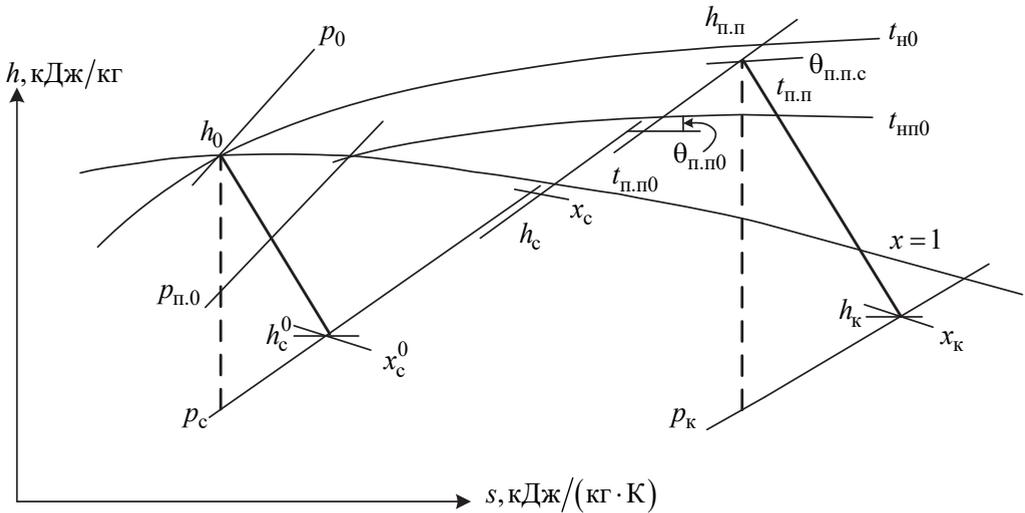


Рис. 4.29. Процесс работы в турбине насыщенного водяного пара с применением сепарации влаги и промежуточного перегрева отборным и свежим паром

В двухконтурной схеме вода первого контура передает теплоту, получаемую в реакторе, питательной воде и водяному пару в парогенераторе.

КПД турбоустановки насыщенного водяного пара можно повысить, применяя трехцилиндровую турбину с двухступенчатой сепарацией влаги (между

ЦВД и ЦСД, а также между ЦСД и ЦНД). Разделительные давления пара при этом составят $p_{c1} \approx 2,0$ МПа и $p_{c2} \approx 0,2$ МПа, т. е. $p_{c1} \approx 0,3 \cdot p_0$ и $p_{c2} \approx 0,03 \cdot p_0$. КПД такой турбоустановки повышается по сравнению с обычными схемами одноступенчатой сепарации примерно на 1,0–1,5%.

Повышение КПД турбоустановки АЭС обуславливает экономию ядерного топлива, а при данном его расходе – увеличение мощности АЭС и экономию органического топлива в энергосистеме.

Ощутимое повышение КПД турбоустановки АЭС достигается применением перегрева свежего пара. На первой атомной электростанции в нашей стране уже был осуществлен такой перегрев, однако при низком начальном давлении пара, и соответственно, низком КПД этой опытно-промышленной установки.

В России в течение ряда лет успешно работает АЭС с перегревом свежего пара в ядерном уран-графитовом реакторе до 510°C. Начальное давление пара перед турбинами мощностью 100 и 200 МВт составляет 8–9 МПа, КПД турбоустановок 35–37%.

Получение перегретого пара для турбин АЭС возможно также при установке ядерных реакторов с газовым теплоносителем (например, углекислым газом или гелием).

Дальнейшее совершенствование АЭС и повышение их КПД связано с применением реакторов на быстрых нейтронах, охлаждаемых теплоносителями с невысоким давлением и высокой температурой (жидкие металлы: натрий и др.). В России работает несколько реакторов подобного типа.

На АЭС с ядерными реакторами на быстрых нейтронах возможно применение турбин с более высокими начальными параметрами пара и температурой промежуточного перегрева пара ($p_0 = 13$ МПа, $t_0 = 490^\circ\text{C}$).

4.7. Экономические аспекты выбора параметров пара

Начальные параметры пара. Повышение начальных параметров пара имеет целью экономию топлива. Однако одновременно возрастает стоимость оборудования, так как повышение давления обуславливает увеличение толщины стенок и массы деталей оборудования, а повышение температуры – быстрое снижение допустимых напряжений, что также приводит к увеличению размеров и массы оборудования, выполняемого из стали данного класса и марки. При переходе к более прочным и совершенным классам и маркам стоимость стали резко возрастает.

Стали можно разделить на следующие классы (группы):

- I – углеродистые и марганцовистые стали (20, 15ГС и др.);
- II – хромомолибденовые и хромомолибденованадиевые стали перлитного класса (12Х1МФ, 15Х1М1Ф и др.);

– III – нержавеющие высокохромистые стали мартенситно-ферритного класса (1X12B2MФ и др.);

– IV – нержавеющие хромоникелевые стали аустенитного класса (1X18H12T, 1X14H18B2BP и др.).

До температуры 450°C возможно применение углеродистых сталей; до температуры 550°C – слаболегированных сталей перлитного класса; более температуры 600°C – соответственно сталей ферритно-мартенситного и аустенитного классов. Переход от сталей каждого из этих классов к более жаропрочным или жаростойким сталям следующих классов сопровождается повышением их стоимости в 2–5 раз.

Стоимость труб из сталей различных классов в России и других странах, отнесенная к стоимости стали 20 (I группа), приведена в табл. 4.4.

Таблица 4.4

Относительная стоимость труб из сталей различных классов

Страна	Группа труб (класс стали)			
	I	II	III	IV
Россия	1	2,1–3,7	8–9	15–16
США	1	1,85–2,5	4,0	12,8–14
Германия	1	2,4–3,5	7–8	18

По данным турбостроительных фирм США, повышение начального давления на 1,0 МПа увеличивает удельную стоимость турбины на 1,5%, а повышение начальной температуры на 10°C – на 0,5%.

Начальные параметры пара, параметры и число ступеней промежуточного перегрева пара выбирают на основании технико-экономических расчетов по минимуму расчетных затрат. При решении этой задачи необходимо учитывать возможную различную надежность оборудования при различных параметрах пара и видах цикла и, следовательно, различный аварийный резерв, необходимый для обеспечения заданной выработки энергии.

С повышением давления и температуры рабочей среды можно ожидать снижения надежности оборудования. Однако при сравнении создаваемого нового оборудования повышенных параметров пара с действующим оборудованием нужно считаться с совершенствованием технологии и возможностью применения улучшенных материалов для изготовления нового оборудования, что может компенсировать снижение его надежности.

С повышением давления и плотности пара в пределах данных габаритов агрегат (турбина) может развить большую мощность. Следовательно, повышение начального давления пара способствует укрупнению агрегатов и энергоблоков. Аналогично применение промежуточного перегрева пара, уменьшая удельный его расход на турбину, также способствует укрупнению агрегатов и энергоблоков. Отсюда следует, что задачи выбора параметров пара, вида цикла, мощности агрегатов (энергоблоков) взаимосвязаны и должны решаться комплексно.

Выбор начальных параметров пара и вида цикла зависит от стоимости топлива c_t , руб./т, и годового использования установленной мощности электростанции $T_{\text{лет}}$. Очевидно, чем больше эти показатели, тем выгоднее применение более высоких параметров.

На европейской территории России топливо дорогое, нагрузка относительно неравномерная; паротурбинные энергоблоки должны нести не только основную, но и полупиковую нагрузку.

На востоке России топливо дешевле, нагрузка преобладает промышленная, равномерная. Здесь целесообразно применение энергоблоков большой мощности также со сверхкритическими параметрами пара: энергоблоки 500 МВт на Экибастузском топливно-энергетическом комплексе и энергоблоки 800 МВт на Канско-Ачинском топливно-энергетическом комплексе (КАТЭК).

Выбор начальных параметров пара, параметров и числа ступеней промежуточного перегрева является частью общей задачи комплексной оптимизации термодинамических и конструктивных характеристик энергоблока. Так применительно к энергоблоку 800 МВт в европейской части России при базовой его нагрузке, показаны на рис. 4.30. На этом рисунке показан перерасход расчетных затрат в вариантах с начальным давлением пара, равным примерно 16; 24 и 30 МПа, по сравнению с оптимальным вариантом 24,0 МПа и 560°C в зависимости от начальной температуры пара в пределах 520–640°C. Из рисунка видно, что варианты с начальным давлением 24,0 МПа во всей области начальных температур экономически выгоднее вариантов 16 и 30 МПа.

История развития энергетики – это история повышения параметров пара. С начала 60-х годов XX в. в СССР начался быстрый переход от докритических параметров (13 МПа, 540°C/540°C) к сверхкритическим (СКД – 24 МПа, 540°C /540°C), и к концу 80-х годов энергетика СССР имела опыт освоения и использования энергоблоков СКД больший, чем какая-либо страна. Переход к энергоблокам СКД происходил в упорной борьбе мнений: и тогда, и даже сейчас имеются убежденные противники энергоблоков СКД, хотя опыт энергетики всего мира показал целесообразность их использования.

В середине прошлого века в промышленно развитых странах начались разработки энергоблоков, рассчитанных на сверхкритические параметры пара, что было вызвано необходимостью снижения удельных расходов топлива. Вслед за советскими энергетиками, которые в 1949 г. ввели в эксплуатацию первый в мире

котел на давление 30 МПа, американские специалисты приступили к созданию и широкому внедрению крупных энергетических котлов сверхкритического давления (СКД). В итоге, в США в 1954 г. была построена первая промышленная электростанция Эддистоун-1 на супер-сверхкритические параметры: $p_0 = 35,9$ МПа, $t_0 = 648^\circ\text{C}$, с двукратным промежуточным перегревом $t_{\text{ин}} = 565/565^\circ\text{C}$.

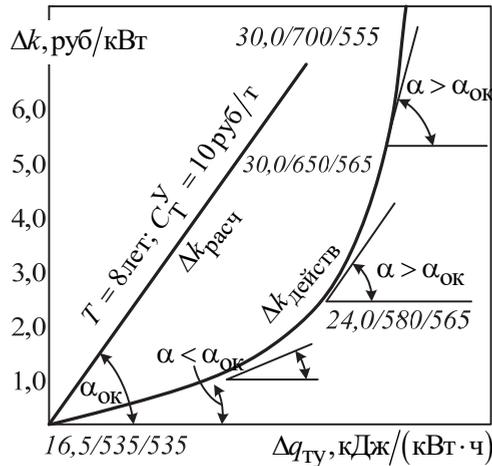


Рис. 4.30. Взаимная связь дополнительных удельных капиталовложений Δk , руб./кВт, и экономии теплоты, расходуемой на турбоустановку Δq_{Ty} , кДж/(кВт·ч), при изменении начальных параметров пара

Бурный рост числа сооружаемых энергоблоков СКД в США пришелся на 70-е годы. В общей сложности их было построено более 160 суммарной мощностью 86 ГВт, что составляло 15% общей мощности электростанций, работающих на органическом топливе. Мощность отдельных энергоблоков составляла от 300 до 1100 МВт. Большинство из них (73%) работало на угле. Однократным перегревом пара были оборудованы 84% энергоблоков, 16% – двойным перегревом. Только на четырех энергоблоках температура свежего пара составляла 566°C , на всех остальных (кроме энергоблока № 1 ТЭС Эддистоун) – 538°C . Еще на 18 из них температура промежуточного перегрева достигала 566°C . Большинство энергоблоков СКД работало в базовой части графика нагрузок, и на всех использовалась глубокая очистка конденсата для регулирования водного режима.

Развитие угольных ТЭС с учетом ожидаемого увеличения доли угля в отечественной электроэнергетике и необходимости сокращения выбросов CO_2 , требует дальнейшего повышения КПД паросиловых энергоблоков и, соответственно, параметров пара до ультра-сверхкритических значений – 35 МПа и 700°C .

Совокупный анализ влияния отдельных мероприятий был проанализирован и представлен в табл. 4.5

**Мероприятия по повышению экономичности
паросиловых энергоблоков и степень их влияния**

Мероприятие	Относительное повышение КПД
Повышение температуры свежего пара	0,02%/1°С
Повышение давления свежего пара	0,1%/1 МПа
Повышение температуры промежуточного перегрева	0,15%/1°С
Использование второго промежуточного перегрева пара	1,2%
Снижение давления в конденсаторе	1%/ 1 кПа
Повышение температуры питательной воды	0,02%/1°С

По расчётным оценкам фирмы Siemens, переход от энергоблоков докритических параметров пара 167 бар, 538/538°С к энергоблокам СКД с параметрами пара 250 бар, 540/540°С даёт повышение коэффициента полезного действия (КПД) нетто на 1,5%; дальнейшее повышение параметров до 270 бар, 580/600°С обеспечивает повышение КПД ещё на 1,3%, и последующий переход на параметры пара 285 бар, 600/620°С сулит прибавку КПД ещё на 0,6%. Более поздние расчётные оценки Alstom дают величину сокращения удельного расход тепла на 3,2% при переходе от параметров пара 170 бар, 540/540°С и конечной температуры питательной воды 260°С к параметрам пара 250 бар, 540/565°С и температуре питательной воды 290°С или 5,7% при переходе к параметрам пара 285 бар, 600/620°С и конечной температуре питательной воды 300°С. Сопоставительные данные по экономичности мощных энергоблоков с котлами японской котлостроительной корпорации ИИ, приведены в нижеследующей табл. 4.6, а уровень конкурентных технологий в табл. 4.7.

Таблица 4.6

**Сопоставление экономичности энергоблоков докритического
и сверхкритического давления с котлами ИИ**

Тип блока	Докритического давления	СКД	
Давление свежего пара, бар	< 200	242	251
Температуры свежего и вторично перегретого пара, °С	538 / 566	538 / 566	600 / 610
Проектная мощность блока нетто/ брутто, МВт	665 / 700	946 / 1000	998.5 / 1050
КПД нетто/брутто, %	37.0 / 39.0	39.9 / 42.1	41.4 / 43.6

Технико-экономические показатели разных типов ТЭС

Параметры	Тип станции/топливо/паровой цикл/параметры пара			
	уголь	уголь	уголь	уголь
	Докритический	Типовой суперкритический	Ультрасуперкритический	Ультрасуперкритический (AD700)
	180 бар 540°C 540°C	250 бар 560°C 560°C	300 бар 600°C 620°C	350 бар 700°C 700°C
Номинальная мощность, МВт	500	500	500	500
Собственные нужды, МВт	42	42	44	43
Мощность на выходе, МВт	458	458	456	457
Номинальный КПД брутто, %	43,9	45,9	47,6	49,9
КПД нетто, %	40,2	42,0	43,4	45,6
Эмиссии углерода, т/ч	381	364	352	335
Удельные эмиссии, т/МВт·ч	0,83	0,80	0,77	0,73

Массовый ввод энергоблоков СКД в промышленную эксплуатацию в индустриально продвинутых странах начался в конце 1950 – начале 1960-х гг., приобретаемая со временем всё больший масштаб и распространяясь на всё большее количество стран. По состоянию на 2004 г., во всем мире находилось в эксплуатации более 600 энергоблоков СКД, в том числе порядка 240 в России, странах СНГ, Прибалтики и Восточной Европы, около 170 – в США, около 100 – в Японии и около 60 в западно-европейских и южно-европейских странах. Если на начальной стадии ведущую роль в создании и освоении блоков СКД играли США и СССР (по состоянию на конец 1991 г. в США и в СССР работало, соответственно, 155 и 232 энергоблока СКД суммарной мощностью 106,2 и 79,4 ГВт), то с начала 1990-х в силу различных обстоятельств разработка и ввод новых блоков СКД в этих странах прекратились (так же как, впрочем, в Италии и Великобритании), и они утратили своё ведущее положение.

В начале 80-х годов интерес к энергоблокам на сверхкритическое давление в США и России заметно снизился. Это объясняется тем, что, во-первых, опыт начального периода эксплуатации энергоблоков СКД с прямоточными котлами показал, что их коэффициент готовности (availability) несколько ниже, чем у энергоблоков, рассчитанных на докритические параметры, и с барабанными котлами; во-вторых, совершенствование технологии добычи угля позволило не-

сколько снизить цены на топливо (рис. 4.31). Конкурентоспособность энергоблоков уменьшилась, так как при их сооружении используются чрезвычайно дорогие аустенитные стали. Все это привело к тому, что в 90-е годы США утратили ведущие позиции в повышении параметров пара.

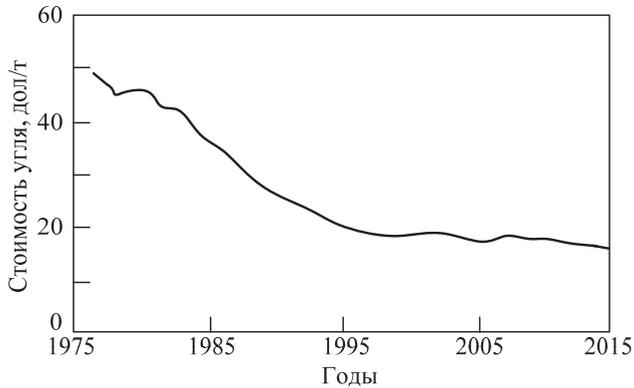


Рис. 4.31. Динамика средней стоимости угля в США (на месте добычи)

Начиная с 1990-х гг., основной «тон» в теплоэнергетике задают Япония и Германия. В 2000-е гг. к ним присоединились Южная Корея и Китай, причём если ещё до недавнего времени на новых сооружаемых электростанциях там устанавливалось исключительно импортное оборудование западноевропейских, японских и американских фирм, то теперь это оборудование уже самостоятельно производится на корейских и китайских заводах, хотя и в основном по зарубежным лицензиям.

Ситуация в США стала меняться только в последние годы. Среди причин, заставивших американских энергетиков изменить свое отношение к разработке энергоблоков СКД, можно отметить следующие:

- анализ работы 162 американских энергоблоков СКД, выполненный специалистами научно-исследовательского института электроэнергетики США (Electric Power Research Institute, Inc. (EPRI)), показал, что после начального периода эксплуатации они по показателям надежности и готовности достигли (а в некоторых случаях даже превзошли) энергоблоки докритического давления; их экономичность в среднем оказалась на 3% выше по сравнению с энергоблоками на докритическое давление (16,5 МПа, 538/538°C); отсутствие барабана и других толстостенных элементов у прямоточных котлов энергоблоков СКД привело к снижению на 15...20% времени, необходимого для растопки из холодного состояния;

- ситуация с ценами на уголь оказалась не такой благоприятной, как ожидалось (рис. 4.31): стоимость углей восточных угольных бассейнов (Центральные Аппалачи, Иллинойс, Питсбург) начала заметно увеличиваться; за короткий период цены выросли на 25% и к началу 2004 г. достигли абсолютного максимума за последние 25 лет (примерно на прежнем уровне остались цены только на полу-битуминозные угли бассейна реки Powder;

– появились новые марки сталей с содержанием хрома 9 и 12% (P91, P92 и P122), что решило вопрос надежной работы высокотемпературных элементов котлов, рассчитанных на температуру пара до 649 °С; к концу десятилетия в Европе предполагается создать материалы, способные обеспечить работу котла при температуре пара 705°С.

Учитывая все это, Department of Energy US, EPRI, Ohio coal development and National laboratory of Oak Ridge совместно с производителями котлов приступили к разработке новых высокотемпературных материалов для котлов ультра супер-сверхкритических параметров (УСКП) с температурой перегретого пара до 760°С. Но главным стимулом для перехода к сверхкритическим и супер-сверхкритическим параметрам пара явились новые требования к снижению выбросов токсичных (NO_x и SO_2) и парниковых (CO_2) газов в атмосферу. Повышение КПД энергоблоков снижает расход топлива при выработке того же количества электроэнергии, а следовательно, уменьшает количество выбрасываемых в атмосферу продуктов сгорания.

В итоге, в США возобновилось строительство энергоблоков СКД (первый после более чем 15-летнего перерыва энергоблок СКД был введен летом 2007 г. – WSEC, энергообъединения MidAmerican ЕС мощностью 790 МВт на параметры пара 253 бар, 566/593°С. При этом, всё основное оборудование этого энергоблока, как и других блоков СКД, планируемых к вводу в США в ближайшие годы, поставляется японскими или, в отдельных случаях, западно-европейскими производителями. Из 172 энергоблоков СКД, введенных с начала 1998 г. и проектируемых к вводу до 2012 г., 70 энергоблоков находятся в Китае, 31 – в Европе, 19 – в Японии, 15 – в Южной Корее, 23 – в других странах Юго-Восточной Азии и в Австралии, 14 – в США и Канаде. Возобновляется сооружение и/или осуществляется кардинальная реконструкция ранее введенных энергоблоков СКД в Дании, Италии, Великобритании, Греции, на Тайване. Первые энергоблоки СКД введены или сооружаются в таких странах, как Финляндия, Таиланд, Канада, Австралия, Индия, Нидерланды, Польша, Мексика и др. При этом, скажем, в Австралии и в Индии ввод энергоблоков СКД приобретает достаточно массовый характер. И в других странах первые энергоблоки СКД, как правило, недолго остаются единственными.

Для энергоблоков СКД «нового поколения» начала этого века характерна ориентация на относительно умеренные значения давления свежего пара – на уровне 240–270 бар, причём безотносительно к уровню температур пара. В качестве характерного примера можно назвать реконструкцию трёх энергоблоков 660 МВт итальянской ТЭС Torvaldaliga Nord. Они отработали расчётный ресурс и фактически сооружены заново, с сохранением ранее принятого давления свежего пара 240 бар, но с повышением температур свежего и вторично перегретого пара до 600/610°С. Точно так же, практически все введенные в последние годы японские энергоблоки СКД с температурами пара вплоть до 600–610°С, работают с давлением свежего пара в пределах 240–250 бар.

В 1960-е гг., параллельно с широким внедрением энергоблоков СКД, было начато освоение опытно-промышленных блоков ультрасверхкритического давления (УСКД) с давлением свежего пара свыше 300 бар. В начале 1990-х гг., на волне успеха освоения блоков УСКД на японской ТЭС Kawagoe (два блока мощностью по 700 МВт с параметрами пара 310 бар, 566/566/566°C), предполагалось, что дальнейшее развитие паротурбинных энергоблоков будет идти в основном в направлении применения именно УСКД с двукратным промежуточным перегревом, с одновременным ростом и давления, и температур пара. В числе энергоблоков, введенных или предполагаемых к вводу в эксплуатацию в 1998–2012 гг. единственным блоком ССКП является датский энергоблок Avedøre 2 мощностью 390 МВт с параметрами пара 300 бар, 580/600°C, а двукратный промперегрев (582/580/580°C) реализован только на блоках СКД 290 бар, близких к УСКП, того же датского энергообъединения ELSAM (в настоящее время DONG Energy Power A/S) – газомазутном блоке Скербек 3 (введен в эксплуатацию в октябре 1997 г.) и пылеугольном блоке Нордиленд 3 (октябрь 1998 г.). На фоне других энергоблоков СКД, введенных и подлежащих вводу в начале XXI в., они выглядят скорее исключением из правила.

Что касается температур свежего и вторично перегретого пара, то при отсутствии в конкретной стране опыта эксплуатации энергоблоков СКД первые вводимые энергоблоки этого типа, как правило, проектируются на умеренные, ранее освоенные температуры пара 538–566°C. Это, в частности, касается Австралии, Индии, стран Юго-Восточной Азии и Центральной Америки. Так первые энергоблоки СКД, сооруженные в Китае в первое десятилетие их освоения, то есть в 1992–2002 гг., проектировались на давление пара 240–242 бар и температуры 540–566°C. Аналогично, первая серия южнокорейских энергоблоков 500 МВт проектировалась на параметры пара 249 бар, 538/538°C, и первый блок СКД, сооруженный фирмой Hitachi в Канаде (блок Genesee 3 мощностью 495 МВт, введен в эксплуатацию в 2005 г.), также запроектирован на умеренные параметры пара 251 бар, 570/568°C, при том что фирма Hitachi к тому времени уже имела достаточно обширный опыт проектирования и освоения энергоблоков СКД с температурами пара 600/610°C. По мере накопления опыта эксплуатации блоков СКД происходит повышение уровня температур пара для новых вводимых блоков. Различие состоит лишь в степени консервативности в реализации этого процесса – длительности этапа накопления опыта и скорости темпов повышения температур пара. Так, в Южной Корее после ввода серии энергоблоков СКД 500 МВт с параметрами пара 249 бар, 538/538°C последовало повышение температур пара до 566/566°C и только затем до 566/593°C (блоки 500 и 800 МВт). Аналогично, в Китае за серией блоков с температурами пара 540°C последовали блоки с температурами пара 566/566°C и затем – 600/600°C. Однако этим процессам предшествовал важнейший этап освоения новых уровней температур пара японскими и западно-европейскими энергомашиностроительными фирмами на ТЭС Японии, Германии, Дании.

Применение второго промежуточного перегрева пара, по расчётным оценкам Siemens, даёт повышение КПД блока порядка 0,8%. Однако, при этом существенно усложняется компоновка пароперегревателей котла, появляются дополнительная высокотемпературная секция турбины и, главное, дополнительные «горячие» паропроводы второго промперегрева большого диаметра (из-за малой плотности пара при относительно низком давлении и высокой температуре), что существенно усложняет компоновку энергоблока и увеличивает капитальные затраты. Поэтому в условиях относительно невысоких значений сверхкритического давления свежего пара (ниже 300 бар) и возможностей повышения температур свежего и вторично перегретого пара отказ от применения двукратного промперегрева также кажется вполне обоснованным.

Дальнейшее повышение эффективности, достижимое более высокими ультра сверхкритическими параметрами пара (УСКП), зависит от наличия новых высокотемпературных сплавов для стенки мембраны котла, пароперегревателя и труб промежуточного пароперегревателя, толстостенных коллекторов и паровых турбин. Две основные программы в этом направлении развития: Проект Thermic ES, и Ультра-сверхкритический Консорциум Материалов в США Palkes стремятся к паровым параметрам 375 бар, 700/720°C, и 379 бар, 730/760°C, соответственно. На рисунке 4.32 приводится график развития материалов и его взаимосвязь с расширенными параметрами пара.

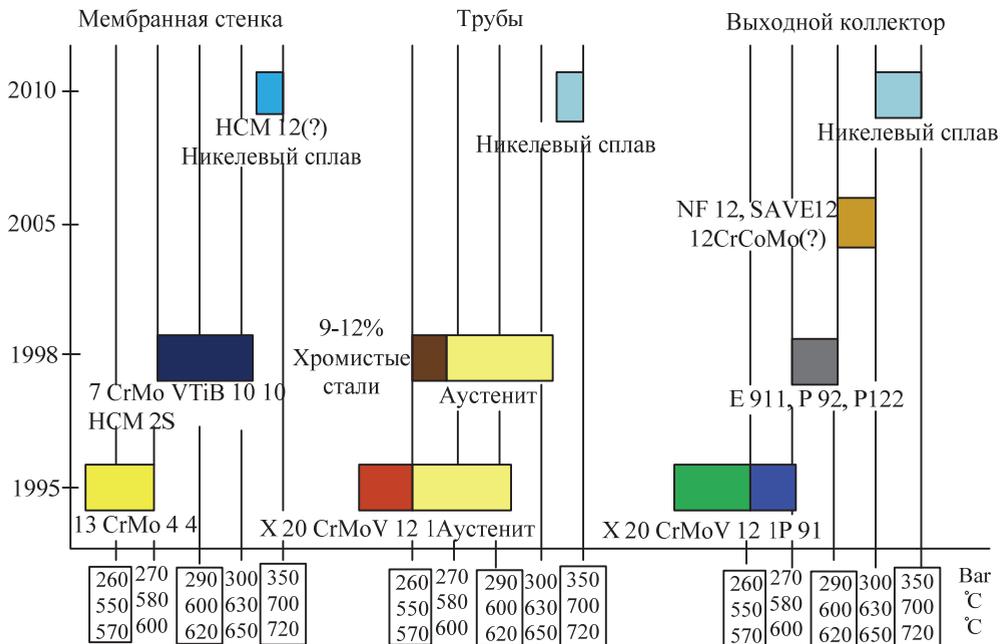


Рис. 4.32. Стадии в развитии материалов и соответствующие продвижение параметров пара (Генри и др.)

Эффективность станции увеличивается приблизительно на один процентный пункт за каждые 20°C повышение температуры перегрева. Ожидается, что усовершенствованные станции, имеющие ультра сверхкритические параметры пара свыше 700°C, будут построены в течение следующих семи – десяти лет, достигая эффективности по производству электроэнергии свыше 50 % для угольной электростанции, что позволит на 25% сократить выбросы CO₂ (рис. 4.33) и других вредных веществ.

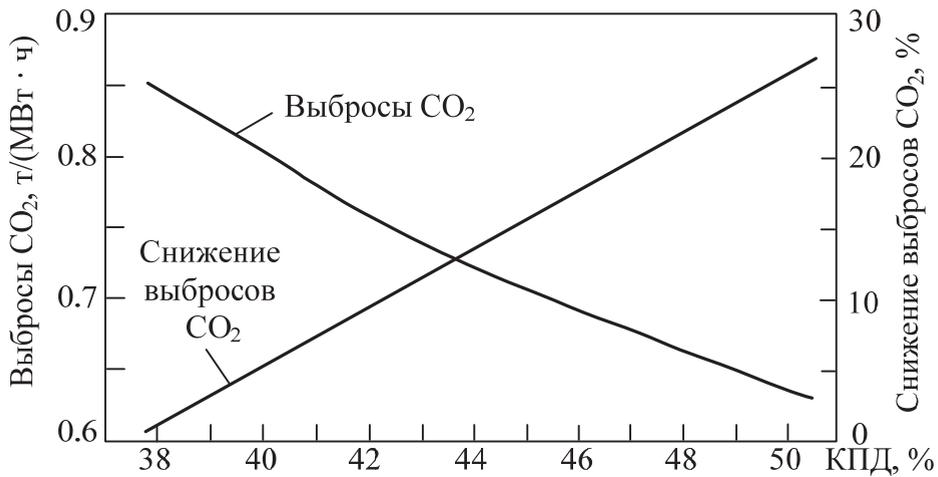
На рисунке 4.33 показано, как влияет экономичность энергоблоков на удельные выбросы CO₂. Видно, что для котла докритического давления (КПД = 37%) выбросы CO₂ составляют 0,85т/(МВт·ч), а для котла на суперсверхкритические параметры (КПД = 48%) только 0,65 т/(МВт·ч), т.е. меньше на 23%. Понятно, что законодательное введение платы за выбросы парниковых газов приведет к перемещению вверх прямых 2,3 и 4, что расширит зону целесообразности сооружения энергоблоков СКД и ССКД в область более дешевых углей.

Установки на УСКП параметры пара разрабатываются в Китае, Европе, Японии и США. Планируется что реализация пилотных демонстрационных проектов для данных технологий начнется после 2026 г. За счет использования УСКД параметров пара в температурных пределах от 700 до 760°C, при давлении 30–35 МПа, производители оборудования и энергетические предприятия стремятся достичь КПД на уровне 50% и даже выше. Ожидается, что технологии УСКП способны обеспечить сокращение эмиссий CO₂ на 15% (по сравнению с СКД) и довести их до уровня 670 г CO₂/кВт·ч.

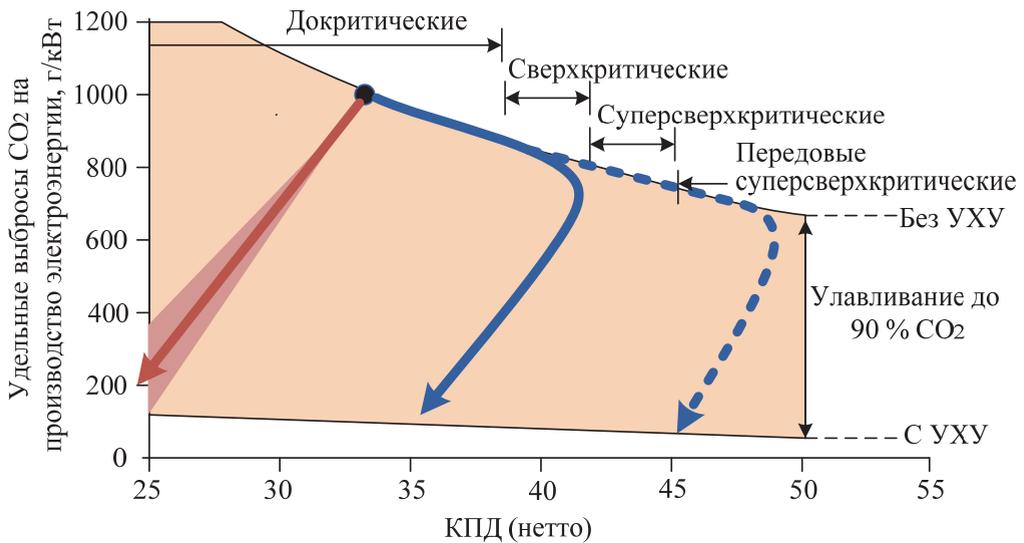
Для улавливания CO₂, как и на блоках ССКД, возможно использование технологий улавливания CO₂ на этапе после сжигания угля или в процессе кислородного сжигания. Как показано на рис. 4.33, повышение КПД установки снижает потребную мощность систем улавливания, поэтому затраты на электростанциях с более высоким КПД будут ниже. Установка УСКП с системой улавливания CO₂ способна сократить конечные затраты, связанные с ликвидацией негативных последствий эмиссий CO₂.

Основным препятствием на пути коммерческого использования УСКД является стоимость. Более высокие температуры и давление, действию которых подвергаются компоненты системы УСКД, а также изменения химической среды требуют использования жаропрочных сплавов, намного более дорогостоящих, чем сталь.

Энергетики объединенной Европы уже более 15 лет работают над созданием усовершенствованного энергоблока с температурой свежего пара 700°C и пылеугольного котла для этого блока. Программа, получившая название AD 700 PF, объединила всех ведущих энергомашиностроителей, а также крупнейшие энергокомпании, научно-исследовательские и проектно-конструкторские организации Западной Европы. На разных этапах выполнения программы Thermie в ней принимали активное участие такие компании как Alstom, Mitsui Babcock, Ansaldo, Enel, Deutsche Babcock, Elkraft, KEMA, EDF, а также известные металлургические компании British Steel, Sandvik Steel, Special Metals и др.



а)



б)

Рис. 4.33. Зависимость выбросов CO_2 :

а) от КПД угольных энергоблоков; б) от выработки электроэнергии

Задача проекта AD 700 PF состоит в том, чтобы разработать и изготовить конкурентоспособный высокоэкономичный пылеугольный энергоблок с небывало высокой температурой перегрева – до 700°C . По предварительным оценкам, КПД нетто такого энергоблока составит 53–54%, что даст возможность сэкономить большое количество топлива, цена которого в Европе постоянно увеличивается. Кроме того, снижение удельного расхода топлива на отпущенный 1 кВт·ч позволит значительно снизить выбросы токсичных загрязнителей (NO_x , SO_x), а

также тепличных газов (CO_2). Последнее обстоятельство приобретает особую важность в связи с тем, что 16 февраля 2005 г. вступил в силу Киотский протокол, и для большинства стран Западной Европы проблема выбросов CO_2 стала одной из важнейших. На рисунке 4.34 показано, что успешная реализация проекта AD 700 PF по программе Thermie позволит снизить удельные выбросы CO_2 примерно на 42% по сравнению с текущими средними выбросами для тепловых электростанций (среднемировой КПД угольных ТЭС составляет около 30%). Даже при сравнении разрабатываемого энергоблока с сегодняшними европейскими блоками, средний КПД которых превышает 36%, получается 30%-ное снижение выбросов CO_2 (по Киотскому протоколу страны Западной Европы должны были в 2008-2012 гг. снизить выбросы тепличных газов на 8% по сравнению с 1990 г.).

Однако, блок еще не введен в эксплуатацию. Состояние дел проекта AD 700 PF по освоению технологии на ультра-сверхкритические параметры пара на 2015 г. представлены в табл. 4.8.

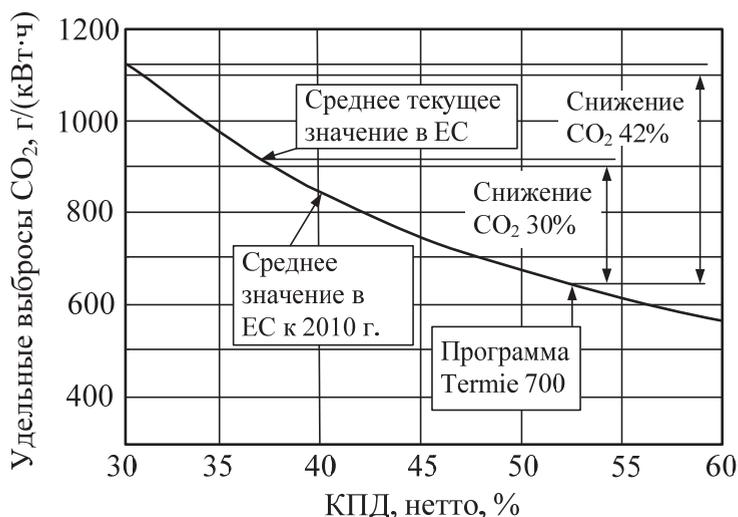


Рис. 4.34. График зависимости удельных выбросов CO_2 от КПД нетто блока

Целесообразность постепенного перехода к энергоблокам УСКП в России:

1. Повышение параметров пара — это один из наиболее эффективных способов повышения КПД ТЭС. Для условий России, где климатические условия позволяют иметь глубокий вакуум в конденсаторе, главными мерами являются повышение параметров пара и введение второго промперегрева. Необходимо также подчеркнуть, что повышение параметров дает эффект независимо от типа используемого топлива. Это подтверждает как опыт и намечаемые перспективы американской и датской энергетики, ставящей перед собой создание высокоэкономичных пылеугольных энергоблоков, так и Японии, где повышение параметров происходит и на энергоблоках, работающих на сжиженном газе.

2. Переход к УСКП даст значительный эффект не только в традиционных технологиях сжигания топлива, но и во всех комбинированных парогазовых технологиях с развитой паротурбинной частью: уже сейчас за рубежом ведутся работы по использованию в паротурбинной части утилизационных ПГУ пара СКД и ССКП, они с успехом могут использоваться в ПГУ со сбросом газов ГТУ в котел, с вытеснением паровой регенерации, с использованием газификации в кипящем слое под давлением и низкотемпературной ГТУ и т.д.

3. Повышение параметров пара и, как следствие, уменьшение тепловых выбросов – главный путь решения глобальной экологической проблемы потепления климата.

Таблица 4.8

Состояние разработок УСКП блоков с температурой пара свыше 700°C

	Технические характеристики	Новые разработки	Текущая ситуация
Высокие параметры	Температура $\geq 700/720^\circ\text{C}$	Материалы на основе никеля; Облапачивание ротора; Высокотемпературный модуль	Разрабатывается Разрабатывается Разрабатывается
	Давление ≥ 35 МПа	Ультра-сверхкритический модуль	Разработан проект модуля с параметрами 35 МПа и 600°C, который будет использован в УСКП блоках 1000 МВт / 660 МВт
		Проектирование 700°C компонентов и технологии их изготовления из материалов на основе Ni	Разрабатывается
Схема	Оптимизация тепловой схемы (Оптимизация начальных параметров, системы регенерации рекуперации, отвода тепла от цикла, комбинированное производство тепла и электроэнергии, другая техническая оптимизация, в том числе затрат на собственные нужды)	Двойной перегрев	Закончен проект УСКП блоков 1000 МВт / 660 МВт
		Сверхбольшой ЦСД	Закончен проект модуля, который будет использоваться в ПГУ 1000 МВт
		Схема расположения элементов (и компоновка одновременно)	Закончен проект генерального плана; демонстрационный проект, как ожидается
Система	Системы эшелонированного цикла и конфигурации	Спецификация внепроектной конфигурации Разработка специального оборудования	Полностью разработана тепловая схема и характеристики

4. Повышение начальных параметров при традиционном способе сжигания – это наиболее простой и действенный способ вовлечения в энергетику наименее «благородного» топлива – твердого, запасов которого хватит на сотни лет. Нет сомнения в том, что твердое топливо будет в перспективе вытеснять жидкое и газообразное.

5. Капиталовложения в альтернативные технологии, такие как ПГУ с внутрицикловой газификацией и ПГУ с кипящим слоем в 1,5 раза выше, чем в энергоблоки УСКП, и это обстоятельство, с учетом отсутствия производства высокотемпературных ГТУ в России делает весьма целесообразным освоение УСКП блоков в нашей стране.

Специалисты научно-исследовательского энергетического института EPRI (Electric Power Research Institute), США выполнили экономический анализ целесообразности повышения параметров за котлом до 35 МПа и 732°C. По их расчетам, эти параметры обеспечивают КПД нетто, равный 46 при однократном и 48% при двукратном перегреве пара. Для надежной работы котла с такими параметрами потребуются чрезвычайно дорогие материалы (главным образом для изготовления труб пароперегревателя и промежуточного пароперегревателя).

Определенные резервы повышения экономичности содержатся в снижении конечного давления за турбиной. Уменьшение конечного давления на 1 кПа увеличивает КПД турбоустановок ТЭС примерно на 1%. Однако с учетом того, что типичное расчетное давление в конденсаторах КЭС составляет 3–5 кПа, становится ясным, что обеспечить снижение давления на 1 кПа – это сложная задача, связанная с необходимостью увеличения и без того огромной поверхности конденсатора, увеличения расхода дефицитной охлаждающей воды и, что в конечном счете – к существенному росту капитальных вложений, которые могут иметь длительный срок окупаемости.

Последний значимый фактор, определяющий экономичность, – это температура *питательной воды*. В теории тепловых циклов показано, что для каждой турбоустановки существует некоторая термодинамически оптимальная температура питательной воды, при которой ее КПД достигает максимального значения. При проектировании турбоустановки фактическую температуру питательной воды принимают меньше термодинамически оптимальной. Это позволяет уменьшить капиталовложения в систему регенерации, но уменьшает ее эффективность.

В начале 70-х годов прошлого века на энергоблоках СКД температура свежего пара и промежуточного перегрева была снижена с 565 до 540°C, что привело к потере экономичности турбоустановки на 0,88%.

Если оценить количество топлива, дополнительно использованного в топках котлов энергоблоков (а это примерно 3 г условного топлива на каждый 1 кВт·ч выработанной электроэнергии при примерной ежегодной выработке в 300 млрд кВт·ч в течение 30 лет), то его стоимость многократно перекроет затраты на решение проблемы возврата энергоблоков России к параметрам, освоенным

30 лет назад. Вторая интересная оценка – это экономия топлива при переходе на ССКП. Если с параметров 24 МПа, 540/540°С перейти на параметры пара 30 МПа, 600/600°С и повысить температуру питательной воды с 275 до 300°С, то экономия тепловой энергии составит порядка 3,2%

Если при этом использовать еще и второй промежуточный перегрев пара, то экономия тепловой энергии составит 4,4%. Подчеркнем, что в этих оценках не учитывается потенциал повышения экономичности, связанный с совершенствованием турбины, котла и тепловой схемы.

Определенные резервы повышения экономичности содержатся и в тепловой схеме, а точнее – в конденсатно-питательном тракте. К таким резервам относятся:

- использование бездеаэрационной схемы, когда деаэрактор исключается и при этом экономится электроэнергия на подъем конденсата из конденсатора на отметку установки деаэрактора и экономится теплота пара, покидающего деаэрактор вместе с газами;

- использование двухподъемной схемы питания котла;

- снижение гидравлического сопротивления паропроводов отбора пара на регенеративные и сетевые подогреватели, позволяющее отбирать пар при меньшем давлении и, следовательно, заставить его совершать большую работу в турбине;

- увеличение числа регенеративных подогревателей, обеспечивающего большую мощность турбины при той же температуре охлаждающей воды;

- снижение гидравлического сопротивления тракта промежуточного перегрева.

Все эти и некоторые другие усовершенствования позволяют снизить удельный расход тепла на турбоустановку примерно на 1,5%.

Таким образом, суммарный резерв повышения экономичности для энергоблоков нового поколения составит:

- от совершенствования турбины 6,1%;

- от перехода на ССКП 3,2%;

- от совершенствования тепловой схемы 1,5%,

- что в итоге дает 10,8%.

Аналогичному усовершенствованию может быть подвергнута и котельная установка. Ее КПД может быть увеличен примерно на 2,5%. Таким образом, резерв повышения экономичности обычных энергоблоков СКД на параметры 24 МПа, 540/540°С с КПД 40% при переходе на ССКП составляет примерно 13%, что позволяет построить энергоблок с $\text{КПД} = 1,13 \cdot 40 = 45,2\%$.

Конечно, высокий КПД вновь вводимых зарубежных паротурбинных энергоблоков обусловлен не только их преимуществами в параметрах и тепловых схемах, но и в аэродинамическом совершенствовании самой турбины.

Многочисленные расчеты, результаты которых представлены на рис. 4.35 показывают, что для преодоления 50%-го барьера КПД температура острого пара должна превысить 700°С, а давление – 35 МПа.

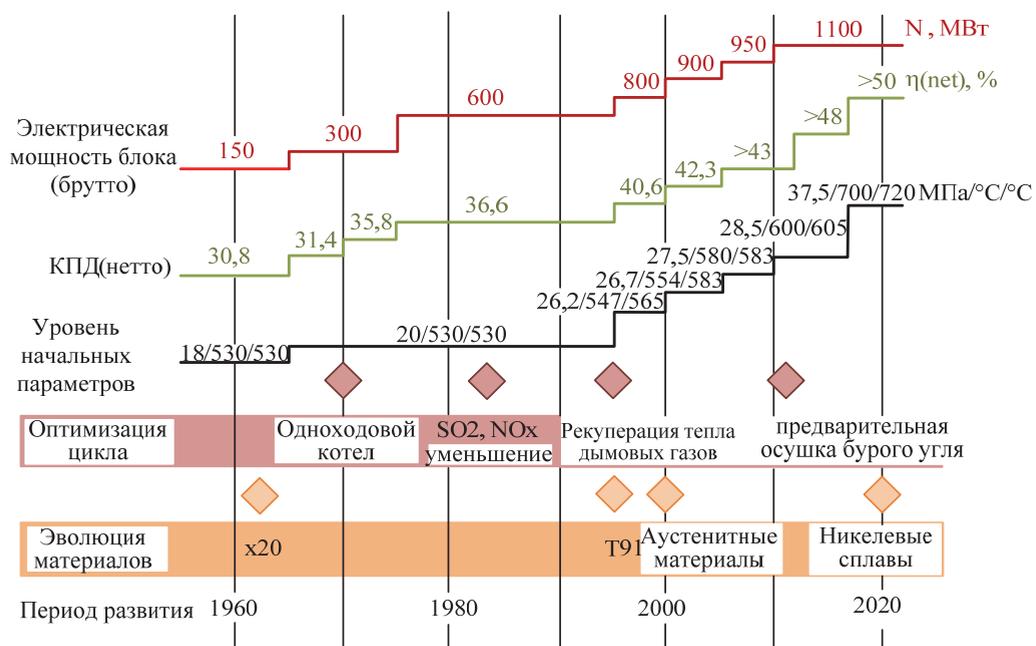


Рис. 4.35. Эволюция параметров паросиловых электростанций

Для сравнения – лучшие пылеугольные энергоблоки докритического давления на параметры пара 166 бар, 568/568°C, введенные в эксплуатацию в конце XX века (как например, 670 МВт-ные энергоблоки на ТЭС Castle Peak, Гонг Конг, или Drax, Великобритания), имеют КПД нетто, по низшей теплотворной способности топлива LHV, около 40%.¹⁶ Даже при более низкой «эффективной» температуре пара 550°C энергоблоки СКД имеют КПД нетто LHV на уровне 41,1–42% (энергоблоки Schwarze Pumpe, Германия; Waigaoqiao II, Китай), а с повышением «эффективной» температуры до вполне умеренного уровня в 570°C этот показатель возрастает до 43,3–43,6% (Lagisza, Польша; Genesee 3, Канада).

Дальнейшее повышение параметров пара энергоблоков СКД в пределах, освоенных на сегодняшний день параметров, обеспечивает рост этого показателя до 46–47%, то есть как минимум на 6–7% выше, чем это достижимо на блоках докритического давления.

В таблице 4.9 приведены данные по работающим станциям на ССКП. Список охватывает 13 энергоблоков, что свидетельствует о том, что энергоблоки ССКП перестали быть «экзотикой» и все шире внедряются в теплоэнергетику, в первую очередь, в Японии, Германии и Дании.

Таблица 4.9

Паротурбинные электростанции ССКП

Электростанция	Мощность, МВт	Параметры пара	Топливо	Год осн.	КПД, %	Котел	Турбина
Matsuura 2	1000	255 bar/598°C/596°C	PC	1997		Super304H/P91	TMK1
Skærbæk 3	400	290 bar/580°C/580°C/ 580°C	NG	1997	49	TP347FG/P91	COST 501 F
Haramachi 2	1000	259 bar/604°C/602°C	PC	1998		Super304H/P91	HR1100
Nordjylland 3	400	290 bar/580°C/580°C/ 580°C	PC	1998	47	TP347FG/P91	COST 501 F
Nanaoata 2	700	255 bar/597°C/595°C	PC	1998		TP347FG/P91	Toshiba 12 Cr
Misumi 1	1000	259 bar/604°C/602°C	PC	1998		Super304H/HR3C/P91	TMK2/ TMK1
Lippendorf	934	267 bar/555°C/578°C	Lignite	1999	42,3	1.4910/p91	COST 501 E
Boxberg	915	267 bar/598°C/596°C	Lignite	2000	41,7	1.4910/p91	COST 501 E
Tsuruga 2	700	255 bar/597°C/595°C	PC	2000		Super304H/HR3C/P122	Toshiba 12 Cr
Tachibanawan 2	1050	264 bar/605°C/613°C	PC	2001		Super304H/P122/P92	TMK2/ TMK1
Avedore 2	400	300 bar/580°C/600°C	NG	2001	49,7	TP347FG/P92	COST 501 E
Niederaussen	975	265 bar/565°C/600°C	Lignite	2002	>43	TP347FG/E911	COST 501 E
Isogo 1	600	280 bar/605°C/613°C	PC	2002		Super304H/P122	COST 501 E

Прежде всего, из табл. 4.9 видно, что КПД нетто энергоблоков нового поколения составляет 43–46%. Исключение составляют несколько энергоблоков с еще большим КПД нетто (порядка 49%), которые постоянно работают с очень низкой температурой охлаждающей воды, поступающей в конденсаторы (морская вода из придонных слоев с температурой 2,3–2,7°C).

Вакуум. Определение оптимального вакуума – технико-экономическая задача, требующая для своего решения учета ряда факторов: характеристик ЧНД турбины, конденсатора, системы водоснабжения, электростанции с замещающей мощностью, стоимости топлива и др.

Значение вакуума зависит существенно от климатических и метеорологических факторов – температуры охлаждающей воды, температуры и влажности воздуха в системах с испарительным охлаждением воды, их сезонного изменения. Значительно влияет на выбор экономического вакуума также характер нагрузки электростанции, использование ее мощности в году.

Ряд величин, в особенности климатические и метеорологические данные, перспективные нагрузки и т. д., не имеют строго определенных (детерминированных) значений, вследствие чего нужно учитывать частично неопределенный или вероятностный характер исходной информации.

Ввиду значительной сложности и многовариантности оптимизацию вакуума и связанных с ним характеристик электростанции выполняют методами математического моделирования с использованием вычислительных машин. Получаемые при этом результаты оптимизации уточняют при реальном проектировании расчетами вариантов, относительно близких к полученному предварительно оптимальному решению.

Оптимизация вакуума и связанных с ним характеристик оборудования и сооружений имеет важное значение как для конденсационных электростанций, так и для теплоэлектроцентралей.

С увеличением стоимости топлива кратность охлаждения возрастает, конечное давление пара в турбоустановке и удельная паровая нагрузка конденсатора турбины снижаются.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение понятию «начальные параметры пара».
2. С чем связана мировая тенденция к повышению начальных параметров пара на ТЭС?
3. Изобразите качественную зависимость термического КПД цикла Ренкина (без промежуточного перегрева пара) от начальных параметров пара.
4. Дайте определение понятию «сопряженные параметры пара».
5. Как влияет на термический КПД цикла Ренкина ввод промежуточного перегрева пара?

6. В каком случае ввод промежуточного перегрева приводит к повышению термического КПД цикла Ренкина?

7. Запишите соотношения для оценки давления пара промежуточного перегрева (одноступенчатого и многоступенчатого).

8. Изобразите схему простейшей конденсационной электростанции с газовым промежуточным перегревом пара.

9. Изобразите зависимость внутреннего абсолютного КПД турбоустановки с двухступенчатым промежуточным перегревом от начального давления при различных начальных температурах пара.

10. В чем заключаются особенности выбора начальных параметров пара на ПГУ?

11. Запишите условие существования оптимума начальных параметров пара, генерируемого в КУ.

12. Как связаны температура перегретого пара и температура выхлопа газовой турбины в ПГУ утилизационного типа?

13. Дайте определение понятия «температурный напор на «холодном конце» испарительной поверхности котла-утилизатора».

14. Изобразите качественно $Q-t$ -диаграмму одноконтурного котла утилизатора с перегревателем, испарительной, экономайзерной поверхностями нагрева и газовым подогревателем конденсата. Укажите на ней, где расположен недогрев на горячем конце перегревателя, температурный напор на «холодном конце» испарительной поверхности, недогрев питательной воды в экономайзере, недогрев основного конденсата в ГПК.

15. Качественно изобразите зависимость изменения относительного расхода пара, генерируемого в одноконтурном КУ, в зависимости от величины давления пара.

16. Качественно изобразите зависимость изменения оптимального давления пара, генерируемого в одноконтурном котле-утилизаторе в зависимости от величины температурного напора на «холодном конце» испарительной поверхности КУ.

17. Что подразумевается под сверхкритическими, суперсверхкритическими и ультрасверхкритическими параметрами пара? Приведите примеры.

Глава 5. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

5.1. Общая характеристика регенеративного подогрева воды и его энергетическая эффективность

Регенеративный подогрев основного конденсата и питательной воды котлов осуществляется паром, отработавшим в турбине. Греющий пар, совершив работу в турбине, конденсируется затем в подогревателях. Выделенная этим паром теплота возвращается в котел – регенерируется.

Регенеративный подогрев воды (конденсата турбины) повышает КПД турбоустановки на 10–12% и применяется на всех современных паротурбинных электростанциях.

Турбины на паросиловых ТЭС выполняют 7–9 регенеративных отборов пара и применяют соответствующее число последовательно включенных подогревателей (ступеней подогрева). Повышение КПД турбоустановки электростанции обусловливается сокращением потерь теплоты в конденсаторе турбины.

Существенным отличием регенеративных отборов пара от теплофикационных является ограниченность количества используемой отработавшей теплоты турбин в зависимости от возможного подогрева питательной воды. Но на отработавшую теплоту регенеративных отборов топливо не расходуется, в то время как на отработавшую теплоту турбин для внешнего потребителя расходуется дополнительное количество топлива.

По физическому методу распределения теплоты между электрической и тепловой энергией на долю последней относят теплоту, действительно затрачиваемую на нее, а на долю электрической энергии – остальное количество теплоты.

На конденсационной электростанции с регенеративным подогревом воды расход теплоты на производство электроэнергии совпадает с полным расходом теплоты.

Абсолютный КПД конденсационной турбоустановки совпадает с КПД по производству электроэнергии. Для теплофикационной турбоустановки эти КПД различны.

КПД турбоустановки выражается в общем виде так:

$$\eta_0 = \frac{Q_0 - Q_k}{Q_0} = 1 - \frac{Q_k}{Q_0}. \quad (5.1)$$

Для 1 кг пара при отсутствии регенеративного подогрева воды $Q_k = q_k = h_k - h'_k$ и $Q_0 = h_0 - h'_k$; следовательно,

$$\eta_0 = 1 - \frac{q_k}{h_0 - h'_k}.$$

При регенеративном подогреве воды потеря теплоты в конденсаторе турбины уменьшается и составляет $\alpha_k \cdot q_k$, где α_k – пропуск пара в конденсатор турбины в долях расхода свежего пара. При этом $\alpha_k = 1 - \sum_1^z \alpha_r$, где $\sum_1^z \alpha_r$ – сумма долей регенеративных отборов пара из турбины.

В простейшем случае одного регенеративного отбора $\alpha_k = 1 - \alpha_1$.

КПД турбоустановки с регенеративным подогревом питательной воды паром из отборов турбины:

$$\eta_r = 1 - \frac{\alpha_k \cdot q_k}{Q_0}, \quad (5.2)$$

где в данном случае $Q_0 = h_0 - h_{п.в}$, здесь $h_{п.в}$ – энтальпия подогретой питательной воды на выходе из турбоустановки (перед котлом), равная

$$h_{п.в} = \alpha_k \cdot h'_k + \sum \alpha_r \cdot h_r, \quad (5.3)$$

где h_r – энтальпия греющего пара регенеративных отборов турбины. При одноступенчатом подогреве воды $h_{п.в} = \alpha_k \cdot h'_k + \alpha_1 \cdot h_1$.

Применяют регенеративные подогреватели смешивающего и поверхностного типов. На рисунке 5.1 показаны схемы многоступенчатого и одноступенчатого регенеративного подогрева воды в смешивающих подогревателях.

Повышение КПД турбоустановки вследствие регенеративного одноступенчатого подогрева воды в смешивающем подогревателе равно:

$$\Delta\eta_r = \eta_r - \eta_0 = q_k \cdot \left(\frac{1}{h_0 - h'_k} - \frac{\alpha_k}{h_0 - h_{п.в}} \right), \quad (5.4)$$

или

$$\Delta\eta_r = q_k \cdot \frac{h_0 - h_{п.в} - \alpha_k \cdot (h_0 - h'_k)}{(h_0 - h_{п.в}) \cdot (h_0 - h'_k)}, \quad (5.5)$$

где

$$h_{п.в} = \alpha_k \cdot h'_k + \alpha_r \cdot h_r, \text{ а } \frac{q_k}{h_0 - h'_k} = 1 - \eta_0.$$

Поэтому:

$$\Delta\eta_r = \frac{\alpha_r \cdot \Delta h_r \cdot (1 - \eta_0)}{h_0 - h_{п.в}}, \quad (5.6)$$

где $\Delta h_r = h_0 - h_r$ – работа пара регенеративного отбора.

Относительное повышение КПД

$$\delta\eta_r = \frac{\eta_r - \eta_0}{\eta_0} = \frac{\alpha_r \cdot \Delta h_r \cdot (1 - \eta_0)}{(h_0 - h_{п.в}) \cdot \eta_0}. \quad (5.7)$$

Из выражений $\Delta\eta_r$ и $\delta\eta_r$ следует, что регенеративный подогрев воды повышает КПД турбоустановки $\Delta\eta_r > 0$ и $\delta\eta_r > 0$.

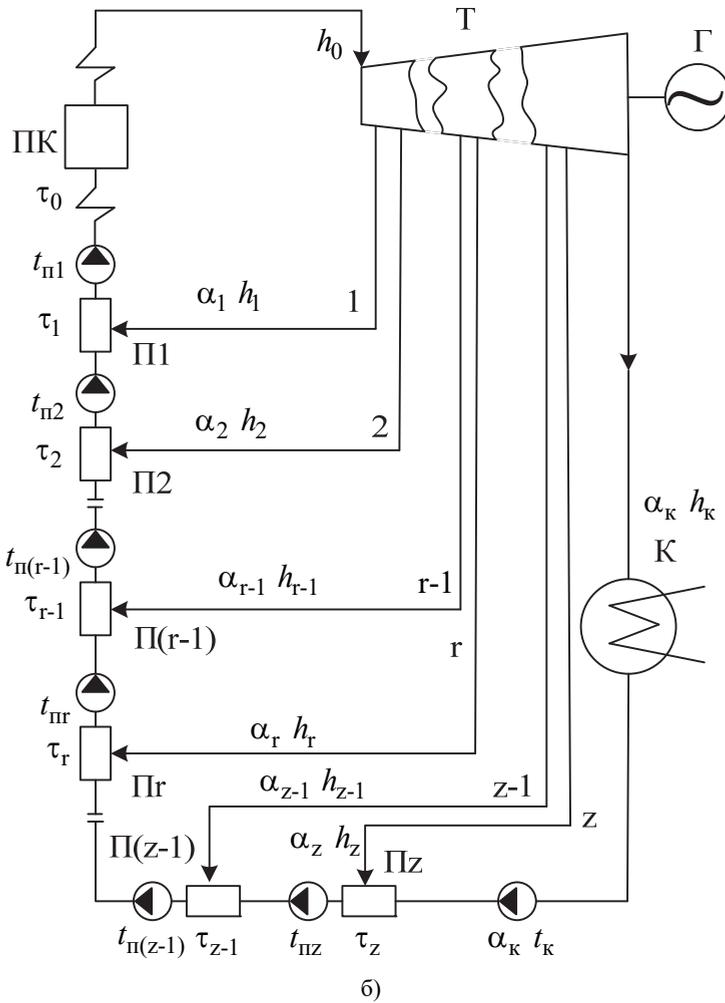
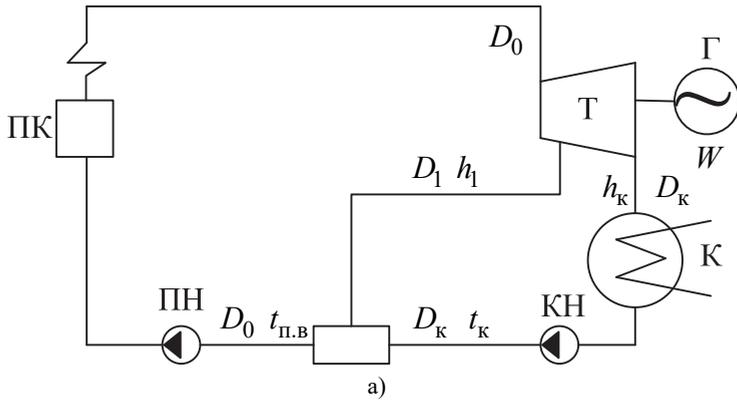


Рис. 5.1. Схема регенеративного подогрева воды в смешивающих подогревателях:
 а – одноступенчатый подогрев; б – многоступенчатый подогрев

Относительное повышение КПД турбоустановки благодаря регенеративному подогреву воды можно показать наглядно, пользуясь методом «разнесения» потоков пара и воды и понятием энергетического коэффициента.

КПД турбоустановки с одноступенчатым регенеративным подогревом воды равен:

$$\eta_r = \frac{\alpha_k \cdot \Delta H_k + \alpha_r \cdot \Delta h_r}{\alpha_k \cdot (h_0 - h'_k) + \alpha_r \cdot \Delta h_r}, \quad (5.8)$$

или

$$\eta_r = \frac{\alpha_k \cdot \Delta H_k}{\alpha_k \cdot q_{0k}} \cdot \frac{1 + \alpha_r \cdot \Delta h_r / \alpha_k \cdot \Delta H_k}{1 + \alpha_r \cdot \Delta h_r / \alpha_k \cdot q_{0k}},$$

где ΔH_k – теплоперепад сквозного конденсационного потока пара в турбине; q_{0k} – расход теплоты на конденсационный поток пара.

КПД турбоустановки без регенеративного подогрева воды $\eta_0 = \Delta H_k / q_{0k}$. Числитель выражения КПД η_r (5.8) равен расходу теплоты на турбоустановку (на 1 кг пара). Действительно,

$$\alpha_k \cdot \Delta H_k + \alpha_r \cdot \Delta h_r = \alpha_k \cdot (h_0 - h_k) + \alpha_r \cdot (h_0 - h_r) = h_0 - (\alpha_k \cdot h'_k + \alpha_r \cdot h_r) = h_0 - h_{п.в.}$$

Обозначим работу конденсационного потока пара $\alpha_k \cdot \Delta H_k = W_k$, работу пара регенеративного отбора $\alpha_r \cdot \Delta h_r = W_r$, энергетический коэффициент пара регенеративного отбора:

$$A_r = \frac{\alpha_r \cdot \Delta h_r}{\alpha_k \cdot \Delta H_k} = \frac{W_r}{W_k}. \quad (5.9)$$

Таким образом, с учетом приведенных выше выражений

$$\eta_r = \eta_0 \cdot \frac{1 + A_r}{1 + A_r \cdot \eta_0} \quad (5.10)$$

и

$$\delta \eta_r = \frac{\eta_r}{\eta_0} - 1 = \frac{1 - \eta_0}{1/A_r + \eta_0}.$$

Можно показать, что выражения для $\delta \eta_r$ по (5.7) и (5.11) тождественны.

Из (5.4) и (5.5) видно, что регенеративный подогрев воды повышает КПД турбоустановки. Формулы (5.10) и (5.11) действительны при любом числе регенеративных отборов и ступеней подогрева воды. В этом случае:

$$A_r = \frac{\sum \alpha_r \cdot \Delta h_r}{\alpha_k \cdot \Delta H_k} = \frac{\sum W_r}{W_k}.$$

Принимая для примера $\eta_0 = 0,45$; $A_r = 0,20$; получаем

$$\delta \eta_r = \frac{0,55}{5 + 0,45} \approx 0,10.$$

Наряду с теплофикацией регенеративный подогрев воды – важный источник экономии топлива на тепловых электростанциях.

5.2. Расход пара на турбину с регенеративными отборами

Расход пара D_0 на турбину с отбором D_r определяется по формуле:

$$D_0 = D_{0(k)} + y_r \cdot D_r,$$

где расход пара на турбину с теми же параметрами, но без отбора ($D_r = 0$) $D_{0(k)} = \frac{3600 \cdot N_3}{\Delta H_{ki} \cdot \eta_m \cdot \eta_r}$; $y_r = \frac{h_r - h_k}{h_0 - h_k}$ – коэффициент недовыработки мощности паром регенеративного отбора (рис. 5.2).

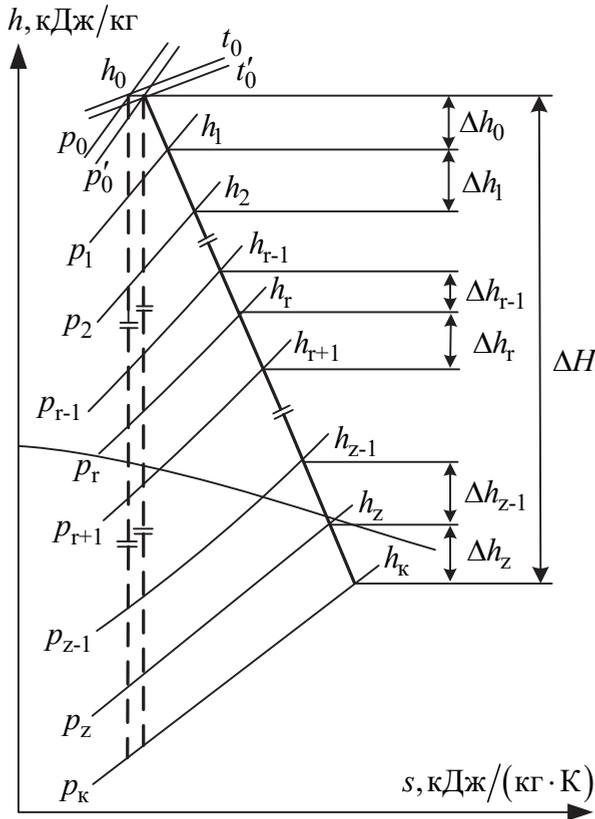


Рис. 5.2. Процесс работы пара в турбине с конденсацией и регенеративными отборами

Регенеративные отборы пара выражают обычно (для КЭС, как правило) в долях расхода свежего пара: $\alpha_r = D_r/D_0$. Поэтому расход пара на турбину:

$$D_0 = \frac{D_{0(k)}}{1 - y_r \cdot \alpha_r} = \frac{3600 \cdot N_3}{\Delta H_{ki} \cdot (1 - y_r \cdot \alpha_r) \cdot \eta_m \cdot \eta_r}, \quad (5.11)$$

или

$$D_{0(к)} = \frac{3600 \cdot N_3}{\Delta H_{ки}^{эКВ} \cdot \eta_m \cdot \eta_r}; \quad (5.11a)$$

где $\Delta H_{ки}^{эКВ} = \Delta H_{ки} \cdot (1 - y_r \cdot \alpha_r)$ – эквивалентный (приведенный) теплоперепад свежего пара в конденсационной турбине без отборов с той же электрической мощностью N_3 и тем же расходом пара D_0 .

Из-за регенеративных отборов расход пара на конденсационную турбину возрастает в отношении:

– при единственном отборе

$$\beta_r = D_0 / D_{0(к)} = 1 / (1 - y_r \cdot \alpha_r); \quad (5.12)$$

– при любом числе отборов z :

$$\beta_r = 1 / (1 - \sum \alpha_r \cdot y_r); \quad (5.13)$$

для современных конденсационных турбин $\beta_r \approx 1,25$. Таким образом, для предварительной оценки можно принимать

$$D_0 = \beta_r \cdot D_{0(к)} \approx 1,25 \cdot D_{0(к)}. \quad (5.14)$$

Расход пара на теплофикационную турбину с регенеративными отборами

$$D_0 = D_{0(к)} + \sum_1^n D_T \cdot y_T + \sum_1^z y_r \cdot D_r, \quad (5.15)$$

где D_T , D_r – теплофикационные и регенеративные отборы; y_T и y_r – соответствующие коэффициенты недовыработки.

Принимая $D_r = \alpha_r \cdot D_0$, получаем:

$$D_0 = \frac{D_{0(к)} + \sum y_T \cdot D_T}{1 - \sum \alpha_r \cdot y_r} = \beta_r \cdot (D_{0(к)} + \sum y_T \cdot D_T), \quad (5.16)$$

для современных теплофикационных турбин с регенеративными отборами пара $\beta_r \approx 1,15$, что также позволяет предварительно оценить расход пара.

5.3. Типы подогревателей и схемы их включения

Расход пара на подогреватель зависит от его типа, схемы включения, параметров пара и воды.

Для регенеративного подогрева воды на электростанции применяют преимущественно поверхностные подогреватели и частично – смешивающие. Смешивающие подогреватели энергетически выгоднее, так как в них возможен наиболее высокий подогрев воды – до температуры насыщения греющего конденсируемого пара:

$$t_{вр} = t_{гн} \text{ и } h_{вр} = h'_r,$$

где $t_{вр}$ и $t_{гн}$ – температуры, а $h_{вр}$ и h'_r – энтальпии соответственно подогретой воды и конденсата греющего пара.

Смешивающие подогреватели дешевле и надежнее поверхностных, обеспечивают лучший водный режим установки. Однако после каждого смешивающего подогревателя (за отдельными исключениями) необходима установка перекачивающих насосов, так как давление в каждом последующем по ходу воды подогревателе выше, чем в предыдущем.

Поверхностные подогреватели свободны от этого недостатка: достаточно иметь конденсатный насос, перекачивающий воду через группу поверхностных подогревателей низкого давления (ПНД), и питательный насос, перекачивающий воду через группу подогревателей высокого давления (ПВД) (рис. 5.3).

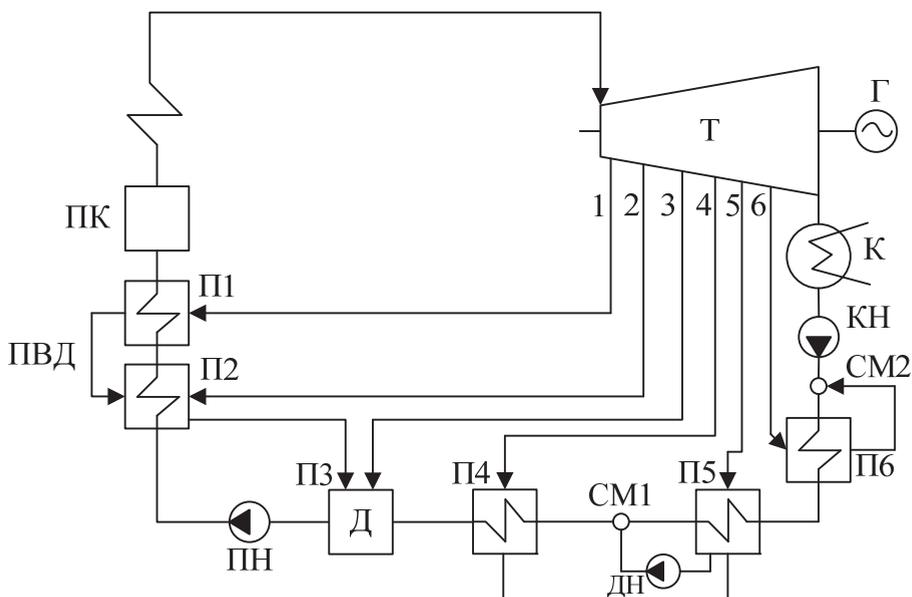


Рис. 5.3. Схема турбоустановки с поверхностными подогревателями низкого давления (ПНД), смешивающим подогревателем и подогревателями высокого давления (ПВД), ДН – дренажный насос

В поверхностных подогревателях из-за термического сопротивления металла трубок вода нагревается до температуры ниже температуры насыщения (конденсации) греющего пара:

$$t_{вр} = t_{гн} - \theta_r \quad \text{и} \quad h_{вр} = h'_r - \vartheta_r,$$

где θ_r и ϑ_r – недогрев воды до состояния насыщения по температуре и по энтальпии, °С и кДж/кг.

Значения недогрева воды θ_r и ϑ_r определяют технико-экономическим расчетом; чем меньше недогрев, тем меньше расход теплоты и топлива, но тем больше поверхность нагрева и стоимость подогревателя.

В ПВД применяют стальные трубки; в ПНД в определенных условиях продолжают применять латунные трубки. Медь из латуни вымывается конденсатом и переносится в котел и турбину. Надежность и экономичность энергоблока при этом снижаются. Применение ПНД с трубками из нержавеющей стали удорожает установку. В настоящее время в энергоблоках применяют один или два первых по ходу воды ПНД смешивающего типа. Между двумя смешивающими ПНД устанавливают перекачивающий насос (рис. 5.4, а) или первый ПНД размещают выше второго для перелива воды во второй ПНД без насоса (гравитационная схема) (рис. 5.4, б).

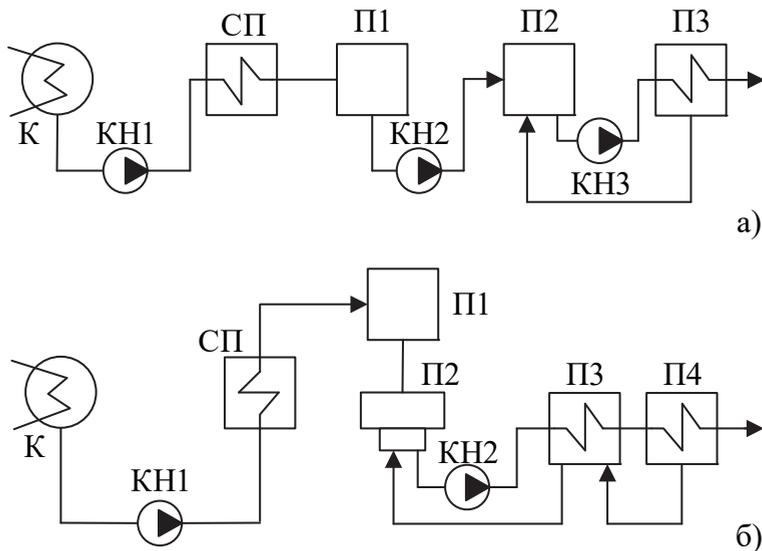


Рис. 5.4. Схемы включения смешивающих подогревателей:
а – с перекачивающим насосом; б – гравитационная схема;
СП – сальниковый подогреватель

Один из смешивающих подогревателей с давлением пара 0,6–1,0 МПа используют для удаления газов из воды в качестве деаэрата.

Распространение получил нейтрально-кислородный водный режим энергоблоков с вводом кислорода в тракт конденсата (перед конденсатным насосом). Образующаяся при этом на внутренней поверхности трубок оксидная пленка предохраняет металл от дальнейшей коррозии. Исключая при таком водном режиме деаэратор, получают бездеаэрационную схему (рис. 5.5). Расходы пара на подогреватели определяют из уравнений их теплового и материального баланса. Уравнения теплового баланса составляют по следующим принципам:

- смешивающие подогреватели – сумма теплот, подводимых к подогревателю, равна сумме теплот, отводимых из подогревателя;
- поверхностные подогреватели – теплота, отдаваемая греющими потоками, равна теплоте, получаемой подогреваемой водой (основным конденсатом).

Расход пара на подогреватели в тепловой схеме целесообразно определять, начиная с подогревателей высокого давления. Пропуск воды через ПВД известен. Для конденсационной электростанции принимаем $\alpha_{п.в} = \alpha_0 = 1$.

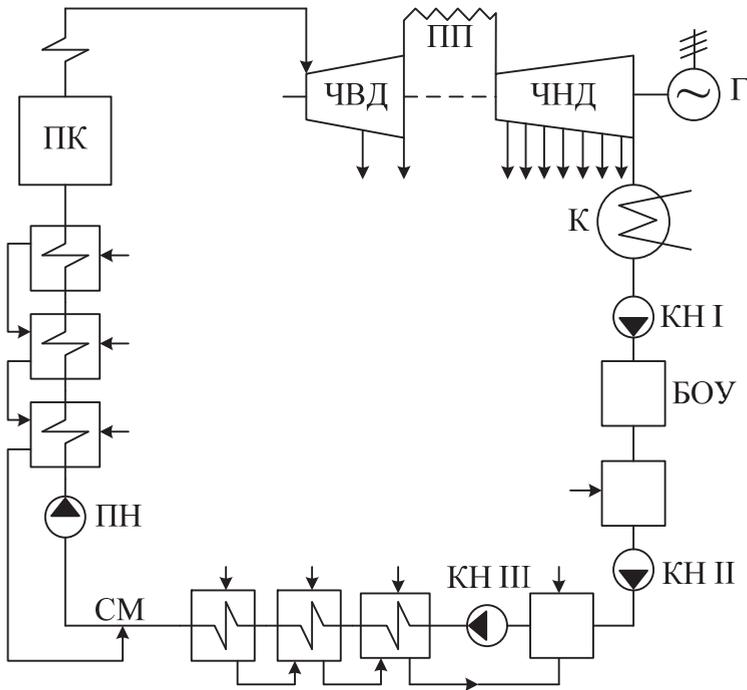


Рис. 5.5. Бездеаэрационная схема включения регенеративных подогревателей:
БОУ – блочная обессоливающая установка

Для смешивающих подогревателей № 1 (П1) и № 2 (П2) имеем (рис. 5.6, а):
для П1:

$$\alpha_1 \cdot h_1 + (1 - \alpha_1) \cdot h'_2 = h'_1,$$

отсюда:

$$\alpha_1 = \frac{\tau_1}{\tau_1 + q_1},$$

где $\tau_1 = h'_1 - h'_2$; $q_1 = h_1 - h'_1$; $h_1 - h'_2 = h_1 - h'_1 + h'_1 - h'_2 = q_1 + \tau_1$;

для П2:

$$\alpha_2 \cdot h_2 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot h'_k = (1 - \alpha_1) \cdot h'_2,$$

отсюда:

$$\alpha_2 = (1 - \alpha_1) \cdot \frac{\tau_2}{\tau_2 + q_2},$$

где $\tau_2 = h'_2 - h'_k$; $q_2 = h_2 - h'_2$; $h_2 - h'_k = q_2 + \tau_2$; $1 - \alpha_1 = q_1 / (q_1 + \tau_1)$;

поэтому

$$\alpha_2 = \frac{q_1}{q_1 + \tau_1} \cdot \frac{\tau_2}{\tau_2 + q_2}.$$

Важной величиной в основном выражении для КПД турбоустановки является α_k ; из соотношения для α_1 и α_2 получим:

$$\alpha_k = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 = (1 - \alpha_1) - (1 - \alpha_1) \cdot \frac{\tau_2}{\tau_2 + q_2},$$

отсюда:

$$\alpha_k = (1 - \alpha_1) \cdot \frac{q_2}{q_2 + \tau_2} = \frac{q_1}{q_1 + \tau_1} \cdot \frac{q_2}{q_2 + \tau_2}.$$

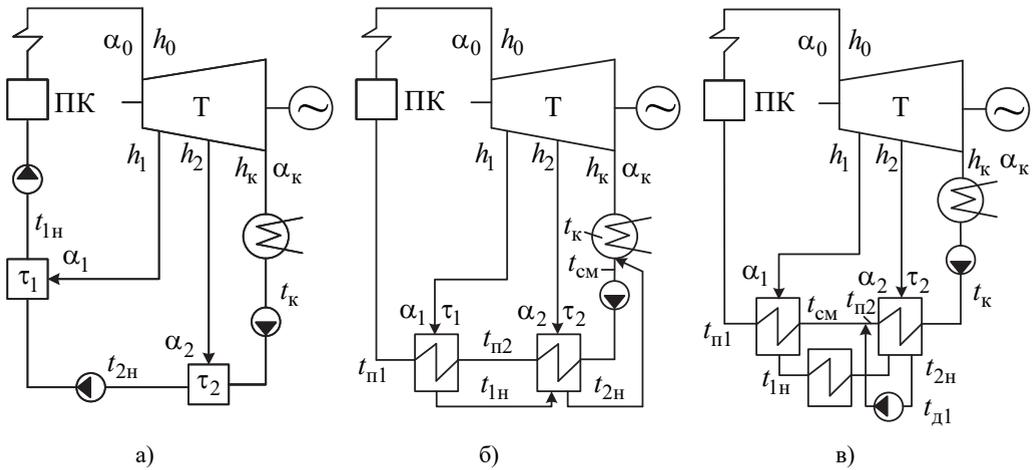


Рис. 5.6. Схемы включения подогревателей:

- а – две ступени включения смешивающих подогревателей;
- б – два смежных поверхностных подогревателя с каскадным сливом дренажей;
- в – то же с охладителями дренажа и смесителем между подогревателями

При любом числе смешивающих подогревателей

$$\alpha_k = \prod_1^z \frac{q_r}{q_r + \tau_r}, \quad (5.17)$$

где \prod – знак произведения; z – общее число ступеней подогрева. Это выражение используется при оптимизации параметров регенеративного подогрева воды.

Схема с поверхностными подогревателями усложняется наличием дополнительных линий дренажа (конденсата греющего пара). Простейшим является отвод (слив) дренажа из данного подогревателя в соседний, более низкого давления (рис. 5.6, б).

Недостаток схемы – вытеснение греющего пара подогревателя №2 из отбора с более низким давлением дренажом из подогревателя №1 и ухудшение тепловой экономичности турбоустановки.

Доли отборов пара на подогреватели П1 и П2 определяются из уравнений:

– для П1: $\alpha_1 \cdot (h_1 - h'_1) = h_{\text{в1}} - h_{\text{в2}}$, откуда определяем $\alpha_1 = \tau_1 / q_1$, причем $\tau_1 = h_{\text{в1}} - h_{\text{в2}}$; $q_1 = h_1 - h'_1$; $h_{\text{в1}} = h'_1 - \vartheta_1$; $h_{\text{в2}} = h'_2 - \vartheta_2$;

– для П2: $\alpha_2 \cdot (h_2 - h'_2) + \alpha_1 \cdot (h'_1 - h'_2) = h_{\text{в2}} - h_{\text{см}}$,

где $h_{\text{см}}$ – энтальпия воды после смесителя основного конденсата турбины и дренажей из П1 и П2.

Следует написать уравнение смешения в смесителе и затем исключить величину $h_{\text{см}}$ из двух уравнений:

$$h_{\text{см}} = \alpha_{\text{к}} \cdot h'_{\text{к}} + (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot h'_2,$$

но $\alpha_{\text{к}} = 1 - \alpha_1 - \alpha_2$, поэтому

$$h_{\text{см}} = h'_{\text{к}} + (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot (h'_2 - h'_{\text{к}}).$$

Подставляя в уравнение для П2 вместо $h_{\text{см}}$ его выражение в функции α_1 и α_2 , определяем α_2 . Зная α_1 и α_2 , определяем $\alpha_{\text{к}} = 1 - \alpha_1 - \alpha_2$, а затем подогрев воды в смесителе:

$$\tau_{\text{см}} = h_{\text{см}} - h'_{\text{к}} = (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot (h'_2 - h'_{\text{к}}).$$

Схему с поверхностными подогревателями и каскадным сливом дренажа совершенствуют, включая у подогревателя №1 охладитель дренажа. Вследствие охлаждения конденсата греющего пара водой, входящей в теплообменник, уменьшается расход пара на этот подогреватель и увеличивается расход на соседний подогреватель, в который сливается дренаж. В результате возрастает работа пара отборов и уменьшается потеря теплоты в конденсаторе турбины.

Суммарный дренаж из подогревателя №2 перекачивают насосом в смеситель на линии главного конденсата между подогревателями П1 и П2 (рис. 5.6, в).

Доли отборов определяют из следующих уравнений:

– для П1:

$$\alpha_1 \cdot (h_1 - h_{\text{д1}}) = h_{\text{в1}} - h_{\text{см}},$$

где $h_{\text{д1}} = h_{\text{см}} + \vartheta_{\text{д1}} \approx h_{\text{в2}} + \vartheta'_{\text{д1}}$.

Энтальпию охлажденного дренажа $h_{\text{д1}}$ выбирают, принимая его температуру на 5–10°С выше температуры воды на входе в охладитель дренажа;

– для смесителя:

$$h_{\text{см}} = (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot h'_2 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot h_{\text{в2}},$$

где $h_{\text{в2}} = h'_2 - \vartheta_2$ или $h_{\text{см}} = h_{\text{в2}} + (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot (h'_2 - h_{\text{в2}})$;

– для П2:

$$\alpha_2 \cdot (h_2 - h'_2) + \alpha_1 \cdot (h_{\text{д1}} - h'_2) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (h_{\text{в2}} - h'_{\text{к}}).$$

Подставляя выражение $h_{см}$ в уравнение для П1, получаем соотношение между α_1 и α_2 . Решая его совместно с уравнением для П2, определяем α_1 и α_2 , а затем α_k и $\tau_{см}$.

При каскадном сливе дренажа греющими для данного подогревателя являются два потока: пар из отбора турбины и дренаж, сливаемый в данный подогреватель. Важно отметить, что у подогревателя с откачкой воды насосом в линию основного конденсата (после подогревателя) охладитель дренажа применять не следует.

Выражения долей отбора пара на смешивающий и поверхностный подогреватели имеют различный вид. Так, в простейшем случае одноступенчатого подогрева воды (или для верхнего подогревателя в многоступенчатой схеме) расход пара на смешивающий подогреватель:

$$\alpha_1 = \tau_1 / (\tau_1 + q_1), \quad (5.18)$$

на поверхностный:

$$\alpha_1 = \tau_1 / q_1. \quad (5.19)$$

Нужно отметить, что выражение вида (5.18) относится к случаю, когда за единицу принимают расход воды на выходе из подогревателя. Иногда может оказаться удобным принять за единицу поток воды на входе в подогреватель. Тогда

$$\alpha_1 \cdot h_1 + h'_k = (1 + \alpha_1) \cdot h'_1,$$

отсюда

$$\alpha_1 = (h'_1 - h'_k) / (h_1 - h'_1) = \tau_1 / q_1,$$

то есть для смешивающего подогревателя получаем формулу вида (5.19), свойственную поверхностному подогревателю.

5.4. Оптимальные параметры регенеративного подогрева воды на конденсационной электростанции без промежуточного перегрева пара

Определению и выбору при проектировании энергоблока подлежат следующие параметры и характеристики регенеративного подогрева воды: конечная температура подогрева питательной воды; число отборов пара и ступеней подогрева воды; распределение подогрева между отдельными последовательно включенными подогревателями (ступенями).

Конечную температуру питательной воды выбирают на основании технико-экономических расчетов энергоблока.

С повышением температуры питательной воды в значительных пределах тепловая экономичность турбоустановки и энергоблока в целом улучшается, расход топлива уменьшается. Вследствие увеличения расхода свежего пара котел и трубопроводы удорожаются, однако топливо и зольное хозяйство, тягодутьевые устройства, техническое водоснабжение удешевляются.

С увеличением числа отборов пара и ступеней подогрева воды КПД турбоустановки повышается, однако стоимость подогревательной установки возрастает. С учетом этих факторов для современных крупных турбоустановок принимают семь – девять регенеративных отборов пара.

Общий подогрев воды распределяют между отдельными ступенями, используя аналитические методы и вариантные расчеты.

Рассмотрим методы оптимального распределения регенеративного подогрева воды между ступенями конденсационной турбоустановки без промежуточного перегрева пара.

Оптимальное распределение регенеративного подогрева воды между ступенями производят из условия максимума абсолютного внутреннего КПД турбоустановки:

$$\eta_i = 1 - \alpha_k \cdot q_k / Q_0 .$$

Из выражения КПД выделяют переменную его часть:

$$F = Q_0 / \alpha_k . \quad (5.20)$$

Пользуясь методом условного экстремума Лагранжа, составляют экстремальную функцию

$$\Phi = F + \lambda \cdot \varphi , \quad (5.21)$$

где $\varphi = \Delta - \sum \tau$ – вспомогательная нулевая функция; τ – искомые подогревы; Δ – известная их сумма; λ – неопределенный множитель, исключаемый в процессе решения задачи.

В простейшем случае для электростанции с одной ступенью регенеративного подогрева воды в смешивающем подогревателе получим (рис. 5.1, а):

$$\alpha_k = q_1 / (q_1 + \tau_1); \quad Q_0 = h_0 - h_{п.в} = h_0 - h'_0 + h'_0 - h_{п.в} = q_0 + \tau_0 ,$$

где $q_0 = h_0 - h'_0$ – теплота образования и перегрева свежего пара; τ_0 – подогрев воды до температуры насыщения свежего пара в экономайзерной части котла;

$$\Delta = h'_0 - h'_k = \tau_0 + \tau_1 ;$$

$$\Phi = (q_0 + \tau_0) \cdot \frac{q_1 + \tau_1}{q_1} + \lambda \cdot (\Delta - \tau - \tau_1) . \quad (5.22)$$

Оптимальное распределение подогрева зависит от вида функции $q_1 = h_1 - h'_1 = f(h')$ (рис. 5.7). При невысоких начальных параметрах пара принимают приближенно $q = \text{const}$. При значительном перегреве пара более точна линейная зависимость вида

$$q_1 = q_k + k \cdot \tau_1 ,$$

где $k = (q_0 - q_k) / \Delta$ – угловой коэффициент прямой.

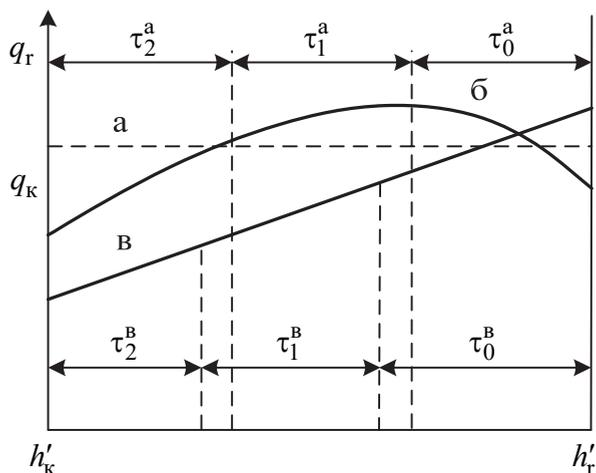


Рис. 5.7. Зависимость $q_r = h_r - h'_r$

от энтальпии насыщения конденсата пара отбора h'_r :

$$a - q_r = \text{const} = \text{idem} ; \text{б} - q_r = \text{const} \neq \text{idem} ; \text{в} - q_r = q_k + k \cdot \sum \tau_r ; \sum \tau_r = h'_r - h'_k$$

Дифференцируя функцию Φ по τ_0 и τ_1 и приравнявая частные производные нулю, из совместного решения полученных выражений определяем оптимальные значения τ_0 и τ_1 . В рассматриваемом случае при условии $q_1 = \text{const}$

$$\partial\Phi/\partial\tau_0 = (q_1 + \tau_1)/q_1 - \lambda = 0$$

и

$$\partial\Phi/\partial\tau_1 = (q_0 + \tau_0)/q_1 - \lambda = 0.$$

Из этих двух уравнений, исключая λ , находим при $q_0 = q_1 = \text{const} = \text{idem}$ (рис. 5.7, прямая а)

$$\tau_0 = \tau_1, \tag{5.23}$$

то есть получаем равное распределение подогрева воды между регенеративным подогревателем и экономайзером котла. Этот метод равного (равномерного) распределения подогрева между ступенями (метод арифметической прогрессии) широко используется при решении практических задач оптимизации параметров регенеративного подогрева воды. Если $q_1 = \text{const} \neq q_0$, то $q_0 + \tau_0 = q_1 + \tau_1$.

При невысоких начальных параметрах пара зависимость $q_r = f(h'_r)$ имеет вид несимметричной параболы (рис. 5.7, кривая б). При этом $q_r > q_0 > q_k$ и в данном случае $\tau_1 < \tau_0$.

Соотношение $q_0 + \tau_0 = q_1 + \tau_1$ можно привести к виду $\Delta h_0 = \tau_1$, т.е. $\Delta h_0 = h_0 - h_1$ – теплоперепад пара отбора должен равняться подогреву воды паром этого отбора.

При линейной зависимости вида $q_1 = q_k + k \cdot \tau_1$ получим (рис. 5.7, прямая в).

$$\begin{aligned} \partial\Phi/\partial\tau_0 &= (q_1 + \tau_1)/q_1 - \lambda = 0; \\ \partial\Phi/\partial\tau_1 &= (q_0 + \tau_0) \cdot (q_1 - k \cdot \tau_1)/q_1^2 - \lambda = 0, \end{aligned}$$

или, так как $q_1 - k \cdot \tau_1 = q_k$,

$$(q_1 + \tau_1)/q_1 = (q_0 + \tau_0) \cdot q_k/q_1^2,$$

отсюда

$$q_0 + \tau_0 = (q_1 + \tau_1) \cdot q_1/q_k. \quad (5.24)$$

Обычно $q_k \ll q_1 \ll q_0$, и, следовательно, $\tau_1 \ll \tau_0$.

Выражение (5.24) равносильно геометрической прогрессии величин q_r и τ_r .

$$:(q_0 + \tau_0)/q_1 = (q_1 + \tau_1)/q_k;$$

$$\begin{aligned} q_0 &= q_1 + k \cdot \tau_0; \quad q_1 = q_k + k \cdot \tau_1 \\ \frac{q_1 + (1+k) \cdot \tau_0}{q_1} &= \frac{q_k + (1+k) \cdot \tau_1}{q_k}, \end{aligned}$$

отсюда $\tau_0/q_1 = \tau_1/q_k$, или $\tau_0/\tau_1 = q_1/q_k$, но

$$\frac{\tau_0}{\tau_1} = \frac{q_0 - q_1}{k} \cdot \frac{k}{q_1 - q_k} = \frac{q_0 - q_1}{q_1 - q_k},$$

поэтому

$$\frac{q_0 - q_1}{q_1 - q_k} = \frac{q_1}{q_k} \quad \text{и} \quad \frac{q_0 - q_1}{q_1} = \frac{q_1 - q_k}{q_k}.$$

Следовательно,

$$\tau_0/\tau_1 = q_0/q_1 = q_1/q_k. \quad (5.25)$$

Эти результаты можно получить для любого числа z отборов пара и ступенной подогрева воды, а именно:

– арифметическая прогрессия –

$$\tau_0 = \tau_1 = \tau_2 = \dots = \tau_z; \quad (5.26)$$

– геометрическая прогрессия –

$$\frac{\tau_0}{\tau_1} = \frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{\tau_2}{\tau_3} = \dots = \frac{\tau_{z-1}}{\tau_z} = \frac{q_0}{q_1} = \frac{q_1}{q_2} = \dots = \frac{q_z}{q_k}. \quad (5.27)$$

Если конечная температура питательной воды выбрана, τ_0 и q_0 известны, то в (5.17) и (5.27) члены, содержащие τ_0 и q_0 , отпадают.

Полученные уравнения (5.26) и (5.27) совместно с равенством $\sum \tau = \Delta = h'_0 - h'_k$ позволяют определить оптимальные значения τ_r .

Отметим, что равенство значений τ_r означает одновременно равенство теплоперепадов пара в турбине между соседними отборами:

$$\Delta h_r = \Delta h_{r+1},$$

или

$$h_{r-1} - h_r = h_r - h_{r+1}.$$

Соответственно, геометрическая прогрессия значений τ_r означает геометрическую прогрессию теплоперепадов пара между отборами турбины:

$$\frac{\Delta h_{r-1}}{\Delta h_r} = \frac{\Delta h_r}{\Delta h_{r+1}}.$$

Эффективность регенеративного подогрева воды зависит от его параметров. Она наибольшая при оптимальном распределении подогрева по ступеням.

Подогрев свежим паром, а также физически невыполнимый подогрев полностью отработавшим паром турбины не дают повышения КПД (соответственно $\Delta h_r = 0$ и $\alpha_r = 0$). Он остается в этих двух крайних случаях на уровне КПД электростанции без регенерации.

На рисунке 5.8 показаны кривые относительного повышения КПД турбоустановки в зависимости от подогрева питательной воды котлов и числа ступеней подогрева (отборов пара из турбины). При одноступенчатом подогреве воды кривые имеют максимум при $\tau_1 \approx \tau_0$. При одинаковом подогреве питательной воды КПД турбоустановки тем выше, чем больше число ступеней подогрева.

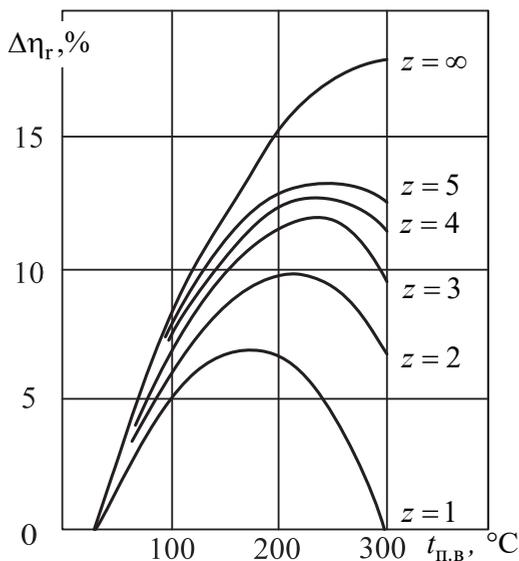


Рис. 5.8. Зависимость относительного повышения КПД турбоустановки $\Delta\eta_r$ от подогрева питательной воды и числа отборов турбины:

$$\Delta\eta_r = (\eta_r - \eta_0) / \eta_0$$

При многоступенчатом подогреве воды ($z > 1$), включая предельный ее подогрев ($h_{п.в} = h'_0$) свежим паром в верхней ступени, сохраняется повышенный КПД благодаря регенеративному подогреву воды в нижележащих ступенях паром из отборов турбины. Большому числу отборов пара из турбины соответствует более высокий максимальный подогрев воды.

Конечная энтальпия питательной воды определяется из соотношений:

– при арифметической прогрессии

$$h_{п.в} = h'_0 - \tau_0 = h'_k + z \cdot \tau = h'_k + \frac{z}{z+1} \cdot (h'_0 - h'_k); \quad (5.28)$$

– при геометрической прогрессии:

$$\tau_0 = (q_0 - q_1)/k; \quad q_1 = q_0/m;$$

– при $m = \sqrt[z+1]{q_0/q_k}$;

$$k = (q_0 - q_k)/(h'_0 - h'_k); \quad h'_0 - h'_k = \Delta.$$

Отсюда получаем:

$$h_{п.в} = h'_0 - \tau_0 = h'_0 - q_0 \cdot (m-1)/(k \cdot m). \quad (5.29)$$

При равном делении подогрева между ступенями имеем:

z	1	2	3	...	9
$\frac{\sum \tau_{\text{отг}}}{\Delta} = \frac{h'_{п.в} - h'_k}{h'_0 - h'_k}$	1/2	2/3	3/4	...	8/9

Последняя ступень подогрева – экономайзерная часть котла.

Повышение КПД с увеличением числа ступеней подогрева обуславливается увеличением выработки электроэнергии паром отборов с соответствующим уменьшением доли пропуска пара в конденсатор α_k и потери теплоты в нем.

Перейдем от оптимального одноступенчатого подогрева к двухступенчатому при прежнем конечном подогреве воды, то есть введем дополнительный отбор более низкого давления. Суммарный подогрев воды в обеих ступенях $\tau_1 + \tau_2 = \tau_1^{\text{одн}}$, т.е. равен прежнему одноступенчатому подогреву. Примем $\tau_1 = \tau_2 = 0,5 \cdot \tau_1^{\text{одн}}$. В первом приближении принимаем $\alpha_1 + \alpha_2 = \alpha_1^{\text{одн}}$ и $\alpha_1 \cong \alpha_2 = 0,5 \cdot \alpha_1^{\text{одн}}$. Благодаря второму отбору получим дополнительную работу в размере $0,5 \cdot \alpha_1^{\text{одн}} \cdot \Delta h_{1,2}$, где $\Delta h_{1,2} = h_1 - h_2$ – теплоперепад пара между двумя отборами. Увеличение работы пара регенеративных отборов повышает КПД турбоустановки. Точнее, получаем $\alpha_1 + \alpha_2 > \alpha_1^{\text{одн}}$ и $\alpha_k < \alpha_k^{\text{одн}}$, так что уменьшается потеря теплоты в конденсаторе турбины.

Уменьшение пропуска пара в конденсатор можно определить из соотношения

$$\Delta\alpha_k = \frac{q_1}{q_1 + \tau_1^{\text{одн}}} \cdot \frac{q_1}{q_1 + \tau_1} \cdot \frac{q_2}{q_2 + \tau_2}.$$

Принимая $\tau_1 = \tau_2 = 0,5 \cdot \tau_1^{\text{одн}}$ и для упрощения $q_1 = q_2 = q$, после преобразования получаем:

$$\Delta\alpha_k = 0,25 \cdot q^2 \cdot (\tau_1^{\text{одн}})^2.$$

Приняв двухступенчатый подогрев воды также оптимальным ($\tau_1 + \tau_0$), получим дополнительное повышение КПД благодаря увеличению числа ступеней (рис. 5.9).

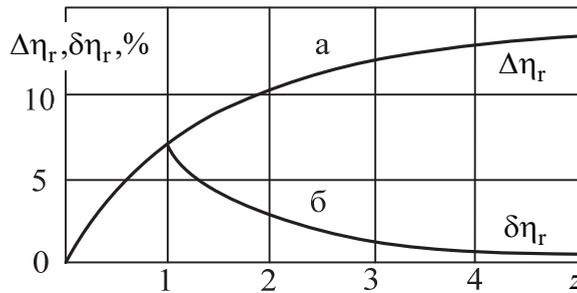


Рис. 5.9. Относительное повышение КПД турбоустановки в зависимости от числа ступеней подогрева и от применения каждой последующей ступени подогрева при $t_{\text{он}} = 0^{\circ}\text{C}$

Каждая последующая ступень подогрева дает все меньшее дополнительное повышение КПД, так как дополнительный оптимальный подогрев воды с каждой новой ступенью все уменьшается. При равном делении подогрева между ступенями вторая ступень дает дополнительный подогрев воды $\delta\tau_{1,2}$ в долях всего возможного подогрева $h'_0 - h'_k$:

$$\delta\tau_{1,2} = 2/3 - 1/2 = 1/6.$$

Третья ступень (по сравнению с двумя) $\delta\tau_{2,3} = 3/4 - 2/3 = 1/12$ и т.д. (рис. 5.9).

На рисунке 5.9 показаны кривые роста КПД турбоустановки с увеличением числа ступеней подогрева (кривая а), а также снижение дополнительного роста КПД от каждой последующей ступени подогрева (кривая б).

С увеличением числа ступеней возрастает КПД турбоустановки, но одновременно и стоимость подогревательной установки. Поэтому число ступеней регенеративного подогрева питательной воды на ТЭС ограничивают 7–9.

Конечная температура подогрева воды, отвечающая наибольшему КПД при оптимальном распределении подогрева воды между ступенями, является теоретически предельной температурой регенеративного подогрева воды.

Повышение температуры питательной воды для данного конструктивного выполнения котла приведет к повышению температуры уходящих газов и уменьшению КПД котла. В этом случае теоретически (термически) предельная температура регенеративного подогрева воды определяется из условия максимума КПД энергоблока $\eta_{тр} \approx 1$:

$$\eta_0 = \eta_T \cdot \eta_{п.к}.$$

Экономически наивыгоднейшая конечная температура регенеративного подогрева воды может быть определена из вариантных технико-экономических расчетов при различном числе регенеративных отборов и ступеней подогрева воды.

С повышением конечной температуры питательной воды из-за увеличения расхода свежего пара стоимость парового котла, трубопроводов и питательной установки возрастает. Конструкция турбины из-за отборов усложняется, увеличиваются радиальные размеры ЦВД, но сокращаются размеры ЦНД. Конденсатор и система водоснабжения, топливно-зольное хозяйство и тягодутьевая установка удешевляются. Расходы энергии на питательные насосы возрастают, а на прочие двигатели собственных нужд – уменьшаются.

На основании технико-экономических расчетов принято: при $p_0 = 13$ МПа $t_{п.в} \approx 230^\circ\text{C}$, при $p_0 = 24$ МПа $t_{п.в} \approx 265^\circ\text{C}$.

5.5. Регенеративный подогрев воды на КЭС с промежуточным перегревом пара

Регенеративный подогрев питательной воды на КЭС при промежуточном перегреве пара имеет ряд особенностей. Относительное повышение КПД от регенерации при промежуточном перегреве пара меньше, чем без него, так как КПД исходного цикла без регенерации более высок, а отборы пара после промежуточного перегрева уменьшаются. Пар в отборах после промежуточного перегрева имеет более высокую энтальпию, чем пар такого же давления в турбине без промежуточного перегрева. Использование более перегретого пара для подогрева воды менее выгодно из-за уменьшения отборов пара на регенерацию и увеличения пропуска пара в конденсатор и, следовательно, потери теплоты в нем. Относительное повышение КПД турбоустановки от регенерации $\delta\eta_r^{п.п}$ при промежуточном перегреве пара меньше, чем без него, почти во всем интервале подогрева воды (рис. 5.10). Из формулы (5.3, б) видно, что промежуточный перегрев пара оказывает влияние на энергетический коэффициент $A_r = (\sum \alpha_r \cdot \Delta h_r) / (\alpha_k \cdot \Delta H_k)$. В области до промежуточного перегрева A_r уменьшается только из-за увеличен-

ного общего теплоперепада ΔH_k , а после промежуточного перегрева на A_r в одном направлении оказывают влияние значения α_r (уменьшаясь) и α_k и ΔH_k (увеличиваясь). Однако при низких давлениях отборов эти факторы компенсируются ростом теплоперепадов отбираемого пара, поэтому КПД турбоустановки с промежуточным перегревом может превысить КПД турбоустановки без него.

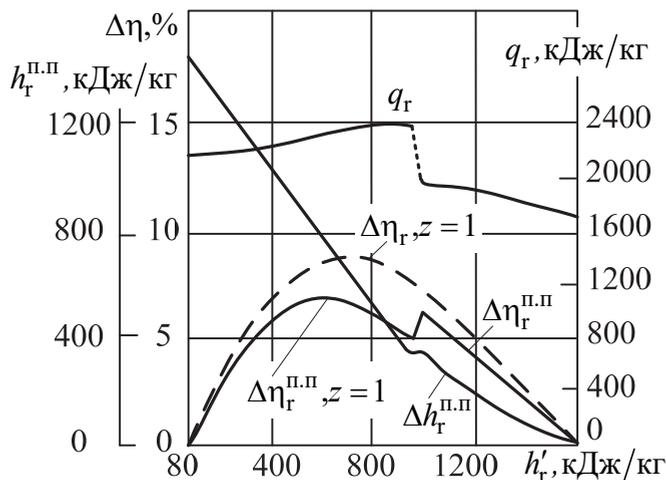


Рис. 5.10. Относительное повышение КПД турбоустановки от одноступенчатой регенерации $\Delta\eta_r^{\text{п.п}}$ при промежуточном перегреве пара и $\Delta\eta_r$ без него в зависимости от энтальпии перегрева воды h_r'

Важная особенность эффективности регенерации при промежуточном перегреве – скачкообразное снижение КПД при переходе от отбора «холодного» пара из противодавления ЦВД (непосредственно перед промежуточным перегревом) к отбору «горячего» пара (непосредственно после него), что обусловливается повышением необратимости процесса теплообмена, уменьшением отбора пара и увеличением потери теплоты в конденсаторе турбины. Таким образом, кривая $\delta\eta_r$ имеет разрыв при давлении промежуточного перегрева и наблюдаются два локальных максимума – при отборе «холодного» пара и при отборе перегретого пара из ступеней ЦСД турбины после промежуточного перегрева.

При многоступенчатой регенерации основной выигрыш от оптимизации достигается за счет распределения подогрева между «холодной» ступенью (перед промежуточным перегревом) и «горячей» ступенью (после него). Эта задача имеет аналитическое решение при условии, что значение q_r изменяется линейно в зависимости от h_r' : после промежуточного перегрева $q_r = q_1^0 - k_{\text{гор}} \cdot \tau_0$, а после него $q_r = q_k + k \cdot \tau$ (рис. 5.11). Это условие при промежуточном перегреве выполняется с большой точностью.

Удобно проследить решение этой задачи при двухступенчатой регенерации (рис. 5.12, а). В качестве функции при отыскании максимума принимаем:

$$F = \frac{Q_0}{\alpha_k} = (q_0 + \tau_0 + \alpha_{п.п} \cdot q_{п.п}) \cdot \frac{q_1^0 + \tau_1}{q_1^0} \cdot \frac{q_2 + \tau_2}{q_2},$$

где $Q_0 = q_0 + \tau_0 + \alpha_{п.п} \cdot q_{п.п}$; $\alpha_k = \frac{q_1^0}{q_1^0 + \tau_1} \cdot \frac{q_2}{q_2 + \tau_2}$; $\alpha_{п.п} = \frac{q_1^0}{q_1^0 + \tau_1}$.

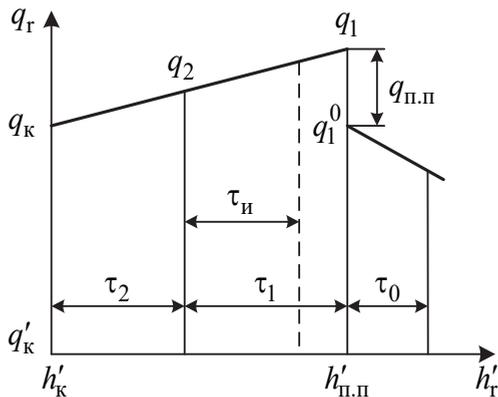


Рис. 5.11. Зависимость изменения $q_r = f(h'_r)$ при промежуточном перегреве

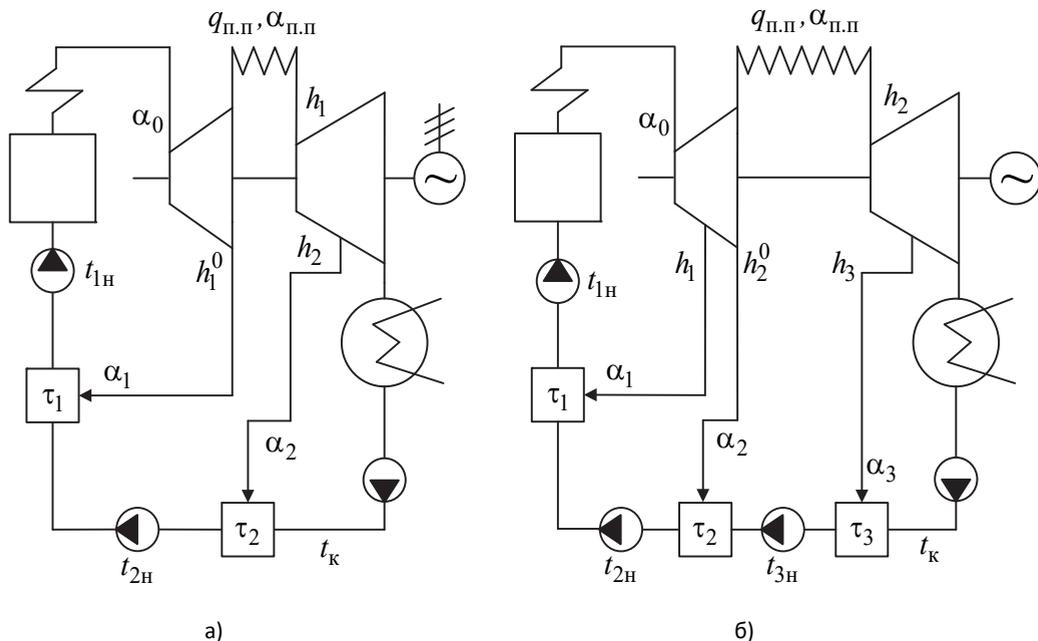


Рис. 5.12. Простейшая схема турбоустановки с промежуточным перегревом пара и двухступенчатой (а) и трехступенчатой (б) регенерацией

С этими обозначениями имеем:

$$F = \left[(q_0 + \tau_0) \cdot \frac{q_1^0 + \tau_1}{q_1^0} + q_{\text{п.п}} \right] \cdot \frac{q_2 + \tau_2}{q_2},$$

где дополнительная функция условного экстремума:

$$\varphi = h'_1 - h'_k - \tau_1 - \tau_2 = \Delta - \tau_1 - \tau_2 = 0.$$

Функция Лагранжа:

$$\Phi = F + \lambda \cdot \varphi; \quad q_1^0 = \text{const}$$

(рис. 5.11); $q_2 = q_k + k \cdot \tau_2$.

Производные по τ_1 и по τ_2 после преобразований имеют вид:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau_1} = \frac{q_0 + \tau_0}{q_1^0} \cdot \frac{q_2 + \tau_2}{q_2} - \lambda = 0;$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau_2} = \left[(q_0 + \tau_0) \cdot \frac{q_1^0 + \tau_1}{q_1^0} + q_{\text{п.п}} \right] \cdot \frac{q_k}{q_2} - \lambda = 0.$$

Из этих двух равенств получаем соотношение между оптимальными значениями τ_1 и τ_2 в виде:

$$\tau_1 + q_1^0 \cdot \left(1 + \frac{q_{\text{п.п}}}{q_0 + \tau_0} \right) = (q_2 + \tau_2) \cdot \frac{q_2}{q_k}. \quad (5.30)$$

Величины τ_1 и τ_2 , сумма которых известна: $\tau_1 + \tau_2 = h'_1 - h'_k = \Delta$, определяют последовательным приближением.

Подогрев «холодным» паром энергетически выгоднее, чем «горячим». Обычно:

$$\tau_1^{\text{хол}} = \beta_{1,2} \cdot \tau_2^{\text{гор}}, \quad (5.31)$$

где $\beta_{1,2} = 1,3 \div 1,7$.

Современные турбины имеют, кроме отбора из «холодного» промежуточного перегрева, по крайней мере один отбор пара из промежуточной ступени ЦВД. При такой трехступенчатой регенерации (рис. 5.12, б)

$$\alpha_{\text{п.п}} = \frac{q_1}{q_1 + \tau_1} \cdot \frac{q_2^0}{q_2^0 + \tau_2}; \quad \alpha_k = \alpha_{\text{п.п}} \cdot \frac{q_3}{q_3 + \tau_3}; \quad (5.32)$$

$$F = \left(q_0 + \tau_0 + \frac{q_1}{q_1 + \tau_1} \cdot \frac{q_2^0}{q_2^0 + \tau_2} \cdot q_{\text{п.п}} \right) \cdot \prod_1^3 \frac{q + \tau}{q}$$

и соотношение между τ_3 и τ_2 принимает вид

$$\tau_2 + q_2^0 \cdot \left(1 + \frac{q_1}{q_1 + \tau_1} \cdot q_{\text{п.п}} \right) = (q_3 + \tau_3) \cdot \frac{q_3}{q_k}. \quad (5.32a)$$

Значения q_1 , τ_1 , q_2^0 при этом известны. Известна также сумма $\Delta = \tau_2 + \tau_3$; значения τ_2 и τ_3 определяют последовательным приближением; $\beta_{2,3} = \tau_2/\tau_3 \approx 1,3 \div 1,7$.

Метод «индифферентной» точки. Пар из «холодной» линии промежуточного перегрева используется для подогрева воды при любом числе регенеративных отборов и ступеней подогрева. Если к «холодной» ступени добавить «горячую», обогреваемую высокоперегретым паром, отбираемым в самом начале ЦСД турбины с малым теплоперепадом $\Delta h_2 = h_{н.н} - h_2$, то КПД турбоустановки с повышенным подогревом в «горячей» и малым подогревом в «холодной» ступени снижается по сравнению с КПД при одноступенчатом подогреве в одной «холодной» ступени.

С уменьшением подогрева в «горячей» ступени и увеличением его в «холодной» ступени, т.е. с ростом Δh_2 и снижением h_2 , КПД турбоустановки возрастает и достигает при некотором значении $\Delta h_2 = \Delta h_n$ значения КПД турбоустановки без дополнительного отбора из ЦСД. С дальнейшим ростом $\Delta h_2 > \Delta h_n$ значение КПД возрастает, превышает первоначальное значение и достигает максимума при оптимальном распределении подогрева между «холодной» и «горячей» ступенями (рис. 5.13).

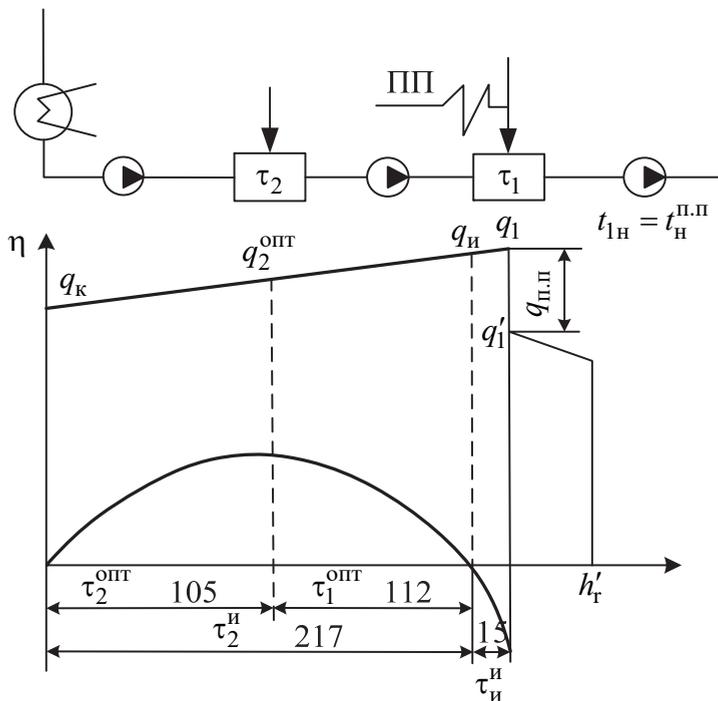


Рис. 5.13. Зависимость КПД турбоустановки от распределения подогрева воды между «холодной» и «горячей» ступенями при двухступенчатом подогреве воды

Дополнительный «горячий» отбор пара, не повышающий КПД турбоустановки, является «индифферентным», а соответствующую точку на линии рабочего процесса пара в турбине называют «индифферентной» (или нейтральной) точкой (ИТ). Параметры ИТ определяют из условия равенства КПД турбоустановки с дополнительным «горячим» отбором и без него.

Такое сравнение приводит к следующему выражению для теплоперепада пара от начального состояния его после промежуточного перегрева на входе в ЦВД турбины до индифферентной точки:

$$\Delta h_{\text{и}} = h_{\text{п.п}} - h_{\text{и}} = q_{\text{п.п}} \cdot \eta_{\text{ЦВД}}, \quad (5.33)$$

где $\eta_{\text{ЦВД}}$ – КПД условной конденсационной турбины, равный (при отсутствии отбора из ЦВД турбины)

$$\eta_{\text{ЦВД}} = 1 - \frac{q_1^0}{q_0 + \tau_0}. \quad (5.34)$$

При наличии верхнего отбора из промежуточной ступени ЦВД турбины

$$\eta_{\text{ЦВД}} = 1 - (1 - \alpha_1) \cdot \frac{q_2^0}{q_0 + \tau_0};$$

в случае применения смешивающего подогревателя высокого давления

$$1 - \alpha_1 = q_1 / (q_1 + \tau_1);$$

при поверхностном подогревателе

$$1 - \alpha_1 = (q_1 - \tau_1) / q_1.$$

Из ИТ пар на подогрев воды не отбирается. Подогрев воды в ступенях, греющий пар на которые отбирается после ИТ, распределяют по геометрической, арифметической прогрессии или другими методами (например, методом равного деления энтропии воды по ступеням). Отметим, что параметры ИТ не зависят от наличия и параметров нижележащих отборов.

Расчеты по аналитическому методу и методу «индифферентной» точки приводят к одинаковым результатам. Это вытекает, в частности, из следующего вывода. По (5.21) левая ее часть равна:

$$\tau_1 + q_1^0 \cdot \left(1 + \frac{q_{\text{п.п}}}{q_0 + \tau_0} \right) = \tau_1 + q_1^0 + \frac{q_1^0 \cdot q_{\text{п.п}}}{q_0 + \tau_0} = \tau_1 + q_1 - q_{\text{п.п}} \cdot \left(1 - \frac{q_1^0}{q_0 + \tau_0} \right) = q_1 + \tau_1 - \Delta h_{\text{и}}.$$

При этом использовано соотношение $q_1^0 = q_1 - q_{\text{п.п}}$. Если произвести некоторые замены, то получим:

$$\tau_1 + q_1 - \Delta h_{\text{и}} = h'_1 - h'_2 + h_1 - h'_1 - h_1 + h_{\text{и}} = h_{\text{и}} - h'_2 = h_{\text{и}} - h'_1 + h'_1 - h'_2 = q_{\text{и}} + \tau_{\text{и}}.$$

Итак, уравнение (5.21) преобразуется в следующее:

$$q_{\text{и}} + \tau_{\text{и}} = (q_2 + \tau_2) \cdot q_2 / q_{\text{к}},$$

что означает геометрическую прогрессию

$$\frac{q_n}{q_2} = \frac{q_2}{q_k} = \frac{\tau_n}{\tau_2}. \quad (5.35)$$

Таким образом, метод «индифферентной» точки в сочетании с методом геометрической прогрессии значений q и τ , начиная с отборов после ИТ, дает тот же результат, что расчет по аналитической формуле (5.30).

При аналитическом решении выбирают показатель геометрической прогрессии для установки с z регенеративными отборами:

$$m = \frac{q_2}{q_3} = \frac{q_3}{q_4} = \dots = \frac{q_z}{q_k} = \frac{\tau_2}{\tau_3} = \frac{\tau_3}{\tau_4} = \dots = \frac{\tau_{z-1}}{\tau_z};$$

$$m = \sqrt[z]{q_2/q_k} \approx 1,02 \div 1,03 \quad (5.35a)$$

и, подбирая m , добиваются превращения уравнения в тождество, что обеспечивает оптимальное распределение подогрева воды по ступеням (в схеме со смешивающими подогревателями). При этом используется также условие:

$$\Delta = h'_1 - h'_k = \sum \tau.$$

5.6. Пароохладители в схеме регенеративного подогрева воды при промежуточном перегреве пара

Тепловую экономичность турбоустановки с регенеративным подогревом воды можно повысить, уменьшая перегрев пара в охладителе. Снижение перегрева увеличивает отборы пара, снижает общий недогрев в подогревателе; следовательно, необратимость теплообмена уменьшается, КПД турбоустановки возрастает. Повышение КПД относительно невелико – десятые доли процента, но для крупных турбоустановок с промежуточным перегревом при дорогом топливе установка пароохладителей экономически выгодна.

Пароохладитель (ПО) целесообразно устанавливать в первую очередь для пара первого отбора после промежуточного перегрева. Пароохладитель представляет собой пароводяной теплообменник, в котором вода нагревается в результате понижения перегрева без конденсации пара. Схемы включения пароохладителей могут быть различны. Наиболее распространена схема с добавлением поверхности ПО к поверхности нагрева подогревателя данной ступени. Такой «встроенный» ПО размещают в одном корпусе с собственно подогревателем. Вода из подогревателя поступает в пароохладитель и из него в следующий подогреватель (рис. 5.14). Охлажденный водой пар должен иметь остаточный перегрев (не менее 10–15°C) во избежание конденсации пара. При обычном пленочном типе конденсации теплота передается воде при температуре насыщения (конденсации), и воду нельзя дополнительно подогреть в ПО. Эффект от установки ПО теряется. Охлажденный пар после ПО поступает в собственно подогреватель, подогретая (на

несколько градусов) вода после ПО, как обычно и без ПО, поступает в следующий подогреватель П1. В этом случае недогрев воды в П2 уменьшается, расход пара на П2 возрастает, а на П1 – несколько уменьшается. Работа пара регенеративных отборов возрастает, и КПД турбоустановки несколько повышается. Методика расчета схемы регенерации и оптимизации ее параметров остается обычной.

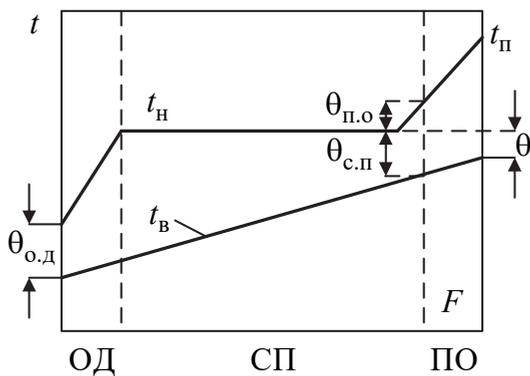
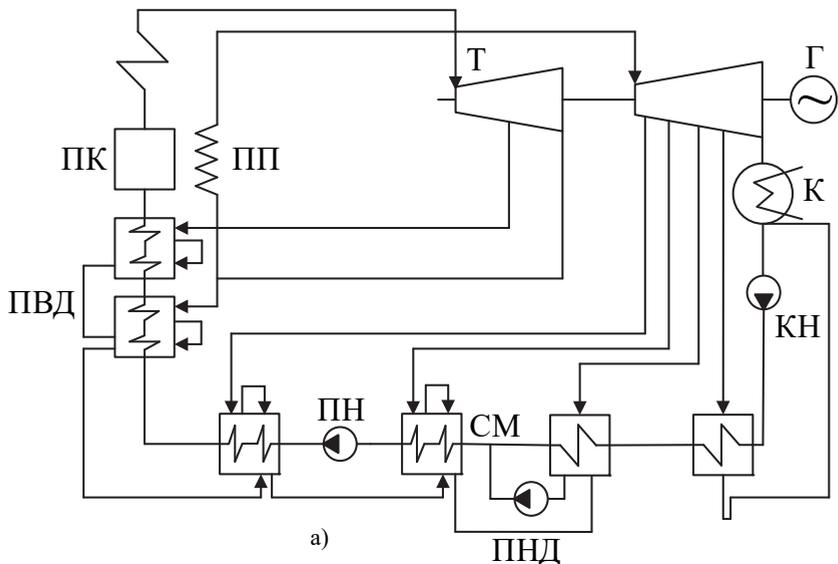


Рис. 5.14. Схема включения встроенных пароохладителей с отводом воды в последующий подогреватель (а) и температурные напоры (б) в подогревателе с ПО $t(F)$:
 ОД – охладитель дренажа; СП – собственно подогреватель; ПО – пароохладитель;
 F – поверхность нагрева; ($t_в$ и $t_п$ – соответственно температура воды и пара;
 ($t_н$ – температура насыщения пара; $\theta_{с.п}$ и θ – соответственно недогрев воды в подогревателе и конечный после пароохладителя; $\theta_{п.о}$ – остаточный перегрев пара после пароохладителя;
 $\theta_{о.д}$ – температурный напор на входе воды в охладитель дренажа

Теплоту перегрева пара можно перенести с охлаждающей водой непосредственно к горячему источнику, смешивая охлаждающую воду с питательной водой после ПВД. В этом случае применяют две схемы подвода воды к ПО: подводят воду с конечной температурой после ПВД (схема А) или отбирают воду непосредственно после подогревателя, питаемого паром из ПО, – схема Б (рис. 5.15, а).

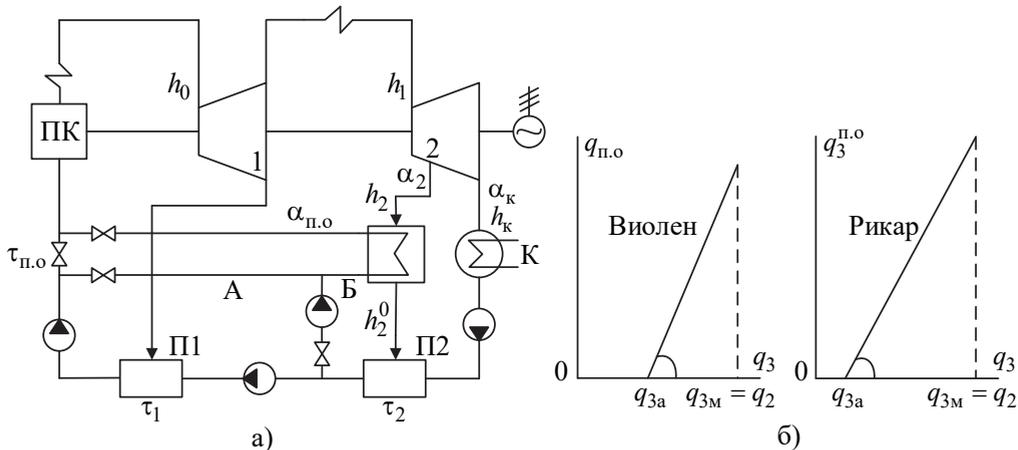


Рис. 5.15. Схема включения выносных пароохладителей (а) и зависимости количества теплоты $q_{п.о}$, отдаваемой паром в охладителях пара, от количества теплоты, отдаваемой паром при конденсации q_3 , в схемах Виолен и Рикара (б):

А – с подводом и отводом воды после ПВД (П1) – последовательное включение ПО (схема Виолен); Б – с отводом воды на ПО до ПВД (П1) и сбросом после П1 – параллельное включение ПО (схема Рикара)

Благодаря переносу теплоты перегрева непосредственно к горячему источнику эффективность этих схем выше, чем при «встроенном» ПО. Схему (А) называют условно схемой Виолен, схему (Б) – схемой Рикара, пароохладители при этом выполняют обычно отдельно от регенеративного подогревателя и называют «выносными», хотя в схеме Рикара их можно разместить и в одном корпусе с подогревателем, т.е. «встроенными» в конструктивном отношении.

В обеих схемах (А и Б) расход пара на П2 возрастает, в котел поступает более горячая вода, что способствует повышению КПД.

В схеме Рикара возможны более глубокое охлаждение пара и, следовательно, перенос большего количества теплоты к питательной воде перед котлом. Большая эффективность этой схемы снижается из-за уменьшения пропуска питательной воды через П1.

Отвод воды в ПО в схеме Б принимают обычно $\alpha_{п.о} = \nu \cdot \alpha_2$, где $\nu = 0,5 \div 1,0$.

Охлаждение пара, отбираемого из «горячей» ступени турбины после промежуточного перегрева, существенно влияет на оптимальное распределение подогрева между «холодной» и «горячей» ступенями подогрева воды. С примене-

нием пароохладителя увеличение подогрева воды в «горячей» ступени может стать выгоднее, чем увеличение подогрева в «холодной» ступени в схеме без пароохладителя. Точно так же может оказаться выгодным дополнительное увеличение подогрева в ступени с пароохладителем за счет уменьшения подогрева в нижележащей ступени, особенно в том случае, если нижележащая ступень не имеет своего пароохладителя. Обычно в схеме с пароохладителем получается

$$\tau_2 = 1,1 \cdot \tau_1 \approx 1,3 \cdot \tau_3 .$$

Оптимальное соотношение подогрева воды в этих ступенях можно определить аналитически. Для этого используется метод условного экстремума Лагранжа, так же как и в случае расчета схем без пароохладителей. При этом определяют максимум КПД турбоустановки. Применение этого метода возможно, так как приближенно зависимость теплоты перегрева пара, отводимой в пароохладителе $q_r^{п.о}$, от теплоты, выделяемой неохлажденным паром q_r , можно принять прямой линейной (рис. 5.15, б).

Оптимизация распределения регенеративного подогрева воды при ПО дает до 1/3 экономии теплоты благодаря установке ПО.

Расчет тепловой схемы с пароохладителем типа Виолет выполняется по обычной методике. После расчета системы подогревателей определяют подогрев питательной воды в смесителе и конечную температуру питательной воды $h_{п.в} = h_{в1} + \tau_{см}$, где $h_{в1} = h'_1 - \vartheta_1$. Для смешивающих подогревателей $\vartheta_1 = 0$.

Расчет тепловой схемы с пароохладителем Рикара имеет ту особенность, что расходы пара на «холодную» и охлажденную ступени (α_1 и α_2) определяют совместным решением уравнений тепловых балансов этих подогревателей. Это обусловлено тем, что через П1 проходит питательная вода за вычетом $\alpha_{п.о} = v \cdot \alpha_2$, а в уравнение для П2 входит также величина α_1 .

При выборе параметров пара и воды у ПО необходимо правильно определить значения температурного напора на холодном и горячем концах пароохладителя.

5.7. Регенеративный подогрев воды на паросиловых ТЭЦ

При регенеративном подогреве питательной воды на ТЭЦ к выработке электроэнергии на тепловом потреблении добавляют выработку ее паром регенеративных отборов. КПД турбоустановки ТЭЦ по производству электроэнергии возрастает особенно значительно при малом пропуске пара в конденсатор (на 20–25% относительно КПД турбоустановки без регенеративного подогрева воды).

На ТЭЦ регенеративные отборы осуществляют подогрев не только конденсата турбин, но и обратного конденсата от внешних потребителей теплоты и добавочной воды, компенсирующей в основном внешние потери пара и конденсата у потребителя. Обратный конденсат от потребителей имеет, как правило, более высокую температуру, чем основной конденсат. Доля его в общем потоке пита-

тельной воды довольно значительна, поэтому сумма регенеративных отборов на ТЭЦ и абсолютная экономия теплоты от регенерации менее значительна, чем на конденсационных электростанциях с теми же начальными параметрами пара и расходом пара и питательной воды.

Однако относительная экономия теплоты и повышение КПД теплофикационных турбоустановок и ТЭЦ благодаря регенерации оказываются значительно больше, чем у аналогичных конденсационных электростанций и турбоустановок, если относить экономию теплоты не к полному расходу теплоты $Q_{\text{ты}}^0$ на турбоустановку, а к расходу теплоты на производство электроэнергии, равному $Q_{\text{ты}}^s = Q_{\text{ты}}^0 - Q_{\text{т}}$, где $Q_{\text{т}}$ – расход теплоты на внешнего потребителя.

Сказанное выше иллюстрируют рис. 5.16, на котором показана схема ТЭЦ с одноступенчатой регенерацией, и рис. 5.17, где, дано относительное повышение КПД теплофикационной турбоустановки по производству электроэнергии η_{si} в зависимости от доли отбора пара на внешнего потребителя $\alpha_{\text{п}}$.

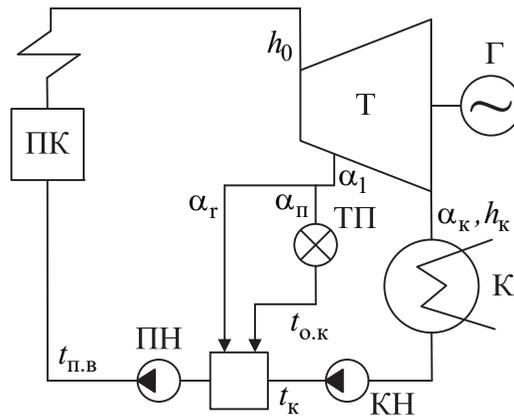


Рис. 5.16. Схема ТЭЦ с регенеративным подогревом питательной воды (одноступенчатый подогрев)

Регенеративные отборы пара не должны вытеснять необходимые отборы пара на внешнего потребителя. Расчетный пропуск свежего пара через теплофикационную турбину выбирают с учетом регенеративных отборов. При построении графиков рис. 5.17 принято, что увеличение отбора пара на внешнего потребителя сверх значения $\alpha_{\text{п}} = 1 - \alpha_{\text{т}}$ (где доля отбора пара на регенерацию $\alpha_{\text{т}} \approx 0,13$) в данном случае происходит за счет уменьшения регенеративного отбора и подогрева питательной воды от нормального значения ее $t_{\text{п.в}}$ до температуры обратного конденсата $t_{\text{о.к}}$ (при $\alpha_{\text{п}} = \alpha_{\text{о.к}} = 1$, $\alpha_{\text{к}} = 0$). В соответствии с этим относительное повышение КПД турбоустановки снижается от своего максимального значения до нуля.

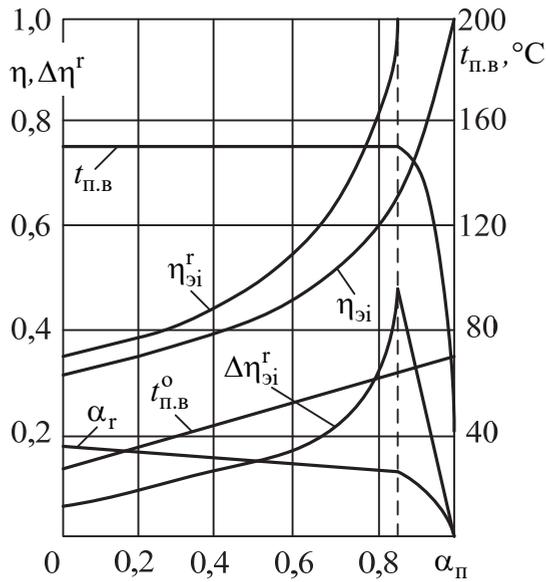


Рис. 5.17. Зависимость показателей ТЭЦ с регенеративным подогревом воды и без него от доли отпускаемого пара:

α_{π} и α_r – доли пара, отбираемого на внешнего потребителя и на регенерацию;
 $t_{п.в}$ и $t_{п.в}^0$ – температуры питательной воды и смеси конденсата турбины и обратного конденсата от внешнего потребителя; $\eta_{эi}$ – внутренний КПД турбоустановки по производству электроэнергии без регенерации; $\eta_{эi}^r$ – то же с регенерацией;
 $\Delta\eta_{эi}^r$ – относительное повышение КПД по производству электроэнергии вследствие регенерации

При определении удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении учитывают выработку не только на внешнем, но и на внутреннем потреблении теплоты при подогреве воды регенеративными отборами обратного конденсата и добавочной воды, кВт·ч/Дж, а именно:

$$\varepsilon = (\varepsilon_{\tau} + \varepsilon_r^{o.k} + \varepsilon_r^{д.в}) / Q_{\tau}.$$

Указанная выработка электроэнергии относится при этом к внешнему тепловому потреблению Q_{τ} , так как теплота регенерации сохраняется в цикле.

Как и на конденсационных электростанциях, на ТЭЦ применяют многоступенчатый регенеративный подогрев воды ($z = 6 \div 9$), причем теплофикационные регулируемые отборы используются, кроме внешнего потребления, также и на регенеративный подогрев конденсата и питательной воды.

Таким образом, регенеративный подогрев при использовании регулируемых отборов разделяется на следующие интервалы: от конденсатора турбины до ступени, соответствующей регулируемому отбору; между регулируемыми отборами – нижним и последующим более высокого давления; от верхнего регули-

емого отбора до верхней ступени регенеративного подогрева воды. Температуры конечного подогрева питательной воды на ТЭЦ и КЭС с одинаковыми параметрами и расходом пара совпадают или близки.

Как и для КЭС, для ТЭЦ температуру конечного подогрева воды определяют на основе соответствующих технико-экономических расчетов.

Известные значения давления пара (в верхнем и регулируемых отборах) образуют границы интервалов, внутри которых распределение подогрева между ступенями подчиняется тем же закономерностям, что и на КЭС, т.е. геометрической или арифметической прогрессиям.

При наличии промежуточного перегрева (турбины Т-250-240, Т-180-130) подогрев между «холодной» и «горячей» ступенями распределяют, пользуясь приведенными выше соотношениями, методом аналитическим или «индифферентной» точки. Далее приводится вывод, показывающий возможность такого распределения.

Распределение регенеративного подогрева воды на ТЭЦ. При определении оптимального распределения регенеративного подогрева воды на ТЭЦ необходимо выполнить условия постоянства мощности турбоустановки N и количества отпускаемой внешнему потребителю теплоты Q_T , т.е. должно быть: $N = \text{const}$ и $Q_T = \text{const}$.

При отсутствии промежуточного перегрева пара и постоянной конечной температуре подогрева питательной воды $t_{п.в} = \text{const}$ расход теплоты на турбоустановку $Q_{ты}$ пропорционален расходу пара на турбину D_0 .

Значение D_0 в данном случае удобно определить по уравнению:

$$N_i = D_0 \cdot \Delta H_k - \sum_{j=1}^z D_j \cdot \Delta H_j, \quad (5.36)$$

где D_j – отбор пара; ΔH_k – теплоперепад конденсационного потока пара; ΔH_j – тепло-перепад, недоработанный паром j -го отбора.

Значения отборов пара с давлением выше регулируемого зависят от подогрева τ_j и теплоты, отдаваемой греющим паром q_j , а с давлением регулируемого отбора и более низким – кроме того, от отбора пара D_T на внешнего потребителя (рис. 5.18, а). Если принять линейную зависимость q_j от $\sum \tau_j$ (рис. 5.18, б) – линия $k-Q_1$, то ΔH_j , можно также выразить в функции искомых величин подогрева воды в отдельных ступенях τ_j . Тогда минимизируемая величина D_0 также является функцией величин τ_j и q_j :

$$D = F(\tau, q). \quad (5.37)$$

Экстремальная функция Лагранжа:

$$\Phi = F + \lambda_1 \cdot \varphi_1 + \lambda_2 \cdot \varphi_2 + \lambda_3 \cdot \varphi_3, \quad (5.38)$$

где дополнительные функции условного экстремума (рис. 5.18, б):

$$\varphi_1 = \Delta_{1-2} - \tau_1 - \tau_2 = 0; \Delta_{1-2} = \sum_1^2 \tau = \text{const}; \varphi_2 = \Delta_{3-5} - \tau_3 - \tau_4 - \tau_5 = 0;$$

$$\Delta_{3-5} = \tau_3 + \tau_4 + \tau_5 = \text{const};$$

$$\varphi_3 = \Delta_{7-8} - \tau_7 - \tau_8 = 0; \Delta_{7-8} = \tau_7 + \tau_8 = \text{const};$$

λ_1, λ_2 , и λ_3 – неопределенные множители.

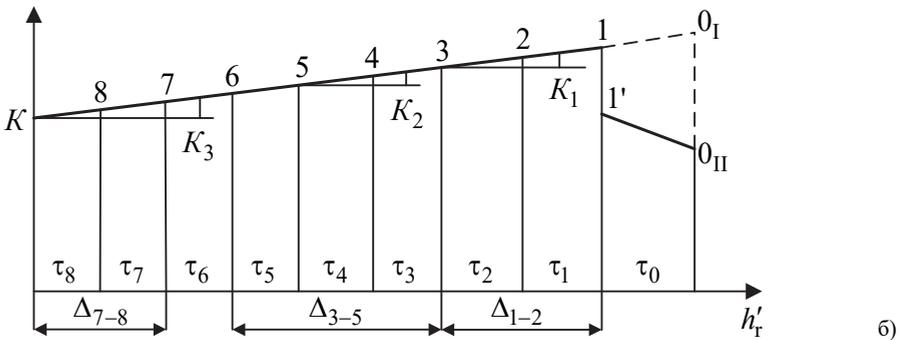
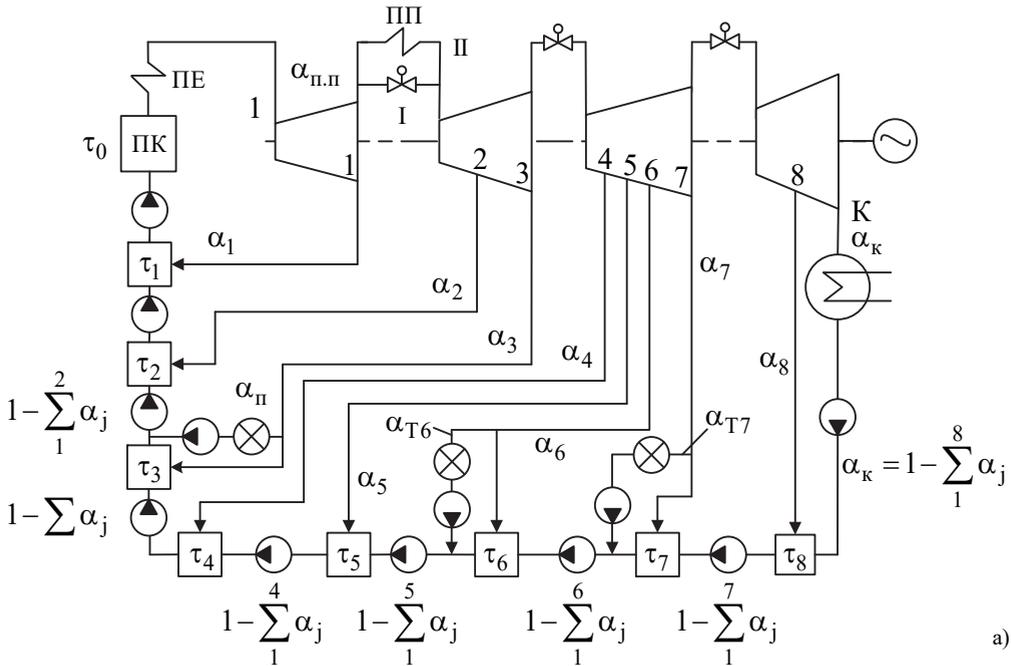


Рис. 5.18. Схема ТЭЦ с регенеративным подогревом воды (а) и зависимость q_r пара отборов теплофикационной турбины от энтальпии насыщенной воды (б):

I – многоступенчатый подогрев без промежуточного перегрева пара;

II – то же с промежуточным перегревом пара

Приравнивая нулю производные Φ по величинам $\tau_1 \dots \tau_z$ и решая совместно соответствующие уравнения, получаем такой же результат, как и для конденсационной турбоустановки, т. е. геометрическую прогрессию величин τ и q :

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{q_2}{q_3} = m_1; \quad (5.39)$$

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{q_3}{q_4} = \frac{q_4}{q_5} = \frac{q_5}{q_6} = m_2;$$

$$\frac{\tau_7}{\tau_8} = \frac{q_7}{q_8} = \frac{q_8}{q_k} = m_3, \quad (5.40)$$

где m_1 , m_2 и m_3 – показатели геометрической прогрессии для данной схемы без промежуточного перегрева.

При промежуточном перегреве пара расход теплоты на турбоустановку зависит от расхода пара на турбину D_0 и доли пропуска пара через промежуточный перегреватель $\alpha_{п.п}$ (при неизменных значениях $h_{п.в}$ и удельного расхода теплоты на промежуточный перегрев $q_{п.п}$ (линия $l'O_{II}$ на рис. 5.18, б)).

Величина $\alpha_{п.п}$ зависит в свою очередь от долей отбора пара на регенеративный подогрев воды при давлении промежуточного перегрева и выше его.

В этом случае минимизируемой величиной является расход теплоты на турбоустановку:

$$F = Q_{\text{ты}}, \quad (5.41)$$

где

$$Q_{\text{ты}} = D_0 \cdot (h_0 - h_{п.в} + \alpha_{п.п} \cdot q_{п.п}). \quad (5.42)$$

Здесь переменные величины D_0 и $\alpha_{п.п}$ функции τ и q . Принимая по-прежнему линейную зависимость q от $\sum \tau$ и приравнивая нулю производные экстремальной функции

$$\Phi = F + \lambda_1 \cdot \varphi_1 + \lambda_2 \cdot \varphi_2 + \lambda_3 \cdot \varphi_3, \quad (5.43)$$

находим оптимальные значения подогрева воды.

Если, в частности, на верхнюю ступень регенеративного подогрева воды отводится пар при давлении промежуточного перегрева (вариант схемы II на рис. 5.18, а), то

$$\tau_1 + q_1^0 \cdot \left(1 + \frac{q_{п.п}}{q_0 + \tau_0} \right) = (\tau_2 + q_2) \cdot \frac{q_2}{q_3}; \quad (5.44)$$

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{q_3}{q_4} = \frac{q_4}{q_5} = \frac{q_5}{q_6} = m_1; \quad (5.45)$$

$$\frac{\tau_7}{\tau_8} = \frac{q_7}{q_8} = \frac{q_8}{q_k} = m_2, \quad (5.46)$$

где m_1 и m_2 – показатели геометрической прогрессии для данной схемы с промежуточным, перегревом.

Таким образом, и в случае промежуточного перегрева пара соотношения между значениями регенеративного подогрева воды в отдельных ступенях теплофикационных и конденсационных турбоустановок совпадают.

5.8. Регенеративный подогрев воды в турбоустановках насыщенного водяного пара

Анализ простых тепловых схем АЭС позволяет выявить основные закономерности оптимизации их параметров. Простые тепловые схемы АЭС с ограниченной (например, двухступенчатой) регенерацией отражают основные особенности паротурбинных установок на насыщенном паре: внешняя сепарация влаги, паровой промежуточный перегрев свежим и отборным паром (рис. 5.19).

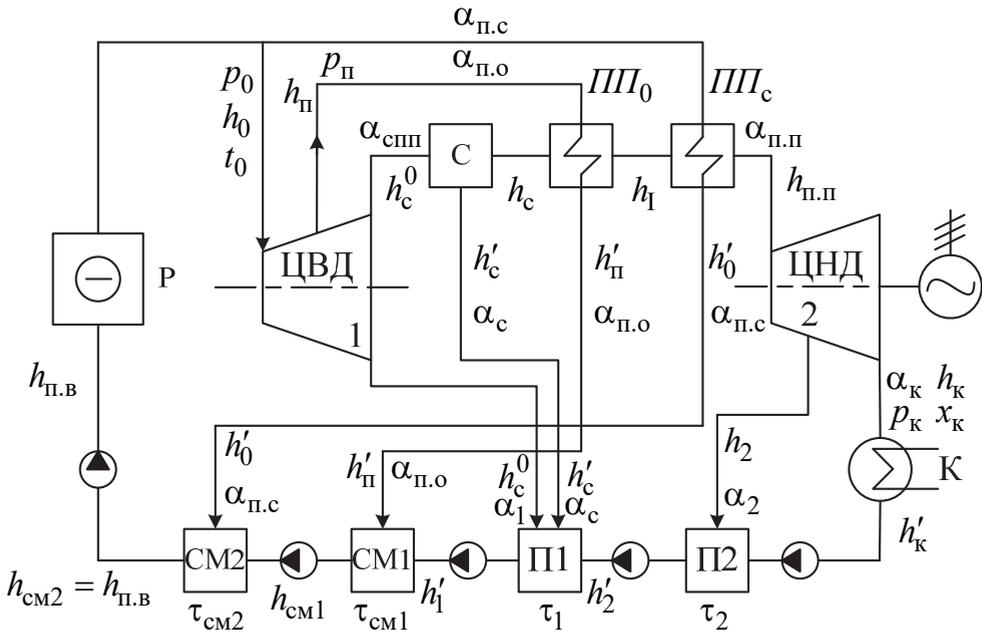


Рис. 5.19. Упрощенная схема турбоустановки насыщенного водяного пара с сепаратором влаги, паровыми промежуточными перегревателями и двухступенчатым регенеративным подогревом воды

На АЭС применяются в большей части подогреватели регенерации смешивающего типа. Сложность расчета такой схемы обусловлена вводом в систему регенерации влаги из сепаратора и конденсата греющего пара (дренажа) из паро-

вых промежуточных перегревателей. Расчет такой схемы следует производить, используя в качестве определяющей долю расхода пара через промежуточные перегреватели $\alpha_{п.п}$. Из уравнений теплового баланса подогревателей получают выражение для расходов пара на них в виде линейных функций $\alpha_{п.п}$. Подставляя эти выражения в уравнение для $\alpha_{п.п}$, определяют значение $\alpha_{п.п}$ в зависимости от параметров схемы, после чего находят доли отборов пара, отводимой из сепаратора влаги, пропуска пара в конденсатор α_k .

КПД турбоустановки (внутренний):

$$\eta_i = 1 - \alpha_k \cdot q_k / Q_0.$$

Расход теплоты на турбоустановку

$$Q_0 = h_0 - h_{п.в} = h_0 - h'_1 - \tau_{см} = q_0 + \tau_0 + \tau_{см},$$

где $\tau_{см} = h_{п.в} - h'_1$ – подогрев воды в смесителях основного конденсата с дренажами из промежуточных перегревателей. Пропуск пара через промежуточный перегреватель и в конденсатор соответственно:

$$\alpha_{п.п} = 1 - \alpha_{п.о} - \alpha_{п.с} - \alpha_1 - \alpha_c; \quad (5.47)$$

$$\alpha_k = \alpha_{п.п} - \alpha_2, \quad (5.47a)$$

где $\alpha_{п.с}$ и $\alpha_{п.о}$ – доли расходов пара на промежуточные перегреватели свежего и отборного пара; α_1 и α_2 – отборы пара на верхний и нижний регенеративные подогреватели. Подогрев воды в смесителях $\tau_{см}$ – функция расходов $\alpha_{п.о}$ и $\alpha_{п.с}$, т.е. также функция $\alpha_{п.п}$.

Основная задача оптимизации регенеративного подогрева питательной воды в таких установках заключается в определении оптимального соотношения между «холодной» ступенью, обогреваемой паром за ЦВД турбины при разделительном давлении, совпадающем с давлением парового промежуточного перегрева, и следующей «горячей» ступенью, обогреваемой паром первого отбора из ЦВД турбины.

Для схемы на рис. 5.19 получено аналитическое решение этой задачи.

Оптимизируемая функция:

$$F = Q_0 / \alpha_k.$$

Функция Лагранжа:

$$\Phi = F + \lambda \cdot \varphi,$$

где $\varphi = h'_1 - h'_к - \tau_1 - \tau_2 = 0$.

Выразим F в зависимости от τ_1 , τ_2 , q_1 и q_2 , причем q_0 , τ_0 , q_1^0 – постоянные величины.

При принятых значениях $p_0 = 6,0 - 6,5$ МПа значение q_2 мало изменяется в зависимости от p_2 и h'_2 (рис. 5.20).

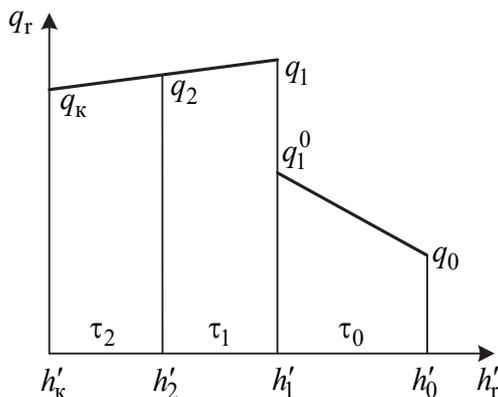


Рис. 5.20. Зависимость q_r от h_r для турбоустановки насыщенного водяного пара

Приняв линейную зависимость $q_2 = q_k + k \cdot \tau_2$, дифференцируя Φ по τ_1 и τ_2 , приравнявая производные нулю и исключая λ , получаем соотношение между τ_1 и τ_2 в виде

$$\tau_1 + q_1^0 \cdot \left(\frac{x_c}{x_c^0} + \frac{q_{п.п}^0}{q_0 + \tau_0} + \frac{q_{п.п}^п}{q_0 + \tau_0} \cdot \frac{q_0 + \tau_0 + q_1^0}{q_{п.п}} \right) = \frac{(\tau_2 + q_2) \cdot q_2}{q_k}, \quad (5.48)$$

где x_c и x_c^0 – сухость пара (до и после сепаратора влаги); $q_{п.п}^0$ и $q_{п.п}^п$ – теплота, отдаваемая свежим паром и паром отбора в промежуточных перегревателях; $q_{п.п} = h_{п.п} - h'_{п.п}$ – теплота конденсации пара отбора на промежуточный перегреватель; $h'_{п.п}$ – энтальпия конденсата пара отбора на промежуточный перегреватель при насыщении (дренажа из промперегревателя отборного пара). Соотношение между оптимизируемыми подогревами в узловых ступенях простой тепловой схемы АЭС с ограниченной регенерацией по результатам расчетов равно

$$\beta_{1,2} = \tau_1 / \tau_2 = 1,20 \div 1,30.$$

Формула (5.48) является общей для рассмотренной схемы. В частных случаях, без промежуточного перегрева отборным паром, левая часть формулы равна

$$Л = \tau_1 + q_1^0 \cdot \left(\frac{x_c}{x_c^0} + \frac{q_{п.п}^0}{q_0 + \tau_0} \right).$$

При отсутствии также и сепаратора влаги ($x_c / x_c^0 = 1$) левая часть формулы (5.39) имеет вид

$$Л = \tau_1 + q_1^0 \cdot \left(1 + \frac{q_{п.п}^0}{q_0 + \tau_0} \right),$$

то есть получаем известную формулу для ТЭС с газовым промежуточным перегревом.

5.9. Типы конструкций регенеративных подогревателей

Подогреватели низкого давления поверхностного типа. В регенеративной системе низкого давления большинства современных турбин пока преобладают поверхностные подогреватели (ПНД). Они выполняются в виде цилиндрического вертикального корпуса, в верхней части которого помещается водяная камера для отвода и подвода нагреваемой воды, отделяемая от основной части корпуса трубной доской; в ней закреплены U-образные трубки, составляющие поверхность нагрева подогревателя (трубную систему). В случае простейшей конструкции ПНД (без встроенного пароохладителя) пар подается в верхнюю часть корпуса и омывает трубную систему, двигаясь к нижней части корпуса. В паровом пространстве между трубками устроены специальные перегородки, которые направляют паровой поток и осуществляют его движение в несколько ходов. Конденсат греющего пара отводится через патрубок в днище корпуса. В нижней части корпуса из конденсата пара образуется водяной объем. В эту часть подводится конденсат греющего пара (дренаж) подогревателей более высокого давления. Над водяным объемом устроена кольцевая перфорированная трубка, через которую отводится воздух.

В качестве поверхности нагрева применяют обычно гладкие трубы 16×1 (для отдельных рядов 16×2), соединение концов труб с трубными досками осуществляется методами вальцовки или вальцовки с приваркой. В случае более сложной конструкции при наличии пароохладителя его помещают в центральной части подогревателя, а греющий пар подводят к нему в нижней или средней части корпуса. Далее приводятся конкретные конструкции ПНД и их описания.

Основной из характеристик ПНД является недогрев (разность между температурой насыщения, соответствующей давлению греющего пара, и температурой воды на выходе из подогревателя) при номинальном режиме работы он не должен превышать 3°C в ПНД без охладителей пара и 2°C – с охладителями.

В трубной системе ПНД для блоков с начальными параметрами пара $p_0 = 24 \text{ МПа}$; $t_0 = t_{\text{н.п}} = 540^\circ\text{C}$ применяют трубки из нержавеющей стали X18H10T и сплава МНЖ-5-1. Ранее на таких блоках ПНД имели трубные пучки из латунных трубок. Эксплуатация их показала, что в этом случае питательный тракт быстро загрязняется оксидами меди и железа, это приводит к снижению мощности блока, надежности и экономичности его работы. Для блоков 300 МВт была выпущена серия ПНД-400-26-7, где первая цифра означает площадь поверхности нагрева, м^2 , вторая – максимальное давление нагреваемой среды, кгс/см^2 , а последняя цифра – давление греющей среды, кгс/см^2 . В процессе эксплуатации выявились некоторые недостатки таких подогревателей, недостаточная их надежность и тепловая эффективность, это привело к созданию подогревателя ПН-550 с повышенной поверхностью теплообмена 550 м^2 и некоторыми изменениями в конструкции (сокращение длин свободных пролетов труб, замена плоских фланцев воротниковыми и др.).

Для блоков 800 МВт применяют ПНД типа ПН-1500. В подогревателях, предназначенных в качестве первых ступеней подогрева по ходу конденсата, основные узлы унифицированы. Трубные доски приваривают к корпусу подогревателей, что повышает плотность парового пространства. Крышка на водяной камере разъемная; фланцевый разъем расположен выше водяных патрубков, что облегчает и сокращает сроки ремонта подогревателей. В разьеме на камере применено мембранное уплотнение.

Анкерные связи для подкрепления трубной доски полностью размещены внутри водяной камеры, имеющей специальное устройство для их установки. Для уменьшения полных длин труб и сокращения прямых участков в U-образных гйбах трубные пучки в подогревателях выполнены из двух симметричных частей. Промежуточные перегородки трубного пучка имеют по периферии бортики для сбора стекающего по поверхности трубок конденсата пара. Конденсат с этих перегородок отводится в нижнюю часть корпуса через трубы каркаса пучка, в которых в местах прохода через промежуточные перегородки имеются специальные окна для стока конденсата с перегородок.

Паровоздушная смесь отсасывается через кольцевую перфорированную трубу. Для предотвращения поступления к ней пара там же, в нижней части корпуса, несколько выше уровня конденсата, расположен кольцевой гидрозатвор, заполняющийся конденсатом, стекающим по швеллерам и другим элементам трубного пучка. Подогреватели этого типа имеют два варианта подвода греющего пара: через один и через два патрубка. Против паровых патрубков установлены отбойные щиты, связанные с каркасом трубного пучка. Для турбин 1200 и 1000 МВт (К-1000-60/3000, К-1000-60/1500) созданы еще более крупные ПНД с поверхностями нагрева площадью соответственно 2300 и 3000 м².

Поверхностные подогреватели низкого давления являются сложными конструктивно, трудоемкими в изготовлении и дорогостоящими из-за большого расхода металла (латуни, мельхиора или нержавеющей стали), особенно ПНД для АЭС. По мере накопления опыта эксплуатации ПНД на АЭС и с учетом опыта наладки и работы ПНД на КЭС и ТЭЦ сформировались технические решения при конструировании нового типа ПНД для турбин К-750 и К-1000 для АЭС. Это в основном подогреватели типов ПН-1200 и ПН-1900 для турбины К-750-65/3000 и ПН-3200 – для турбин К-1000-60/3000 и К-1000-60/1500.

Трубные системы таких подогревателей выполняются в виде пучков из прямых труб одинаковой длины с оптимальным числом промежуточных перегородок, исключая возможность возникновения вибрации труб. Конструкция их обеспечивает оптимальные скорости и направления взаимного движения потоков пара и воды, эффективный отвод неконденсирующихся газов, быстрый отвод конденсата с направляющих перегородок. По мере возможности отдельные элементы и сборочные единицы унифицированы, что ускоряет и упрощает изготовление и монтаж подогревателей.

Подогреватели низкого давления смешивающего типа. Система регенерации низкого давления характеризуется рядом особенностей. Первые два подогревателя по ходу конденсата работают при давлении пара ниже атмосферного. Опыт эксплуатации показал, что недогревы в этих подогревателях превышают нормы и держатся на уровне 8–10°C и выше. Причиной является присутствие в паре воздуха, поступающего через неплотности всей вакуумной зоны отборов турбины к П1 и П2. Повышенные недогревы в вакуумных ПНД получаются из-за увеличения парового сопротивления трубных пучков подогревателей для блоков большой единичной мощности. Недостатком системы регенеративных ПНД является незащищенность теплообменников от коррозии при повышении концентрации O₂ и CO₂ в питательной воде и конденсате греющего пара. Система регенерации низкого давления с поверхностными подогревателями является источником загрязнения питательного тракта оксидами железа и меди, особенно в подогревателях с трубами из латуни. Основными причинами поступления меди в водопаровой тракт являются коррозия и эрозия труб ПНД с водяной стороны. Средний срок службы трубных систем ПНД из латуни составляет 6–8 лет.

Недостатками поверхностных ПНД являются трудоемкость и высокая стоимость ремонтных работ. Очень неудобно наличие в питательном тракте двух групп насосов (КН1 и КН2), включенных последовательно без разрыва потока через переменное гидравлическое сопротивление БОУ и имеющих разные характеристики, что вызывает сложности в эксплуатации при переменных режимах.

Кроме того, с ростом единичных мощностей турбин усложняется конструкция поверхностных подогревателей, возрастают требования к их экономичности и надежности, растут относительные затраты материалов, стоимость и трудоемкость изготовления ПНД.

Для устранения ряда перечисленных недостатков регенеративной системы низкого давления была предложена комбинированная система регенерации, в которой вакуумные подогреватели заменяются смешивающими, теплообменники с избыточным давлением пара остаются поверхностными. В такой системе отмечено полное удаление углекислоты методом термической десорбции в смешивающих подогревателях. Там же происходит удаление кислорода. Преимущества смешивающих подогревателей, кроме того, в их низкой стоимости, меньшей металлоемкости, меньшей сложности в изготовлении. В такой схеме сокращаются загрязнения питательного тракта оксидами Fe и Cu. Положительными факторами являются также значительное упрощение схемы, устранение потери теплоты, связанной с отводом в конденсатор дренажа из П1. Смешивающие подогреватели работают без недогрева, таким образом уменьшая тепловую нагрузку следующих за ними поверхностных ПНД.

Вопрос о применении смешивающих подогревателей в системах регенерации может решаться в двух аспектах: реконструкция систем регенерации находящихся в эксплуатации турбоустановок, например К-200-130, К-300-240 и др., и создание комбинированных схем регенерации низкого давления для вновь проек-

тируемых электростанций. Выбор рационального для каждого объекта варианта комбинированной схемы включения ПНД определяется совокупностью многих факторов, из которых главнейшими являются экономичность и надежность работы схемы, число групп конденсатных насосов и условия компоновки.

Число групп насосов можно сократить, если применить гравитационную схему включения двух смешивающих подогревателей, например приведенную на рис. 5.21, где конденсат из подогревателя более низкого давления, расположенного на более высоком уровне, сливается в следующий ПНД самотеком.

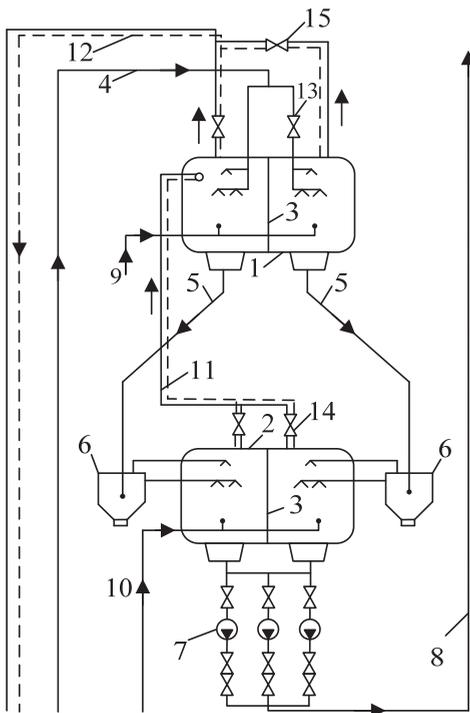


Рис. 5.21. Гравитационная схема включения двух смешивающих подогревателей:

- 1 и 2 – подогреватели; 3 – вертикальная перегородка; 4 – линия подвода конденсата;
- 5 – водоперепускные линии; 6 – выносные гидрозатворы; 7 – конденсатный насос;
- 8 – линия отвода конденсата; 9 и 10 – подводы греющего пара;
- 11 и 12 – отвод выпара; 13 – 15 – задвижки

В настоящее время разработано и внедрено несколько типов смешивающих подогревателей, как горизонтальных, включаемых по гравитационной схеме, так и вертикальных.

Конструкция должна прежде всего удовлетворять требованию равномерного распределения в подогревателе взаимодействующих фаз. Для этого должны быть осуществлены либо дробление воды в паровом пространстве, либо ввод пара под слой воды. Равномерное распределение воды производится с помощью перфорированных тарелок (лотков), различных разбрызгивающих сопел, насадок и др.

Дробление воды может производиться как с использованием избыточного давления, так и при свободном ее сливе внутри корпуса; может быть использована также энергия парового потока.

На рисунке 5.22 приведена конструкция смешивающих подогревателей П1 и П2 для включения по гравитационной схеме блока 300 МВт.

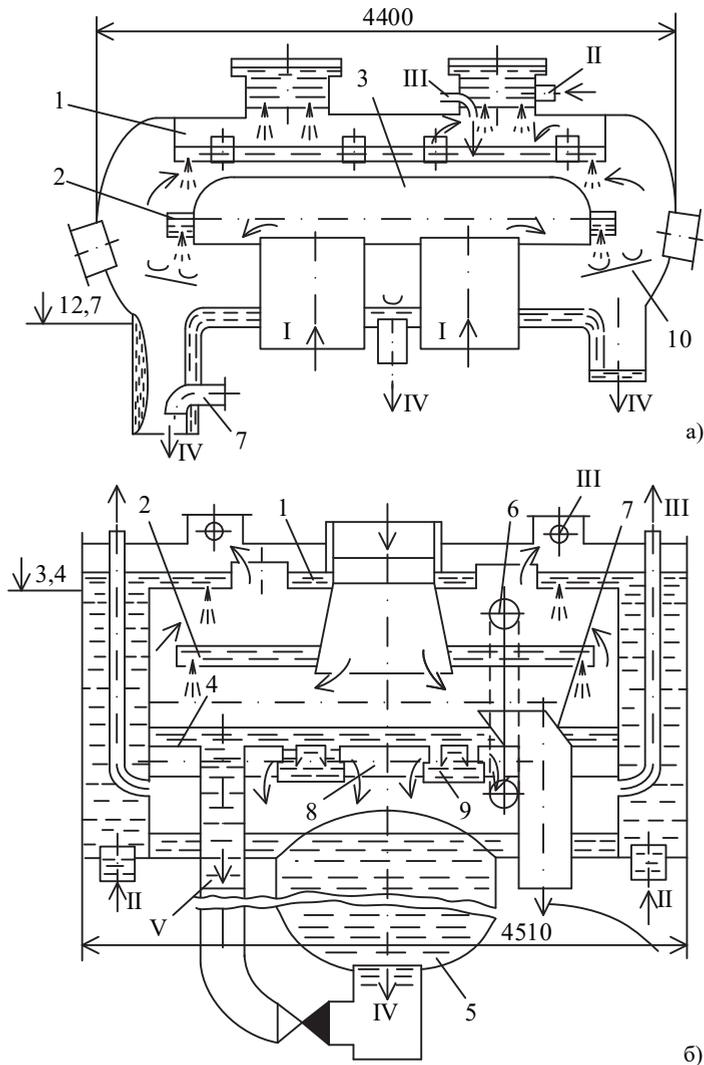


Рис. 5.22. Смешивающие подогреватели низкого давления для систем регенерации турбин 300 МВт:

- a* – П1; *б* – П2; 1, 2 – водораспределительные лотки соответственно верхнего и нижнего ярусов; 3 – паровпускной короб; 4 – перегородка; 5 – конденсатосборник; 6 – уравнивающая паровая труба; 7 – входной патрубок аварийного перелива; 8 – уравнивающая труба гидрозатворов; 9 – обратный затвор; 10 – отбойный щиток; I – вход пара; II – вход воды; III – отвод пара; IV – выход нагретой воды; V – отвод воды к дополнительному обратному затвору

Подогреватели выполнены в форме горизонтальных цилиндров, внутри корпусов установлены в два яруса горизонтальные перфорированные лотки. Греющий пар из последнего регенеративного отбора подводится к нижней части П1 через два патрубка I и движется снизу навстречу воде, поднимаясь к двухсекционному встроенному смешивающему охладителю выпара. Нижний лоток П1 представляет собой одно целое с направляющим коробом, обеспечивающим равномерный подвод пара к струям нижнего яруса. Над сливными трубами из П1 установлены влагоотбойные щитки, предохраняющие паровые патрубки от прямого попадания капельной влаги в случаях сброса нагрузки. В сливных штуцерах П1 установлены входные патрубки аварийного перелива.

Греющий пар из предпоследнего регенеративного отбора подводится к верхней части П2 трубой I и проходит по расширяющемуся конусу под нижний лоток, затем, двигаясь снизу вверх, конденсируется на струях нижнего и верхнего ярусов; выпар отводится через два штуцера III в П1. Конденсат из П1 подводится к верхнему лотку П2 через два встроенных гидрозатвора, соединенных между собой двумя уравнивательными трубами. К этим трубам сверху крепится горизонтальная перегородка, в которую встроено 12 обратных затворов на трубопроводах для отвода конденсата из струйных отсеков в конденсатосборник. Предусмотрен аварийный перелив из П2 в конденсатор через патрубок.

Пространство над уровнем воды в конденсатосборнике используется в качестве дополнительного деаэрационного отсека, поэтому здесь организован отсос паровоздушной смеси из него в П1.

На рисунке 5.23 приведена одна из последних конструкций смешивающего П1 и схема поперечного сечения его струйного отсека. Как показано на схеме (рис. 5.23, б), средний и нижний лотки имеют центральный канал и установлены так, что по их внешнему периметру имеется пространство для одновременного подвода пара ко всем струйным пучкам, кроме верхнего, предназначенного для конденсации пара, поступающего по центральному каналу. Верхний лоток является одновременно приемной водяной камерой. Средний лоток полностью перекрывает корпус в горизонтальной плоскости, образуя зону отсоса паровоздушной смеси и зону подвода греющего пара. Нижний лоток делит струйный пучок после среднего лотка на две части, устраняя возможность слияния струйных пучков под воздействием парового потока. Эта конструкция осуществляет принцип противотока пара и воды и обеспечивает длительное время пребывания конденсата в паровом пространстве.

Существует ряд конструкций вертикальных смешивающих подогревателей, например конструкция вертикального смешивающего подогревателя с напорным водораспределением (рис. 5.24). Ее особенностью является то, что в нижней части корпуса устанавливается горизонтальная перегородка с обратным затвором. Расстояние от нее до патрубка подвода пара таково, что полностью исключает опасность заброса капельной влаги в отбор турбины при сбросе нагрузки. Пар отбора турбины из верхней части корпуса движется вниз и конденсируется

ся на падающих пленках воды. Здесь массовая конденсация греющего пара и теплообмен осуществляются по принципу прямотока. Далее неконденсированный пар и воздух движутся вверх навстречу струям, поступают в воздухоохладитель; здесь теплообмен происходит по принципу противотока. Паровоздушная смесь проходит по периферии водяного коллектора и отводится через трубку. Конденсат собирается на горизонтальном лотке, через отверстия в нем стекает на горизонтальную перегородку, а затем через обратные клапаны поступает в водяное пространство.

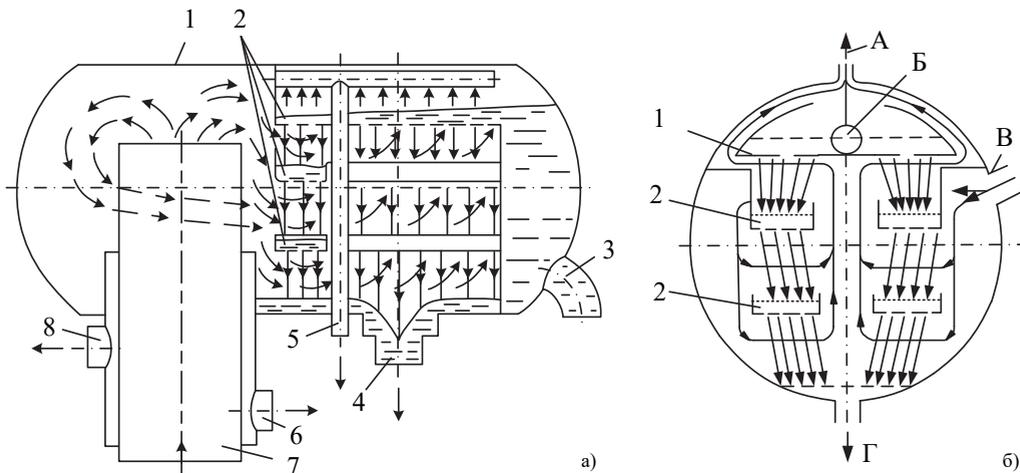


Рис. 5.23. Горизонтальный смешивающий подогреватель:

- а – схема конструкции смешивающего П1 энергоблока 300 МВт при гравитационной схеме включения; 1 – корпус; 2 – блок перфорированных тарелок (лотков); 3 – подвод конденсата; 4 – отвод конденсата; 5 – отвод паровоздушной смеси в конденсатор; 6 – аварийный отвод конденсата во всасывающий коллектор КН2; 7 – подвод греющего пара из отбора; 8 – аварийный сброс конденсата в конденсатор;
- б – схема струйной ступени нагрева конденсата в смешивающем П1 турбины 300 МВт; А – отвод паровоздушной смеси; Б – подвод конденсата (показан условно); В – подвод греющего пара (показан условно); Г – отвод конденсата

Другая конструкция вертикального смешивающего ПНД предназначена для блока 500 МВт. Схема конструкции представлена на рис. 5.25. Подогреватель струйный с двумя каскадами струй. Здесь, кроме перегородки с обратными затворами, в корпусе предусмотрен обратный затвор в паровом патрубке.

Подогреватели высокого давления. Регенеративные подогреватели высокого давления предназначены для подогрева питательной воды, находящейся под полным давлением питательного насоса. Греющей средой в них является пар из отборов турбины в ЧВД и ЧСД. ПВД выполняются только как теплообменники поверхностного типа. Конструкция их коренным образом отличается от ПНД и

усложнена наличием нескольких зон поверхности теплообмена, различающихся по принципу использования теплоты греющей среды. Наиболее характерным является наличие трех зон поверхности теплообмена, расположенных в одном корпусе ПВД, принципиальная схема движения сред в которых представлена на рис. 5.26: зона охлаждения пара (ОП), в которой происходит конвективный теплообмен при охлаждении перегретого пара с температурой стенки выше температуры насыщения; зона конденсации пара (КП), где греющий пар полностью конденсируется; зона охлаждения конденсата (ОК), где происходит конвективный теплообмен при охлаждении конденсата греющего пара.

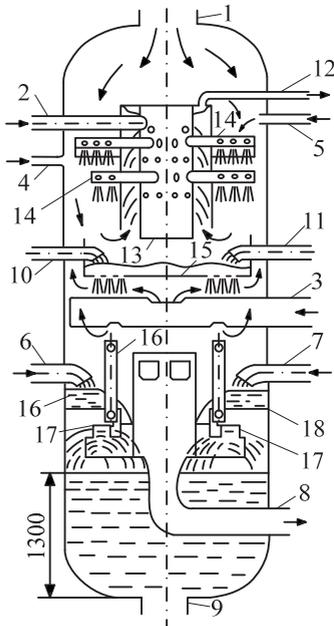


Рис. 5.24. Конструкция вертикального смешивающего П2:

- 1 – пар из отбора турбины;
- 2 – конденсат; 3 – пар из уплотнений турбины;
- 4 – выпар из деаэратора; 5 – выпар из ПЗ и сетевых подогревателей; 6 – дренаж из сетевых подогревателей; 7 – дренаж из ПЗ;
- 8 – аварийный перелив в конденсатор;
- 9 – слив конденсата; 10 – слив из уплотнений ПЭН и ПТН; 11 – слив дренажей из обратного затвора и импульсного соленоидного клапана;
- 12 – отвод паровоздушной смеси; 13 – водяной коллектор; 14 – водораспределительные трубы;
- 15 – перфорированный лоток;
- 16 – горизонтальная перегородка;
- 17 – обратный затвор; 18 – уравнильные трубы

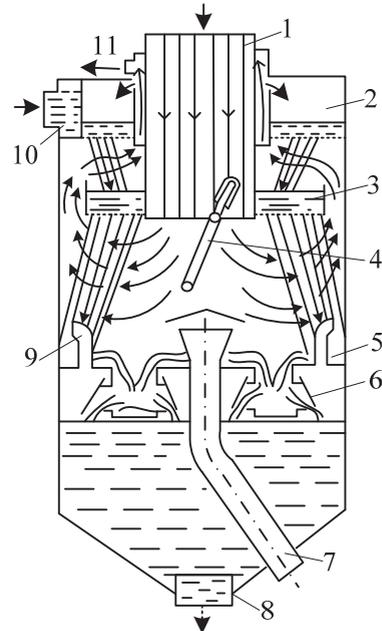


Рис. 5.25. Схема конструкции вертикального смешивающего П3 для маневренного энергоблока 500 МВт:

- 1 – подвод греющего пара;
- 2 – водяная камера; 3 – кольцевая перфорированная тарелка; 4 – обратный поворотный затвор; 5 – перегородка;
- 6 – обратный затвор; 7 – аварийный сброс конденсата в конденсатор;
- 8 – отвод конденсата; 9 – уравнильные трубы; 10 – подвод конденсата;
- 11 – отвод паровоздушной смеси

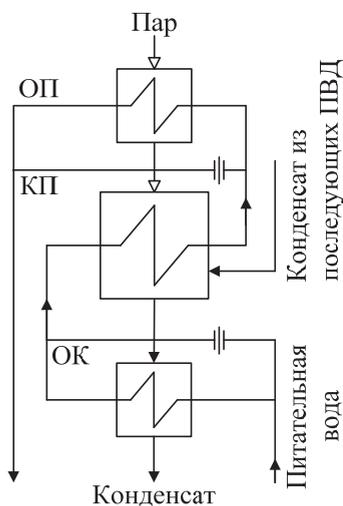


Рис. 5.26. Схема включения ОП, КП и ОК и движения греющей и нагреваемой среды:
 ОП – охладитель пара; КП – конденсатор пара;
 ОК – охладитель конденсата

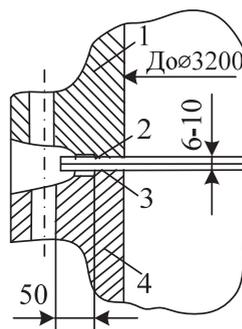


Рис. 5.27. Мембранное соединение фланцевого разреза ПВД

ПВД представляет собой вертикальный теплообменник, основными узлами которого являются корпус и трубная система. Корпус сварной конструкции состоит из верхней съемной части (цилиндрическая обечайка, штампованное днище, и фланец) и нижней несъемной части (днище, фланец, опора). Фланцевое соединение корпуса имеет мембранное уплотнение (рис. 5.27). Гидравлическая плотность соединения обеспечивается предварительной приваркой к фланцам корпуса 1 и днища 4 соответствующих мембран 2 и 3, которые после сборки фланцев свариваются между собой по наружному краю; мембраны выдерживают три – шесть разборок, после которых должны быть приварены новые мембраны с термообработкой фланцев.

На съемной части корпуса для обеспечения подъема предусматриваются либо специальные рым-болты, либо такелажные штуцера, расположенные в верхней части обечайки корпуса. Приваренную к нижней части корпуса опору присоединяют также к кольцу с отверстиями для крепления болтами к фундаменту.

В трубных системах современных ПВД обязательно наличие коллекторных распределительных труб. Поверхности теплообмена выполняют в виде круглых спиральных бифилярных (двухтрубных) змеевиков, при этом навивка спиральных труб может быть выполнена в двух или одной плоскостях (рис. 5.28).

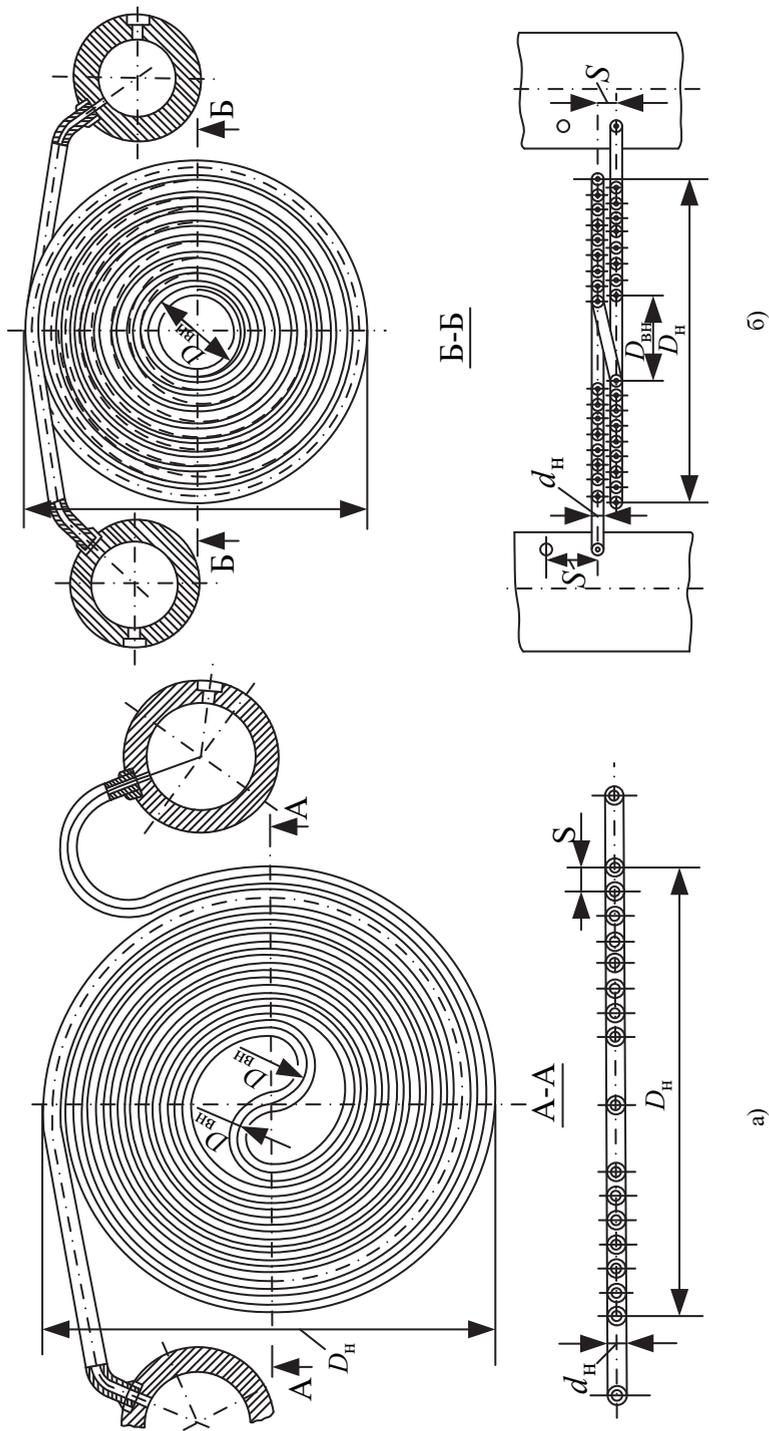


Рис. 5.28. Формы навивки спиральных труб:
 а — одноплоскостные; б — двух плоскостные

Применение одноплоскостных змеевиков улучшает заполнение объема корпуса и способствует получению скоростей воды, близких к экономически оптимальным и ниже опасных в отношении эрозии и коррозии. Кроме того, одноплоскостные змеевики удобнее присоединять к коллекторным трубам (вертикальный шаг отверстий на них уменьшается вдвое). Для удобства замены отдельных змеевиков их концы приваривают к коллекторным трубам в шахматном порядке.

Обычно трубная система ПВД имеет четыре или шесть коллекторных труб для распределения и сбора питательной воды. В нижней части подогревателя к этим трубам присоединяют патрубки для подвода и отвода питательной воды (рис. 5.29).

Между спиральными трубными элементами в зоне КП подогревателя через 8–12 рядов плоскостей змеевиков установлены горизонтальные перегородки, предназначенные для организации движения пара и отвода образующегося на поверхности теплообмена конденсата пара. Спиральные элементы поверхности зон ОП и ОК располагают в специальных кожухах, в которых с помощью системы промежуточных перегородок в межтрубном пространстве создается организованное движение потоков пара или конденсата.

Поток питательной воды разветвляется по распределительным коллекторам, в которых установлены диафрагмы, обеспечивающие прохождение через ОП и ОК определенной части потока. После нагрева такой части потока в зоне ОК происходит смешивание его с основным потоком питательной воды. Через зону КП питательная вода проходит полностью и поступает в собирающие коллекторы, после чего поток с помощью диафрагмы снова разделяется: большая его часть направляется сразу в выходной патрубок, а меньшая нагревается в спиральных трубах зоны ОП, после чего эти потоки смешиваются перед выходом из ПВД.

Перегретый пар из отбора турбины подводится в корпус подогревателя снизу через паровой штуцер и через стояк в центральной части корпуса попадает в зону ОП, где в несколько ходов омывает трубный пучок, отдает теплоту перегрева и уже при температуре, близкой к температуре насыщения, поступает в зону КП. Конденсат пара отводится за пределы трубной системы и вдоль стенок корпуса стекает в нижнюю часть корпуса, в зону ОК. Схема движения пара и конденсата в ПВД, а также схема движения питательной воды приведены на рис. 5.29.

Неконденсирующиеся газы отводятся в подогреватель с более низким давлением пара по специальной трубе, установленной в нижней части зоны КП. ПВД снабжен автоматическим устройством регулирования уровня конденсата в корпусе и автоматическим защитным устройством для защиты турбины от попадания воды через паропровод отбора в случаях повышения уровня конденсата из-за разрыва труб, появления свищей в местах сварки элементов трубной системы, резкого уменьшения отвода конденсата и т.д.

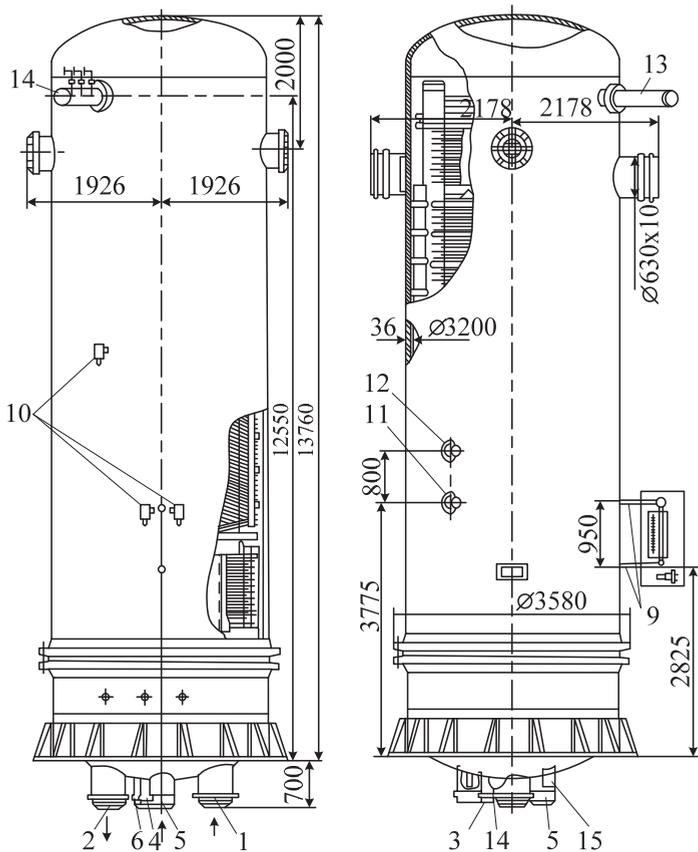
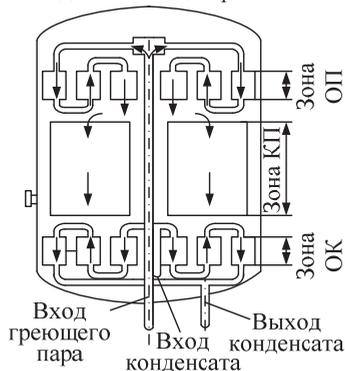


Схема движения пара и конденсата в подогревателе



- Рис. 5.29. Конструкция подогревателя высокого давления типа ПВ-2500-380:**
- 1 – вход питательной воды; 2 – выход питательной воды; 3 – вход греющего пара;
 - 4 – выход конденсата греющего пара; 5 – вход питательной воды в дополнительный ОП;
 - 6 – выход питательной воды из дополнительного ОП; 7 – отвод неконденсирующихся газов;
 - 8 – отвод конденсата из корпуса; 9 – к водоуказательному прибору; 10 – к дифманометру;
 - 11 – вход конденсата из ПВД высшей ступени; 12 – вход воздуха из ПВД высшей ступени;
 - 13 – к предохранительным клапанам; 14 – отвод сконденсированного пара из паровой рубашки;
 - 15 – отвод воздуха из трубной системы; 16 – выхлоп предохранительного клапана

На рисунке 5.29 приведен общий вид ПВД с общей площадью нагрева 2500 м^2 на максимальное давление питательной воды $38,0 \text{ МПа}$, предназначенного для турбоустановки К-1200-240. Там же даны схемы движения питательной воды, пара и конденсата в подогревателе, а также отдельно в охладителе пара и охладителе конденсата.

Диаметр и толщина труб змеевиков $32 \times 5 \text{ мм}$, змеевики одноплоскостные при числе витков в одной плоскости 10 шт. (при этом развернутая длина труб одной спирали $19\,773 \text{ мм}$; суммарная площадь поверхности спирали $1,99 \text{ м}^2$).

Количество змеевиков (спиральных элементов) в ПВД зависит от его места в системе регенерации высокого давления. Например, для последнего по ходу питательной воды ПВД это всего 1332 шт., причем в отдельных зонах они распределяются таким образом: ОК – 78, КП – 1158 и ОП – 96 змеевиков. ПВД рассчитан на максимальный расход воды 1830 т/ч и максимальную температуру пара 355°C . Расчетное гидравлическое сопротивление ПВД составляет $0,25 \text{ МПа}$.

Технические характеристики и подробные сведения о подогревателях высокого давления содержатся в каталоге теплообменного оборудования паротурбинных установок, где приведены также конструктивные схемы современных ПВД.

Контрольные вопросы и задания

1. С какой целью в схемах ТЭС применяется регенеративный отбор пара?
2. Как технологически реализуется регенеративный подогрев основного конденсата и питательной воды паротурбинных ТЭС?
3. В каких элементах тепловой схемы реализуется регенеративный подогрев основного конденсата и питательной воды паротурбинных ТЭС?
4. Нарисуйте качественную зависимость относительного повышения КПД турбоустановки от подогрева питательной воды и числа отборов турбины для ТЭС с промежуточным перегревом и без него.
5. Что подразумевается под коэффициентом недовыработки мощности паром регенеративного отбора турбины?
6. Изобразите качественно процесс расширения пара в турбине с конденсацией и регенеративными отборами.
7. Какие виды подогревателей высокого и низкого давления Вы знаете? В чем заключаются их конструктивные особенности?
8. Какие схемы включения подогревателей низкого давления Вы знаете? В чем их преимущества и недостатки?
9. Изобразите бездеаэрационную принципиальную схему ТЭС. В чем ее особенности, преимущества и недостатки?
10. Какие методы распределения регенеративного подогрева воды на ТЭС Вы знаете? В чем заключается их смысл и особенности?

Глава 6. БАЛАНСЫ ПАРА И ВОДЫ, СПОСОБЫ ВОСПОЛНЕНИЯ ИХ ПОТЕРЬ

6.1. Балансы пара и воды на КЭС. Добавочная вода и требования к ней

Балансы пара и воды на конденсационных электростанциях определяются следующими уравнениями.

Паровой баланс турбины с регенеративными отборами

$$D_0 = \sum D_r + \sum D_y + D_{ут} + \sum D_i + D_k, \quad (6.1)$$

где D_0 – расход свежего пара на турбину; D_r – регенеративные отборы пара; D_y – протечки пара через уплотнения; D_i – разные отборы пара (на привод питательных насосов и воздуходувок, подогрев мазута и воздуха для котлов и т. п.); D_k – пропуск пара в конденсатор; $D_{ут}$ – утечки пара в турбоустановке.

Расход свежего пара на турбоустановку D_0 принимается в качестве основной расчетной величины при расчете тепловой схемы, производительности котла, энергетических показателей и др.

Баланс питательной воды

$$D_{п.в} = D_0 + D_{пр}, \quad (6.2)$$

где $D_{пр}$ – расход продувочной воды котла (для прямоточного котла $D_{пр}=0$, тогда $D_{п.в} = D_0$).

С другой стороны, поток питательной воды $D_{п.в}$ состоит из конденсата турбины D_k , конденсата пара регенеративных отборов $\sum D_r$, конденсата пара из расширителя продувки котла $D'_п$ и конденсата пара из уплотнений $\sum D_y$. Кроме того, поток питательной воды необходимо дополнить таким количеством добавочной воды, которое восполняет потери пара и воды в тепловой схеме: $D_{д.в} = D_{ут} + D_{ут}^{пр}$, где $D_{ут}^{пр}$ – прочие утечки пара и конденсата сверх утечек в турбоустановке.

Количество добавочной воды определяется в случае конденсационной турбоустановки утечками пара и конденсата (и потерями продувочной воды при барабанном котле). Все эти потери относятся к внутренним потерям в схеме (рис. 6.1).

Потери от утечек обуславливаются неплотностью фланцевых соединений трубопроводов, предохранительных клапанов турбин и котлов и другого оборудования на ТЭС, потерями дренажа трубопроводов, арматуры и оборудования, а также безвозвратными потерями пара на технические нужды: на разогрев мазута, на мазутные форсунки, на паровую обдувку котлов и т. д. Потери от утечек фактически распределены по всему пароводяному тракту, но большая их часть сосредоточена в местах с наиболее высокими параметрами, поэтому при расчете иногда учитывают потери от утечек в линии свежего пара, что дает некоторый запас в показателях тепловой экономичности ТЭС.

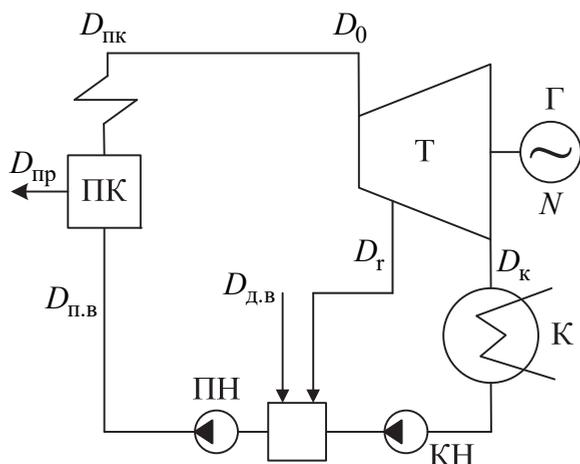


Рис. 6.1. Простейшая схема паросиловой конденсационной электростанции с потерями пара и воды

Потери от утечек уменьшают, заменяя фланцевые соединения трубопроводов, арматуры и оборудования сварными соединениями, повышая плотность арматуры, собирая и используя дренаж.

На паросиловых конденсационных электростанциях общая сумма потерь не превышает 1,5%, эти потери восполняются добавочной водой. Требования к качеству этой воды так же высоки, как к воде, служащей для заполнения контура паротурбинной установки.

6.2. Методы водоподготовки воды на тепловых станциях

Водоподготовительная установка (ВПУ) на ТЭС призвана восполнять потери водного теплоносителя в основном контуре. Существует большое количество возможных вариантов схем водоподготовки для получения обессоленной воды на ТЭС. Наибольшее распространение в нашей стране получила технология химического обессоливания на базе прямоточных ионитных фильтров. Эта технология применяется уже несколько десятилетий и показала себя вполне надежной для вод малой и средней минерализации. Для вод с высокой минерализацией или при повышенном содержании органических соединений используют термическое обессоливание.

В природной воде постоянно отмечается рост загрязненности техногенными органическими соединениями: удобрениями, ядохимикатами, нефтепродуктами и т.д. Традиционные химические технологии водоподготовки удаляют эти загрязнения недостаточно эффективно, что приводит к образованию в конденсатопитательном тракте потенциально кислых веществ, и, как следствие, к многочисленным фактам нарушения водно-химического режима (ВХР).

Ужесточение экологических требований к сточным водам водоподготовительных установок, с одной стороны, ухудшение качества обрабатываемой воды, с другой, удорожание реагентов, ионитов, а также высокие эксплуатационные затраты привели к необходимости совершенствования традиционных технологий и созданию новых схем обессоливания.

Для России, особенно для северных и центральных её регионов, ионирование и обессоливание с помощью мембранных фильтров являются основными технологиями в очистке вод небольшой минерализации с высоким показателем органических примесей.

Предварительная водоподготовка

Как показывает опыт, предочистка воды играет определяющую роль в очистке воды в целом. Чем эффективнее будет предварительная очистка, тем меньше ресурсов, как экономических, так и технических, потребуется на следующих этапах химводоочистки (ХВО). Для каждого конкретного производства разрабатывается своя система предварительной очистки. К наиболее популярным на ТЭЦ системам относятся: флотация, применение дисковых, кассетных и сетчатых фильтров, коагуляция в осветлителях.

Системы водоподготовки с предварительной очисткой воды на установках напорной флотации

В камере флотации посредством выделения из воды пузырьков воздуха происходит сепарация жидкости и твёрдой фазы (продукты коагуляции). Для достижения эффекта флотации в воду добавляют коагулянты и флокулянты. Ввод коагулянта осуществляется посредством его добавки в подающий трубопровод. При температуре воды менее 19,9°C для осуществления процесса коагуляции более рациональным решением будет установка дополнительной камеры. Флокулянт вводится перед началом процесса флотации. Микропузырьки создаются при помощи сатуратора, который осуществляет циркуляцию воды.

Зарубежные производители водоочистного оборудования иногда устанавливают в нижней секции камеры флотации флотофильтр, резервуар, загруженный слоями фильтрующего элемента. Флотаторы сыскали наибольшую популярность на энергетических предприятиях северо-запада нашей страны.

К преимуществам систем флотации можно отнести их небольшие размеры. Флотаторы эффективнее осветлителей справляются с лёгким и рыхлым шламом. В флотошламе обычно низкое содержание влаги, поэтому он хорошо поддаётся дальнейшей дегидратации. Использование флотофильтров позволяет снизить мутность воды с 1 NTU до 0,2 NTU и массовую концентрацию взвешенных веществ с 5 мг/дм³ до 0,2 мг/дм³. Системы флотации рекомендуется использовать при высокой цветности и малой мутности воды.

Если продолжить сравнение флотаторов с осветлителями зарубежного производства, то они сложнее в устройстве и имеют более высокую цену. Здесь речь

пойдет уже о недостатках флотационных систем. К ним также можно отнести повышенное энергопотребление при низкой нагрузке. Кроме того, во время проектирования не стоит забывать о малых габаритах флотаторов, что затрудняют установку высотного водоподготовительного оборудования.

Системы фильтрации с использованием сетчатых, дисковых и кассетных фильтров

В настоящее время на электростанциях всё большее применение находят фильтры, сетчатые и дисковые. Их устанавливают как первую ступень очистки перед ультрафильтрацией, часто пытаются сделать полноценной ступенью водочистки. У блочно-модульных фильтров огромное количество преимуществ, в число которых входят и малые габариты, и малое потребление воды на регенерацию, простота конструкции.

Не так давно на рынке появились новые кассетные фильтры. Для своих небольших габаритов оборудование выдает хорошую производительность, а процесс промывки фильтров полностью автоматизирован. На собственные нужды фильтр потребляет всего 1% общего расхода воды.

Однако, такой низкий процент потребления достигается лишь при фильтрации чистой воды. Худшие результаты получились при испытаниях воды из реки Москва: фильтры очень быстро забивались, а очистка занимала больше времени, чем сам фильтроцикл. Несмотря на это, несколько компаний, специализирующихся на производстве водоочистных установок, увидели в кассетных фильтрах неплохую замену ультрафильтрации и активно продвигают их.

Дисковые фильтры с максимальным диаметром задерживаемых частиц 200 мкм в настоящее время являются неписанным «стандартом» для защиты установок ультрафильтрации на системах водоподготовки энергетических объектов. Они обеспечивают качественную очистку воды от грубодисперсных загрязнений с широким спектром диаметров частиц и стабильную работу при малом потреблении воды на собственные нужды. При ухудшении качества исходной воды, например в паводок, удельный расход воды на их собственные нужды увеличивается до 5%.

Системы водоподготовки с предварительной очисткой воды путём её коагуляции в осветлителе с микропеском (ОМП)

Исходная вода, нагретая до температуры в диапазоне 20 до 25°C, поступает в осветлитель с взвешенным в вихревом слое микропеском ОМП и не требует точного регулирования температуры исходной воды. Технологическая эффективность осветлителя высока, затраты коагулянта для ОМП меньше, чем для типового осветлителя с взвешенным слоем шлама. Затраты микропеска обычно не превышают 3 г/м³ обработанной воды. При производительности установки 500 м³/ч или 4 млн м³/год годовое потребление микропеска составляет всего 12 т.

Недостатками ОМП являются его потребность в микропеске и необходимость использования шламовых насосов специального противозерозионного исполнения. Ориентировочный срок службы футерованных насосов с большим зазором между рабочим колесом и корпусом насоса составляет 5 лет. Это же касается и гидроциклона, сделанного из полиуретана. ОМП нашли применение на зарубежных системах водоподготовки. Один из них прошёл успешные испытания в России.

Из изложенного выше следует, что с учётом накопленного производственного опыта в настоящее время наиболее предпочтительны комбинированные технологические схемы с применением осветлителей на стадии предочистки исходной воды.

При возведении осветлителей на ТЭЦ часто упускают из внимания свойства и качество исходной воды. Осветлители, построенные на российских предприятиях – это, в большинстве своем, огромные сооружения, пуск и наладка которых требует больших усилий. Их номинальная производительность оказывается на порядок выше располагаемой, что является существенным недостатком. Поэтому увеличение располагаемой производительности, обеспечение высокого качества выдаваемой воды при повышении темпов переходных химических процессов являются приоритетными задачами совершенствования осветлителей.

Использование флокулянтов поможет добиться поставленных задач, опыт их применения является успешным как в мировой, так и в отечественной практике. Применение флокулянта позволяет увеличить располагаемую мощность осветлителей и укрупнить мелкий шлам, который образуется посредством коагуляции и выносится в баки осветленной воды при отсутствии флокулянтов, при этом незначительно увеличивается стоимость обработки воды.

Ионный обмен

Суть ионного обмена состоит в пропуске воды, прошедшей предварительную очистку, через слой катионита или анионита, материалы, способные соответственно обменивать катионы и анионы. Материал, из которого состоит фильтрующий слой, практически нерастворим в воде, но активно взаимодействует с ионами, содержащимися в исходной воде. Необходимая форма ионита достигается при помощи регенерации.

Регенерация катионитов растворами хлорида натрия, серной кислоты, хлорида аммония приводит к образованию натриевой, водородной и аммонийной форм, которые условно обозначаются как: NaR, HR, NH₄R.

Суть процесса катионирования состоит в обмене ионов кальция и магния на ионы Na⁺, H⁺ или NH₄ при прокачке исходной воды через катионит, прошедший регенерацию.

Аниониты, отрегенированные щелочью (NaOH и др.), образуют гидроксильную форму, условно обозначенную ROH. Если через отрегенированный анионит пропускать раствор кислоты, например HCl, произойдет реакция обмена

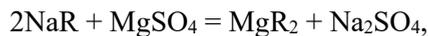
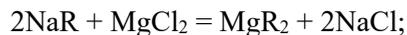
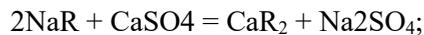
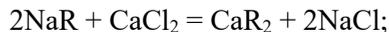
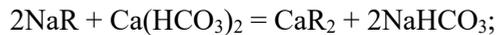
анионов (анионирование) и осуществится взаимная нейтрализация ионов H^+ (кислоты) и ионов OH^- , вытесненных анионами из анионита. По своей химической природе все катиониты являются кислотами, все аниониты – основаниями. В зависимости от состава функционально активных групп катиониты подразделяют на сильно-, средне- и слабокислотные, а аниониты – на сильно-, средне- и слабоосновные.

Сильноосновными анионитами улавливаются только анионы слабых кислот, за «отлов» анионов сильных кислот отвечают слабоосновные аниониты.

На водоподготовительных установках ТЭЦ чаще всего применяются сульфогель и катиониты КУ-1 и КУ-2. Последние отличаются своей термостойкостью, сильной кислотностью, применяются при pH воды меньше 7. Слабокислотные катиониты, такие как КБ-4, применяются при $pH > 7$.

Na-катионирование

Метод Na-катионирования основан на предварительной регенерации катионита хлоридом натрия и последующем пропуске исходной воды через отрегенированный NaR катионит. Ниже приведены реакции, протекающие при применении данного метода катионирования:



где NaR, CaR₂, MgR₂ – солевые формы катионита.

При приведенных выше реакциях анионный состав воды остается постоянным, но на смену катионам Ca^{2+} и Mg^{2+} поступают ионы положительно заряженного натрия.

Для глубокого умягчения воды целесообразно осуществлять Na-катионирование в две ступени, при такой схеме остаточная жесткость фильтрата стабильно держится ниже отметки 0,01 мг-экв/л. При схеме с одной ступенью остаточная жесткость обработанной воды составит 0,1 мг-экв/л, но при увеличенном расходе хлорида натрия на регенерацию можно добиться результата, близкого к результату двухступенчатой схемы.

Следовательно, решение о применении той или иной схемы нужно принимать в зависимости от того, какого качества воды необходимо достигнуть. Для котельных ТЭЦ больше подходит Na-катионирование в две ступени.

Na-катионирование целесообразно применять в целях умягчения маломутных подземных вод, либо предварительно обработанных вод, прошедших коагуляцию в осветлителе.

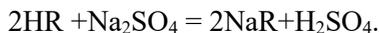
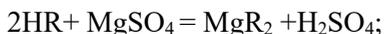
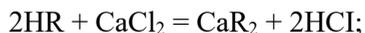
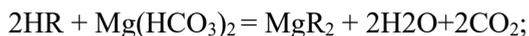
Основными параметрами для расчета ступеней Na-катионитных фильтров являются производительность оборудования, показатели жесткости исходной воды и самого фильтрата.

Как уже было отмечено выше, жесткость при двухступенчатом катионировании составляет менее 0,1 мг-экв/л. При одной ступени она принимается в зависимости от требований потребителя. Расчет фильтров начинается с определения их диаметра и зависит от мягкости исходной воды. Выбор диаметра фильтров для высокоминерализованной жидкости зависит от числа регенераций, для мягких вод главным фактором является показатель скорости фильтрования

H-катионирование

Этот метод обработки воды основан на пропуске исходной воды через H-форму катионита. Но сначала катионит проходит регенерацию кислотой. При H-катионировании катионы исходной воды заменяются ионами водорода.

Реакции, протекающие при H-катионировании:



Наряду с вышеприведенными реакциями протекает процесс вытеснения из катионита ранее поглощенных ионов Na^+ ионами Ca^{2+} и Mg^{2+} , вследствие чего катионит по ионам Na^+ истощается быстрее, чем по ионам Ca^{2+} и Mg^{2+} , которые, являясь 2-валентными, сорбируются катионитом лучше. Из-за неодинаковой сорбируемости ионов различной природы их «проскок» в фильтрат происходит неодновременно.

Если обрабатываемая вода является природной, при замене катионов ионами водорода до «проскока» Na^+ содержатся только кислоты, а кислотность фильтруемой жидкости равна сумме концентраций сульфатов и хлоридов. H-катионирование помогает снизить кислотность воды за счет увеличения концентрации натрия.

Технология H-катионирования достаточно гибкая и может подстраиваться под параметры исходной воды и требования к качеству конечного продукта. К примеру, в схемах химического обессоливания может осуществляться водород-катионирование, если целью является удаление Na^+ . На рисунке 6.2, а показана схема параллельного H-Na-, катионирования, она применяется для обесщелачивания обрабатываемой жидкости. Но более широкое распространение получила схема водород-катионирования с «голодной» регенерацией, продемонстрированная на рис. 6.2, б.

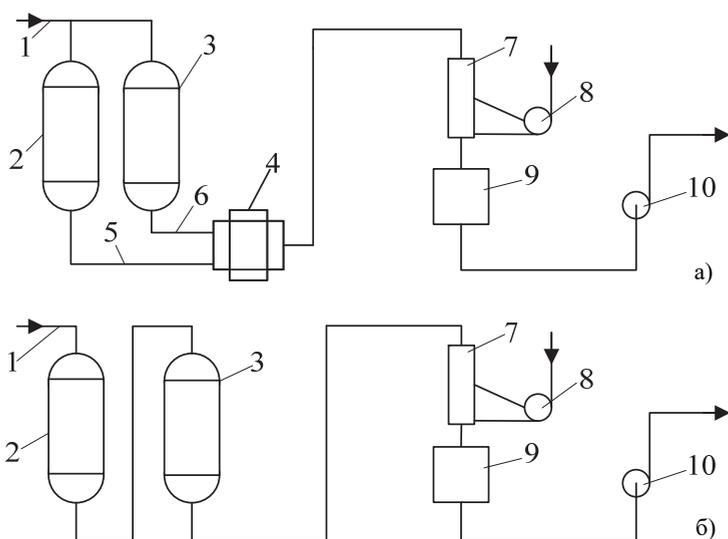


Рис. 6.2. Схема Н-катионирования

а) схема параллельного Н-Na-катионирования;

б) схема Н-катионирования с «голодной» регенерацией фильтров:

1 – исходная вода; 2 – Н-катионитные фильтры 3 – Na катионитные фильтры; 4 – смеситель;

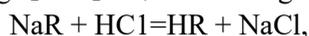
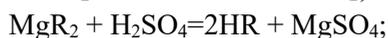
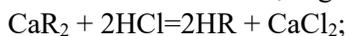
5 – Н катионированная вода; 6 – Na-катионированная вода; 7 – декарбонизатор;

8 – вентилятор к декарбонизатору; 9 – бак декарбонизированной воды; 10 – насос

Н-катионирование с «голодной» регенерацией фильтров

Рассмотрим процесс водород-катионирования с «голодной» регенерацией. При обычном катионировании удельный расход кислоты на регенерацию превышает теоретически необходимый в 2–3 раза. Лишняя кислота вместе с продуктами регенерации сливается из фильтра. При «голодной регенерации» такого переизбытка кислоты нет, удельный расход соответствует теоретическому. Катионитом задерживаются все ионы раствора серной кислоты, удельный расход которой составляет 50 г/г-экв. Поэтому продукты регенерации и обработанные воды не содержат кислоты. Основное отличие водород-катионитных фильтров с «голодной» регенерацией заключается в том, что в Н-форму переводятся только верхние слои катионита, в то время как нижние слои остаются в солевых формах. В обычных Н-катионитных фильтрах все слои катионита переходят в водородную форму.

В верхних слоях катионита, отрегенированного «голодной» нормой кислоты, при работе фильтра имеют место все реакции ионного обмена. В нижележащих, неотрегенированных слоях катионита ионы водорода образовавшихся минеральных кислот обмениваются на ионы Ca^{2+} , Mg^{2+} и Na^+ по уравнениям:



то есть происходит нейтрализация кислотности воды и при этом восстанавливается ее некарбонатная жесткость, а зона слоя, содержащего ионы H^+ , смещается постепенно вниз.

Так как содержащаяся в воде угольная кислота является слабой, в реакциях ионного обмена она может участвовать лишь после удаления сильных кислот. В самых нижних слоях фильтра этот процесс завершиться до полного восстановления карбонатной жесткости не успевает. Поэтому фильтрат имеет малую карбонатную жесткость (численно она равна щелочности) и содержит много углекислоты, к моменту окончания рабочего цикла фильтра ионы водорода, введенные в катионит. При регенерации, полностью удаляются из катионита в виде H_2CO_3 , которая находится в равновесии с дегидратированной формой CO_2 .

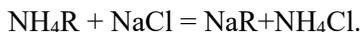
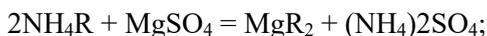
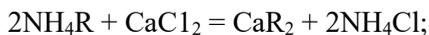
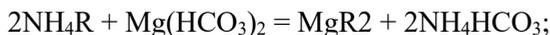
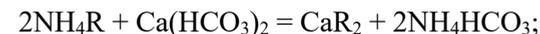
Технология Н-катионирования с «голодной» регенерацией обеспечивает получение фильтрата с минимальной щелочностью (исключение сброса кислых стоков при регенерации и кислого фильтрата в рабочем цикле). Она рекомендована для обработки природных вод определенного состава и при использовании катионита средне- или слабокислотного типа при условии правильного осуществления режима регенерации.

При «голодной регенерации» для предотвращения проскоков серной кислоты слой катионита засыпается до отметки в два метра, а скорость фильтрования устанавливается равной 40 м/ч. При соблюдении данных условий также можно избежать колебаний уровня щелочности внутри системы.

Эффективность очистки воды в процессе водород-катионирования напрямую зависит от содержания натрия в очищаемой воде. При малой концентрации этого металла общая жесткость фильтрата остается практически неизменной на протяжении всего рабочего цикла фильтра, показатель общей щелочности также остается на начальном уровне. При большом содержании натрия, щелочность очень нестабильна, сначала понижается, потом возрастает. Средний её показатель значительно выше при большем содержании натрия.

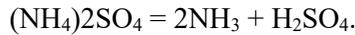
NH₄-катионирование

При данном виде катионирования регенерацию целесообразно осуществлять при помощи солей аммония. Ион аммония, который содержит в себе катион, обменивается на катионы кальция, магния и натрия, содержащиеся в исходной воде. Реакции, протекающие при катионировании:

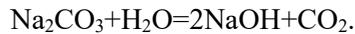


Щелочность при данном виде катионирования не изменяется, но при этом вода умягчается. Соли аммония, образующиеся в фильтрате в результате данной реакции, соответствуют анионам очищаемой воды.

Разложение соли аммония при нагревании можно представить в следующем виде:



Для надежной работы котлов в воде должны оставаться кислоты HCl и H₂SO₄, иначе высок риск образования коррозии. Во избежание химического разрушения тракта котлов вместе с NH₄-катионированием применяют Na-катионирование, в процессе которого образуется бикарбонат натрия. А из него в самом котле получаются едкий натр и сода:



Углекислота уносится паром, а Na₂CO₃ и NaOH нейтрализуют кислотность воды, появляющуюся при термическом разложении солей аммония. Чтобы предотвратить чрезмерное снижение щелочности котловой воды, сочетание NH₄-катионирования с Na-катионированием осуществляют с расчетом получить в умягченной воде концентрацию ионов HCO₃ на 0,3–0,7 мг-экв/л больше концентрации ионов аммония.

Процессы аммоний- и натрий-катионирования осуществляются параллельно или совместно, выбор схем, обуславливается качеством очищаемой воды.

Мембранные технологии подготовки воды

Принцип мембранных процессов, широко применяемых в очистке воды, состоит в пропускании исходной воды через полупроницаемую мембрану.

Очень часто для схем водоподготовки выбирают мембраны. Суть мембранных процессов очень проста. Исходная вода поступает в полупроницаемую мембрану, где задерживаются примеси, размер молекул которых меньше пор мембраны. Фильтрат продолжает своё движение к потребителю, а концентрат задержанных мембраной примесей сливается в дренажную систему. Таким образом, происходит разделение на два потока. Значительным плюсом мембран является сохранение высокого качества очищенной воды даже при ухудшении исходной. При этом примеси не накапливаются, а сразу сливаются в дренаж. Это исключает возможность загрязнения ими очищенной воды.

Основываясь на составе исходной воды, подбирают мембраны с подходящим размером пор. Мембраны имеют следующую классификацию:

- микрофилтрационные мембраны;
- ультрафилтрационные мембраны;
- нанофилтрационные мембраны;
- обратноосмотические мембраны.

Самые большие поры у микрофильтрационных мембран, а самые маленькие – у обратноосмотических. При уменьшении пор мембраны увеличивается сопротивление, оказываемое потоку, поэтому для обратного осмоса требуется обеспечить наибольшее давление.

Для уменьшения мутности воды, то есть удержания взвеси и коллоидных частиц, используются микрофильтрационные мембраны. Размер пор 0,1–1,0 мкм подходят для установок грубой и предварительной очистки.

Ультрафильтрационные мембраны применяются для удаления бактерий, вирусов и коллоидных частиц. Несомненным плюсом этих мембран является неизменность минерального состава исходной воды при прохождении через фильтр.

Нанофильтрационные мембраны способны задерживать соли и органические соединения. Размер пор колеблется от 0,01 до 0,001 мкм.

И наконец, самые узкие поры имеют мембраны обратного осмоса. Поэтому выбор энергетических предприятий часто останавливается именно на них. Обратносмотические мембраны снижают цветность, задерживают практически все соли и органические вещества, содержащиеся в воде. Эффективность улавливания у данного типа мембран составляет до 99%.

Реагентные методы подготовки воды

Суть реагентного метода водоподготовки заключается в образовании новых веществ за счет реакции солей жесткости и другого вещества. За счет такой химической реакции соли жесткости становятся малорастворимыми, выпадает осадок, который затем удаляется в дренажную систему.

В результате химической реакции образуется осадок, который прилипает к стенкам. В этом и заключается главная проблема данного метода, так как удалить такой осадок очень сложно.

Еще одним методом для энергетических предприятий является применение смолы в катионных фильтрах. Дело в том, что в смоле содержится огромное количество натрия, который сразу вступает в реакцию с солями жесткости. Реакция протекает естественным путем, дополнительные катализаторы не нужны. Но у такой смолы есть существенный недостаток. Через несколько фильтроциклов заканчивается весь натрий.

На электростанциях катионные фильтры используются без остановки на протяжении длительного времени. Поэтому устанавливают несколько очередей фильтров, чтобы во время работы одних другие регенировались. Отходы таких водочистных установок токсичные, утилизируются только на основании заключенного соглашения. Еще одним недостатком является узкая специализация реагентных установок, они предназначены лишь для умягчения. При многократном прохождении воды сквозь фильтр вода насыщается натрием, но удаляются практически все соли.

Методы осаждения

Методы осаждения основаны на химическом или термическом воздействии на вредные примеси, присутствующие в воде. В результате этого образуются но-

вые вещества, плохо растворимые в воде, которые выпадают в осадок и легко удаляются из воды. При реагентном вмешательстве примеси приобретают твердое состояние, отстаиваются и отфильтровываются. Данный метод в основном применяется для осветления исходной воды.

Методы осаждения применяются для удаления катионов Ca^+ и Mg^+ при помощи анионов карбоната и гидроксида. В результате образуются плохо растворимые в воде соединения, карбонат кальция и гидрат окиси магния, выпадающие в осадок.

Для стимуляции образования анионов и увеличения их общей концентрации в воде добавляют растворы извести, едкого натра и карбоната натрия. В результате такого реагентного вмешательства ионы Ca^+ и Mg^+ чаще сталкиваются с ионами карбоната и гидроксида, перестает соблюдаться молекулярное равновесие в жидкости, образуется и выпадает осадок.

Щелочность воды определяется содержанием в ней ионов CO_3^{2-} и OH^- . Чем больше в воде данных ионов, тем меньше растворимость в воде гидроксида магния и карбоната кальция. Это означает, что чем выше щелочность воды, тем более глубокое умягчение возможно произвести методом осаждения.

Тем не менее, умягчения воды, достаточного для энергетического производства, методом осаждения не достигается. Дело в том, что не всегда обеспечиваются необходимые требования для завершения процесса образования осадка внутри установки. Этот процесс может продолжиться уже в баке осветленной воды. Также следует отметить, что карбонат кальция и гидроксид магния не являются гидрофобными и некоторый процент всё же растворяется в воде.

В осадительных установках происходят процессы коагуляции, обескремнивание и умягчение воды. Обескремнивание необходимо для подготовки воды к использованию в котлах, из неё удаляются соединения кремниевой кислоты, находящиеся в жидкости в виде коллоидной кремневки и ионов SiO_3 . При недостаточном удалении из воды данных соединений в котле откладываются силикатные отложения, которые трудно поддаются чистке.

В процессе коагуляции и известкования удаляется порядка 20–30% всех соединений кремниевой кислоты. Для более глубокой очистки в воду добавляют быстро твердеющее вяжущее вещество, каустический магнезит.

Очень эффективным методом обезжелезивания является хлорирование. Оно применяется на предприятиях нашей страны с начала прошлого века. При использовании хлора разрушаются все органические соединения железа, переходящие впоследствии в форму трёхвалентного железа, которое, в свою очередь, хорошо поддаётся гидролизу. Применение хлора обеззараживает воду, снижает щелочность до 0,02 ммоль/л, уменьшает до 0,1 мг/л содержание железа, продукты которого выпадают в осадок. Помимо этого, окисляет двухвалентный марганец, при этом происходит разрушение сернистого водорода H_2S .

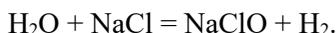
Доза хлора определяется на основании данных о содержании в исходной воде железа и составляет обычно 5–20 г/м³.

Наиболее распространенным методом обработки воды хлором является схема с хлораторами, в котором идет процесс поглощения газообразного хлора водой. Главным недостатком этого метода хлорирования является затруднительная транспортировка, а также размещение и хранение на территории токсичного хлора.

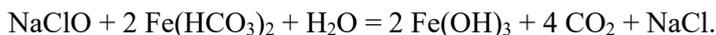
Альтернативным способом хлорирования является применение раствора гипохлорита натрия. Данный приём с каждым годом применяется всё более широко. Им пользуются не только на энергетических предприятиях, но даже в целях водоснабжения частных домов. Химический метод получения:



Электрический метод:



Уравнение окисления двухвалентного железа:



Расчет необходимой дозы гипохлорита натрия проводится на основании данных о его расходе на демангацию (удаление ионов марганца), обеззараживание (если оно необходимо) и удаление серистого водорода. Раствор гипохлорита является щелочным, подкисления воды при окислении соединений железа не наблюдается, что является важным фактором для стабильной работы фильтров.

6.3. Подготовка добавочной воды на ТЭС

В настоящее время в мировой практике и на ТЭС России применяются в основном три способа обессоливания воды для восполнения потерь пара и конденсата:

- химический (ионообменный) (ХОУ);
- термический (ТВП);
- комбинированный на основе сочетания установок обратного осмоса с установками химического (ионообменного) обессоливания (КОУ).

В соответствии с «Нормами технологического проектирования тепловых электрических станций» (НТП ТЭС) выбор того или иного метода водоподготовки на ТЭС должен производиться с учетом качества исходной воды.

При среднегодовом суммарном содержании анионов сильных кислот ($\text{SO}_4^{2-} + \text{Cl}^- + \text{NO}_3^- + \text{NO}_2^-$) в исходной воде до 5,0 мг-экв/дм³, а также при отсутствии специфических органических соединений, которые в должной мере не удаляются при коагуляции и известковании, восполнение потерь производится химически обессоленной водой независимо от условий сброса регенерационных сточных вод.

При среднегодовом содержании анионов сильных кислот в исходной воде более 5,0 мг-экв/дм³ восполнение потерь рекомендуется производить дистиллятом испарительных и паропреобразовательных установок или обессоленной водой, полученной путем сочетания химического обессоливания с мембранными методами.

Термическое обессоливание рекомендуется использовать также при среднегодовом содержании в исходной воде органических соединений по перманганатной окисляемости более 20 мг $O_2/дм^3$ независимо от концентрации анионов сильных кислот или при любом содержании в исходной воде анионов сильных кислот при работе испарительных установок без тепловых потерь.

Химическое обессоливание

Химическое обессоливание воды осуществляется методом ионного обмена. Он представляет собой взаимодействие раствора с твёрдой фазой (ионитом), обладающей свойством обменивать ионы, содержащиеся в ней, на ионы, присутствующие в растворе. Для этого обрабатываемая вода пропускается через фильтры, загруженные ионитами. Просачиваясь между зёрнами ионита, обрабатываемая вода обменивает часть ионов растворённых в ней электролитов на эквивалентное количество ионов ионита, в результате чего изменяется ионный состав как фильтруемой воды, так и самого ионита. Если при этом происходит обмен катионами, то процесс называется катионированием, а фильтр катионитным, если происходит обмен анионами, то процесс называется анионированием, а фильтр анионитным. Существуют также фильтры смешанного действия (ФСД), в которых проходит совмещённый процесс катионирования и анионирования.

Обессоливание может проводиться в одну, две, три ступени или смешанным слоем ионитов. В каждой ступени раствор последовательно очищается сначала на катионите, а затем на анионите. Высокую степень очистки можно обеспечить в фильтре смешанного действия.

При химическом обессоливании воды происходит удаление из воды катионов кальция, магния, натрия и анионов сильных и слабых кислот. Для восстановления ионообменной способности ионитов необходима их регенерация, которая осуществляется кислотой или щёлочью, поэтому методы умягчения и обессоливания воды относятся к химическим. По направлению потока обрабатываемой воды (регенерационного раствора) различают фильтры: прямоточные (направление потока сверху вниз); противоточные (направление потока снизу вверх); параллельно-прямоточные (группа фильтров работает параллельно на прямотоке).

На отечественных ТЭС при подготовке добавочной воды для питания энергетических котлов широко применяется химическое (ионообменное) обессоливание исходной воды по многоступенчатым схемам с параллельно-прямоточными фильтрами и с использованием в основном отечественных ионитов. При этом на регенерацию ионитных фильтров расходуется значительное количество серной кислоты и едкого натра. Образующиеся в результате процесса минерализованные сточные воды после их нейтрализации и разбавления сбрасываются в водные источники на согласованных с природоохранными органами условиях. В настоящее время в отечественной практике химического обессоливания воды увеличилось использование импортных смол различного назначения, и начали применяться зарубежные противоточные технологии с так называемым прямым и обратным противотоком.

В Российской Федерации и странах СНГ также проводились и проводятся работы по внедрению противоточного метода ионирования.

Опыт применения противоточных технологий на водоподготовительных установках (ВПУ) отечественных ТЭС показал, что по сравнению с прямотоком расход реагентов на регенерацию снижается в среднем на 50–60%, а расход воды – в 1,5–2 раза. Кроме того, уменьшается число используемых фильтров и потребность в ионообменном материале.

На рисунке 6.3 изображена принципиальная технологическая схема химического обессоливания воды. Обессоливание воды по этой схеме предусматривает предварительную обработку исходной воды в осветлителях известью, коагулянтом и флокулянтом, сбор осветленной воды в баках, фильтрацию осветленной воды через механические фильтры, последующее глубокое обессоливание осветленной воды в противоточных Н- и ОН-фильтрах. Регенерация ионитов осуществляется раствором серной кислоты и едким натром. Для приготовления регенерационных растворов для промывки ионитов от продуктов регенерации используется обессоленная вода.

Термическое обессоливание

Суть термического обессоливания воды заключается в ее испарении за счет теплоты пара из отбора турбины с последующей конденсацией вторичного пара. Несмотря на то, что в процессе испарения с вторичным паром уносится часть воды в виде капель с содержащимися в ней примесями, чистота дистиллята испарителей получается достаточно высокой, поскольку основная часть веществ, поступивших с питательной водой в испаритель, остается в его концентрате как продукте выпаривания воды в нем и выводится из испарителя с его продукцией.

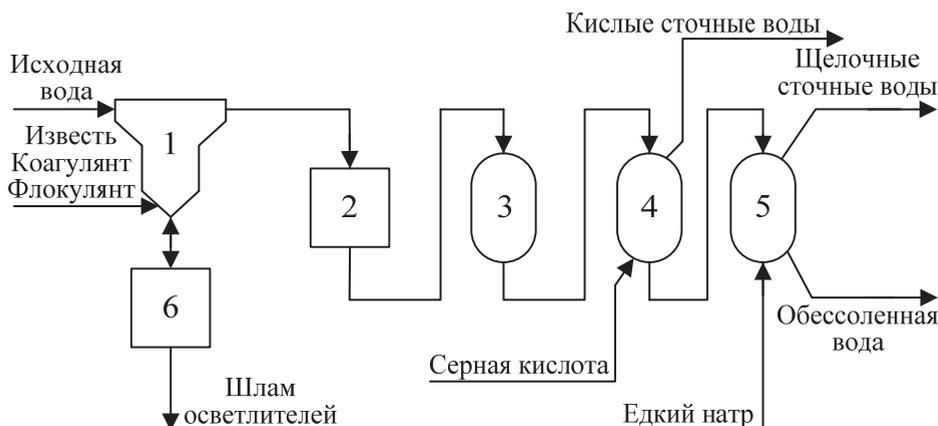


Рис. 6.3. Принципиальная технологическая схема химического обессоливания воды:

- 1 – осветлитель; 2 – бак осветленной воды; 3 – механический фильтр;
- 4 – противоточный Н-фильтр; 5 – противоточный ОН-фильтр;
- 6 – шламоуплотнительная станция

В нашей стране выпускаются горизонтально-трубные пленочные аппараты, испарители мгновенного вскипания, испарители с вынесенной зоной кипения и испарители типа «И».

Анализ обобщения опыта применения термического метода обессоливания на ТЭС Российской Федерации показал, что наибольшее распространение получили испарители типа «И».

На рисунке 6.4 представлена принципиальная технологическая схема термического обессоливания воды с применением испарителей типа «И». В схеме предусмотрены коагуляция и известкование исходной воды, механическая фильтрация, Na-катионирование, термическая деаэрация. После этого умягченная вода подается в качестве питательной в испарительную установку.

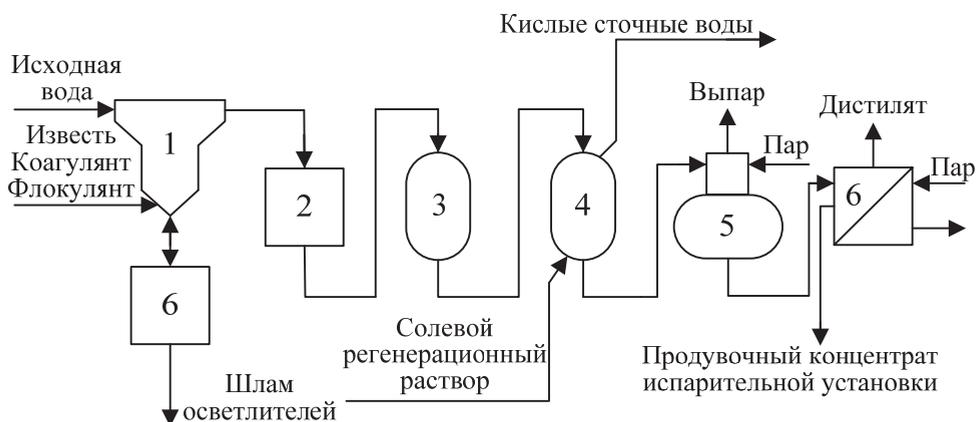


Рис. 6.4. Принципиальная технологическая схема термического обессоливания воды

- 1 – осветлитель; 2 – бак осветленной воды; 3 – механический фильтр; 4 – Na-фильтр;
5 – деаэратор; 6 – испарительная установка; 7 – шламоуплотнительная станция

Комбинированное обессоливание

Комбинированный метод сочетает обессоливание на установке обратного осмоса и установке химического обессоливания.

Принцип действия обратного осмоса заключается в фильтровании под давлением минерализованной воды через полупроницаемую мембрану, пропускающую воду, и задерживающую основную долю солей (до 96–99%).

В основу процесса обратного осмоса положено явление осмоса – самопроизвольного перехода растворителя через специальную полупроницаемую перегородку (мембрану) в раствор. Чтобы осуществить обработку воды обратным осмосом нужно, создав избыточное давление, превышающее осмотическое, заставить молекулы воды диффундировать через полупроницаемую мембрану в направлении, противоположном прямому осмосу.

В результате этого поток воды разделяется на два: одна часть воды (пермеат) практически полностью обессоливается и идет на использование, другая же часть, содержащая соли (концентрат) сбрасывается. Максимальная эффективность по всем компонентам обеспечивается обратноосмотическими мембранами, работающими при высоком давлении. Суммарная степень обессоливания зависит от катионного и анионного состава воды и составляет: для низконапорного обратного осмоса 80–95%, для высоконапорного 98–99%.

Далее обессоленная вода поступает на фильтры химического обессоливания, где происходит дообессоливание воды до требуемого качества.

В настоящее время в Российской Федерации действует ряд относительно крупных установок обратного осмоса, входящих в состав комбинированных технологий получения глубоко обессоленной воды. Такие установки имеются на ТЭЦ-16, ТЭЦ-23 г. Москва, Нижнекамской ТЭЦ-1. На ТЭЦ-23 г. Москва установка обратного осмоса производительностью 50 т/ч эксплуатируется с 1997 г. На ТЭЦ-16 в мае 2007 г. внедрена в эксплуатацию обессоливающая водоподготовительная установка (ВПУ) на основе мембранных технологий. Проектная производительность установки 100 м³/час. Установка ВПУ ТЭЦ-16 включает в себя механические фильтры, три блока ультрафильтрации, четыре блока обратного осмоса, насосы и баки.

Исходная московская вода поступает на механические трехкамерные фильтры, загруженные гидроантрацитом. После механических фильтров, вода, очищенная от взвешенных веществ, поступает в бак осветленной воды. Из бака осветленной воды насосами подается на три блока ультрафильтрации. Перед каждым блоком установлен свой насос. Дозирование коагулянта осуществляется в линию до механических фильтров, далее вода проходит через блоки ультрафильтрации и собирается в баке сбора фильтрата, откуда перекачивающим насосом подается на всас высоконапорных насосов обратного осмоса. Концентрат после трех блоков обратного осмоса подается в бак, откуда - подкачивающими насосами на всас высоконапорного насоса четвертого блока обратного осмоса.

На всас подкачивающих насосов всех четырех блоков производится дозирование антискалянта (Дженезис) и гексаметафосфата натрия.

Пермеат всех четырех блоков поступает в баки частично обессоленной воды. Далее частично обессоленная вода проходит обработку на Н- и ОН-фильтрах. Обессоленная вода подается в два бака обессоленной воды.

Проектной схемой предусмотрена нейтрализация концентрата в баке нейтрализации, его последующее разбавление водой циркуловода и сброс в хозяйственную канализацию.

Проектом предусмотрена промывка мембран обратного осмоса один раз в квартал. За время эксплуатации промывка мембран первых трех блоков была проведена один раз, промывки мембран четвертого блока проводятся один раз в неделю.

Реализация установки обессоливания на базе мембранных технологий позволила перейти с использования городской воды на москворецкую. В связи с тем, что москворецкая вода дешевле водопроводной, расходы, связанные с платой за исходную воду снижаются.

Обессоливание воды по комбинированной схеме представлено на рис. 6.5. Технологическая схема установки предусматривает предварительную обработку исходной воды в осветлителях известью, коагулянт и флокулянт, сбор осветленной воды в баках, фильтрацию осветленной воды через механические фильтры, подкисление воды серной кислотой и дозирование антискалянтов перед установкой обратного осмоса (УОО), подачу воды через фильтры тонкой очистки в УОО, обессоливание ее после УОО в Н- и ОН-фильтрах второй ступени.

При выборе оптимального метода водоподготовки для ТЭЦ необходимо учитывать:

- минерализацию исходной воды;
- производительность ВПУ;
- размер платы за исходную воду;
- размер платы за сброс сточных вод;
- тип ТЭС (конденсационная, промышленная, промышленно-отопительная).

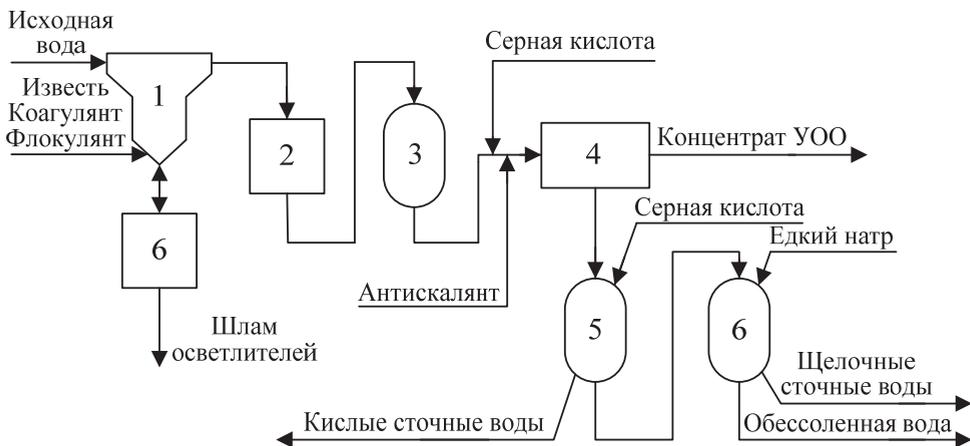


Рис. 6.5. Принципиальная технологическая схема комбинированного обессоливания воды

- 1 – осветлитель; 2 – бак осветленной воды; 3 – механический фильтр;
 4 – установка обратного осмоса; 5 – Н-фильтр второй ступени;
 6 – ОН-фильтр второй ступени; 7 – шламоуплотнительная станция

6.4. Термическая подготовка добавочной воды

Термический способ подготовки добавочной воды по начальным затратам и эксплуатационным расходам обычно дороже химического. Кроме того, испарительные установки со сравнительно простой одноступенчатой схемой имеют

ограниченную производительность, а применение многоступенчатых испарителей удорожает и делает более громоздкой всю установку, а также усложняет компоновку машинного зала.

Испарительные установки применяют на станциях высокого и сверхкритического давления с барабанными и прямоточными котлами при относительно небольших потерях пара и конденсата.

Испарение добавочной воды происходит за счет теплоты, отдаваемой первичным греющим конденсирующимся паром из отборов турбины; конденсация произведенного в испарителе вторичного пара происходит в результате охлаждения пара водой, обычно – конденсатом турбинной установки (рис. 6.6).

При такой схеме включения испарителя и его конденсатора теплота пара турбины используется в конечном счете для подогрева основного конденсата и возвращается с питательной водой в котлы.

Таким образом, испарительная установка включается по регенеративному принципу, и ее можно рассматривать как элемент регенеративной схемы турбоустановки.

При этом, однако, возникает энергетическая потеря, обусловливаемая наличием температурного напора в испарителе и, следовательно, увеличенным недогревом в такой регенеративной ступени $\theta = t_{и.н} - t_{к.и}$, °С, где $t_{и.н}$ – температура насыщения пара из отбора турбины, $t_{к.и}$ – температура подогрева воды в конденсаторе испарителя.

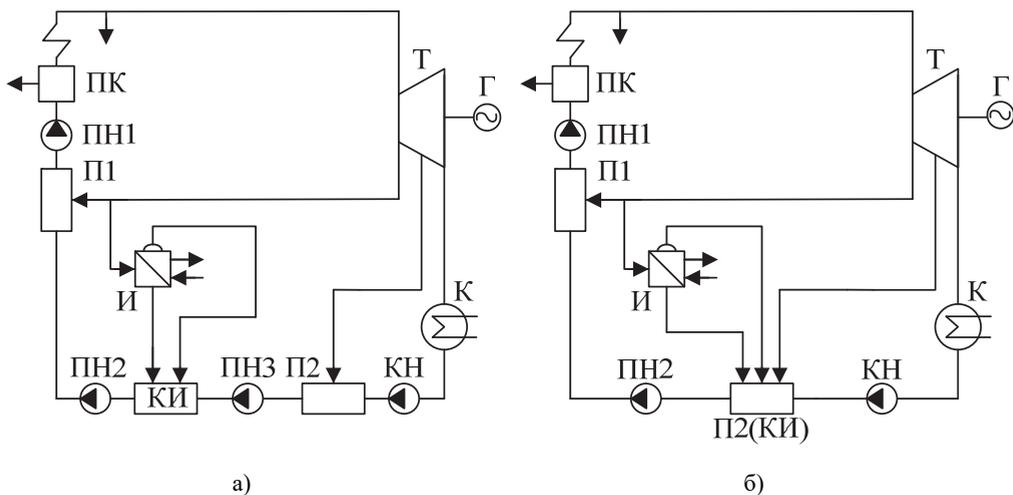


Рис. 6.6. Простейшая схема паросиловой конденсационной электростанции с одноступенчатой испарительной установкой:

- а – с собственным конденсатором испарителя КИ (без энергетической потери);
- б – при использовании регенеративного подогревателя П2 (КИ) в качестве конденсатора (с энергетической потерей)

Показанная на рис. 6.6 схема характеризует одноступенчатую испарительную установку с одной ступенью испарения воды.

Испаритель – теплообменник поверхностного типа, в котором греющий (первичный) пар, отдавая теплоту, конденсируется при постоянной температуре насыщения $t_{и,н}$, а нагреваемая вода, испаряясь, превращается при постоянной температуре парообразования (насыщения) $t_{и1}^H$, в пар (вторичный). Для передачи теплоты от греющего пара к испаряемой воде должно быть выполнено условие $t_{и,н} > t_{и1}^H$ и, соответственно, давление греющего пара – выше давления вторичного пара: $p_{и} > p_{и1}$.

Чем больше температурный напор в испарителе $\Delta t_{и} = t_{и,н} - t_{и1}^H$, тем дешевле испаритель, так как меньше требуемая площадь поверхности нагрева испарителя, m^2 ,

$$F_{и} = Q_{и} / (K_{и} \cdot \Delta t_{и}), \quad (6.3)$$

где $Q_{и}$ – теплота, передаваемая через поверхность испарителя за единицу времени, кВт; $K_{и}$ – коэффициент теплопередачи.

Конденсатор испарителя представляет собой пароводяной поверхностный теплообменник. Здесь вторичный пар конденсируется при температуре насыщения $t_{и1}^H$, нагревая воду (конденсат) до температуры $t_{к,и} < t_{и1}^H$. Повышение температуры воды в конденсаторе испарителя $\Delta t_{к,и} = t_{к,и} - t_{к,и}^0$, где $t_{к,и}^0$ – температура воды при входе в конденсатор испарителя, зависит в основном от соотношения расходов вторичного пара $D_{и1}$ и охлаждающего конденсата $D_{к,и}$ при заданной температуре $t_{к,и}^0$ и температура $t_{к,и}$ определяется из уравнения теплового баланса конденсатора испарителя.

С увеличением температурного напора $\Delta t_{и}$ в испарителе и понижением температуры насыщения вторичного пара $t_{и1}^H$ уменьшается площадь поверхности нагрева испарителя, но уменьшается и температурный напор на выходе воды из конденсатора испарителя – недогрев воды $\theta_{к,и} = t_{и1}^H - t_{к,и}$. При этом площадь поверхности нагрева конденсатора испарителя, m^2 :

$$F_{к,и} = Q_{к,и} / (K_{к,и} \cdot \Delta t_{ср}^{лог}), \quad (6.4)$$

где $Q_{к,и} \approx Q_{и}$ – тепловая нагрузка конденсатора испарителя, примерно равная тепловой нагрузке испарителя $Q_{и}$; средний логарифмический напор в конденсаторе испарителя

$$\Delta t_{ср}^{лог} = \frac{\Delta t_{к,и}}{2,3 \cdot \lg(\Delta t_{к,и} + \theta_{к,и}) / \theta_{к,и}}; \quad (6.5)$$

здесь $\Delta t_{к,и} = t_{к,и} - t_{к,и}^0$, °С, при указанных условиях величина практически постоянная.

Следовательно, с понижением температуры вторичного пара $t_{и1}^H$ уменьшаются недогрев $\theta_{к,и}$ и температурный напор $\Delta t_{ср}^{лог}$, возрастает площадь поверхности нагрева конденсатора испарителя $F_{к,и}$. Таким образом, сокращение поверхности нагрева и стоимости испарителя сопровождается увеличением площади поверхности нагрева и стоимости конденсатора испарителя.

Оптимальный (экономический) температурный напор в испарителе определяется в рассматриваемом случае минимумом суммарной стоимости поверхностей нагрева испарителя и его конденсатора. Обычно он составляет $\Delta t_{\text{и}}=12\div 15^{\circ}\text{C}$, что соответствует разности давлений греющего и вторичного пара около 0,10–0,20 МПа.

6.5. Сравнительный анализ существующих методов водоподготовки на тепловых станциях

Предназначение водоподготовительных установок заключается в подпитке основного контура. В России наиболее широко используется технология химического обессоливания при помощи анионитных и катионитных фильтров. Этот метод применяется для мало- и среднеминерализованных вод. Термическое обессоливание применяется при большой концентрации органических соединений и при высокой минерализации.

В условиях повышенного содержания органических соединений и небольшой концентрации солей, что характерно для вод центральной и северной частей нашей страны, наиболее удачными технологиями являются: противоточное ионирование и деминерализация при помощи мембран.

Опыт эксплуатации противоточных технологий доказывает их преимущества по сравнению с традиционными: снижение количества необходимого водоподготовительного оборудования; высокие обменные емкости ионитов; высокое качество фильтрата, которое обеспечивается при небольших расходах реагентов на регенерацию – 1,8–2,2 г-экв/г-экв; уменьшение количества высокоминерализованных сточных вод. Уменьшение концентрации солей в сточных водах, высокое качество очищенной воды, небольшие расходы на собственные нужды – всё это преимущества противоточных систем по отношению к традиционным. Тем не менее, у противоточного фильтра очень сложно определить момент, когда нужно перейти на режим регенерации. Интенсивность регенерации гораздо выше, чем у других видов фильтров, как и количество переключений на эту самую регенерацию. Всё это требует высокой квалификации персонала, надежных систем автоматизации и контроля. Главным условием является качество воды, которая должна быть осветлена и очищена от органических примесей и железа.

Эффективность противоточных систем зависит от изначального качества воды. Последние годы популярностью пользуются малореагентные методы, в частности мембранные технологии. Многие энергетические предприятия в целях удаления солей жесткости пользуются обратноосмотическими мембранами с предочисткой в осветлителях, либо в механических фильтрах. Применение одной ступени обратного осмоса позволяет избавиться от 97% солей, что эквивалентно применению одноступенчатой ионной системы очистки.

Если сравнивать обессоливание воды методами ионного обмена и обратного осмоса, то опыт показывает, что при большом содержании солей обратноосмотические мембраны экономичнее даже противоточного ионирования. Как и при любом другом способе обессоливания, работа мембран напрямую связана с качеством исходной воды (табл. 6.1).

Производителями мембран к питательной воде, идущей на систему обратного осмоса, предъявляются требования, представленные в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Требования к воде, поступающей на установку обратного осмоса

Показатель	Значение
Температура, °С	До 45
Концентрация свободного хлора мг/л	До 0,1
Показатель рН во время работы	2–11
Показатель рН во время промывки	1–12
Концентрация железа, мг/л	До 0,1
Содержание органических веществ по общему органическому углероду (ТОС), мг/л	До 3
Концентрация марганца, мг/л	До 0,1
Мутность, <i>NTH</i>	До 0,1
Концентрация масел и нефтепродуктов, мг/л	До 0,1
Коллоидный индекс	До 5

Для предочистки в схемах с обратным осмосом целесообразно применять метод ультрафильтрации, так как традиционное оборудование часто не справляется со снижением концентрации железа и кислотности до необходимого уровня.

Применение ультрафильтрации означает избавление от механических примесей. При совмещении с коагуляцией удаляется до 65% органики и соединения кремниевой кислоты.

Опыт показывает, что внедрение ультрафильтрации для предочистки воды положительно сказывается на производительности установок обратного осмоса, уменьшает частоту регенераций, позволяет снизить потребление коагулянта и исключить известкование, а следовательно сократить производственную площадь. Совмещение систем ультрафильтрации и обратноосмотических мембран снижает потребность в реагентах.

Надежность применения мембранной системы вместе с ионообменной обуславливается тем, что даже при сбое системы обратного осмоса ионный фильтр обеспечит хорошее качество воды. Тем не менее, эта технология не избавляет от необходимости в применении кислоты и щелочи. Похожие схемы применяются на Новочеркасской ГРЭС, Орловской ТЭЦ и др.

Главным же недостатком абсолютно всех систем с применением мембран является повышенное использование воды на собственные нужды. По сравнению с традиционными схемами этот показатель увеличивается в 2, а то и в 3 раза. Тем не менее, по показателю концентрации солей отходы установок ультрафильтрации и обратного осмоса укладываются в рамки нормы, поэтому могут сбрасываться без дополнительной очистки.

При принятии решения о реконструкции существующей водоподготовительной системы первым делом рассматривают вариант с комбинированной мембранно-ионообменной схемой. Этот вариант считается оптимальным при наличии в изначальной схеме ионообменных фильтров, реагентного хозяйства и систем нейтрализации токсичных отходов. Расход реагентов уменьшается больше, чем в 10 раз, а соответственно вместе с ним уменьшается и количество сточных вод. Установка мембранных установок поможет снизить кислотность сточных вод до требуемых норм.

Наивысшее качество воды на выходе способны выдать системы, состоящие только из мембранных систем. Такие системы состоят из модулей ультрафильтрации и нанофильтрации, установки для дегазации и электродеионизации, обратного осмоса и называются интегрированные мембранные технологии (ИМТ).

В комплексной мембранной установке вода доочищается на узле электродеионизации. Электродеионизация (ЭДИ, EDI) – это процесс непрерывного обессоливания воды с использованием ионообменных смол, ионоселективных мембран и постоянного электрического поля.

6.6. Существующее традиционное оборудование, применяемое в водоподготовке ТЭЦ

В зависимости от исходного и требуемого качества воды выбирается схема ВПУ.

Водоочистка на ТЭЦ обычно начинается с осветлителя. Осветлитель (рис. 6.7) – это аппарат (часто это целое здание), в котором взвешенные частицы и органические соединения под воздействием реагентов выпадают в осадок. В результате этого образуется так называемый шламовый фильтр, состоящий из ранее образованных и вновь образующихся частиц шлама. После прохождения через контактную среду вода очищается от крупных взвешенных частиц. В основном применяются осветлители двух типов: ЦНИИ и ВТИ. Первый тип предназначен для проведения в нем процесса коагуляции, в осветлителях второго типа коагуляция протекает совместно с известкованием.

Для предварительной фильтрации иногда используются сетчатые фильтры. Такие фильтры предназначены для удаления взвешенных частиц, конструктивно они представляют собой стальной аппарат цилиндрической формы с размещенным внутри фильтрующим элементом.

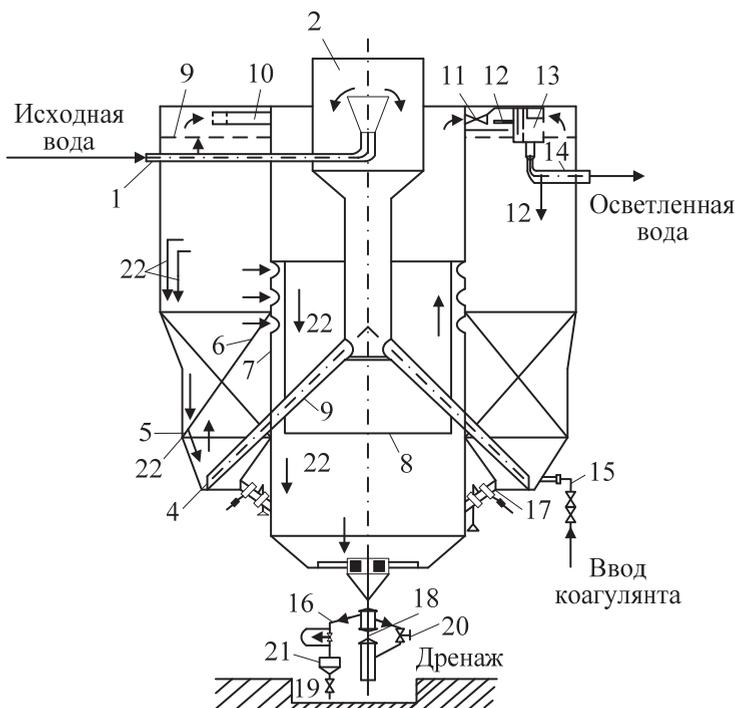


Рис. 6.7. Схема осветлителя ЦНИИ-2

- 1 – ввод воды; 2 – воздухоотделитель; 3 – распределительные трубы; 4 – сопла;
 5 – вертикальные перфорированные перегородки; 6 – шламприемные окна; 7 – шлагоуловитель;
 8 – «стакан»; 9 – верхняя распределительная решетка; 10 – сборный кольцевой желоб;
 11 – задвижка отсечки; 12 – трубопровод отсечки; 13 – распределительное устройство с успокоительной перегородкой; 14 – выход обработанной воды; 15 – ввод коагулянта;
 16 – линия непрерывной продувки; 18 – задвижка опорожнения осветлителя; 19 – дренажная задвижка; 20 – кран с сервоприводом; 21 – тарировочная воронка; 22 – проботборные точки

Механические фильтры предназначены для улавливания шлама, образовавшегося в результате процессов коагуляции и известкования, но не задержанных в осветлителе. В качестве загрузки фильтров тонкой механической очистки часто используется активированный уголь, который обладает хорошими сорбционными свойствами за счет своей сильнопористой поверхности.

Стандартным способом умягчения воды в системах ВПУ энергетических предприятий является использование ионообменных фильтров. Чаще всего речь идет о Н-катионитном и анионитном фильтрах. Обычно устанавливается 2 ступени фильтров для более глубокой очистки. Аппараты представляют из себя цилиндрические сварные корпуса со сферическими днищами. Аниониты способны достаточно полно поглощать анионы из фильтруемой воды, если они присутствуют в виде кислот. Поэтому воду, поступающую на анионитовые фильтры, предварительно подвергают Н-катионированию. Катионитовый метод умягчения воды основан на способности некоторых практически нерастворимых в воде ма-

териалов – катионитов вступать в ионный обмен с растворенными в воде солями, поглощая их катионы и отдавая в раствор эквивалентное количество катионов водорода (H^+).

При Н-катионировании все катионы, содержащиеся в обрабатываемой воде, заменяются катионами водорода. При этом происходит образование в эквивалентных количествах свободных минеральных кислот – угольной, соляной, серной и т.д. Анионитовые фильтры предназначены для удаления из Н-катионированной воды анионов сильных и слабых кислот: Cl^- , SO_4^{2-} , NO_3^- , HCO_3^- , $HSiO_3^-$. Аниониты представляют собой искусственно приготовленные ионообменные смолы, которые обладают способностью поглощать из водных растворов анионы, выделяя взамен гидроксильный анион OH^- , присутствующий в твердой фазе анионита.



Рис. 6.8. Н-катионитовый фильтр

Декарбонизаторы служат для удаления свободной углекислоты. При Н-катионировании воды вследствие распада бикарбонатов происходит выделение из воды свободной углекислоты. Чем больше бикарбонатная жесткость воды, тем выше содержание в воде свободной углекислоты. Удаление углекислоты необходимо для сохранения емкости поглощения анионитовых фильтров 2 ступени по кремнекислоте и уменьшению расхода щелочи на ОУ. Декарбонизатор представляет собой цилиндрический резервуар. В верхней части резервуара расположена трубная доска с низкими и высокими патрубками, служащими: низкие – для равномерного распределения воды по всему сечению декарбонизатора, высокие – для сбора воздуха с удаляемой углекислотой.

6.7. Схемы, балансы пара и воды на ТЭЦ с отпуском пара из отбора турбины и химической подготовкой добавочной воды.

Продувка котлов и ее использование

Отпуск теплоты от ТЭЦ внешнему потребителю осуществляется по двум принципиально различным схемам (рис. 6.9).

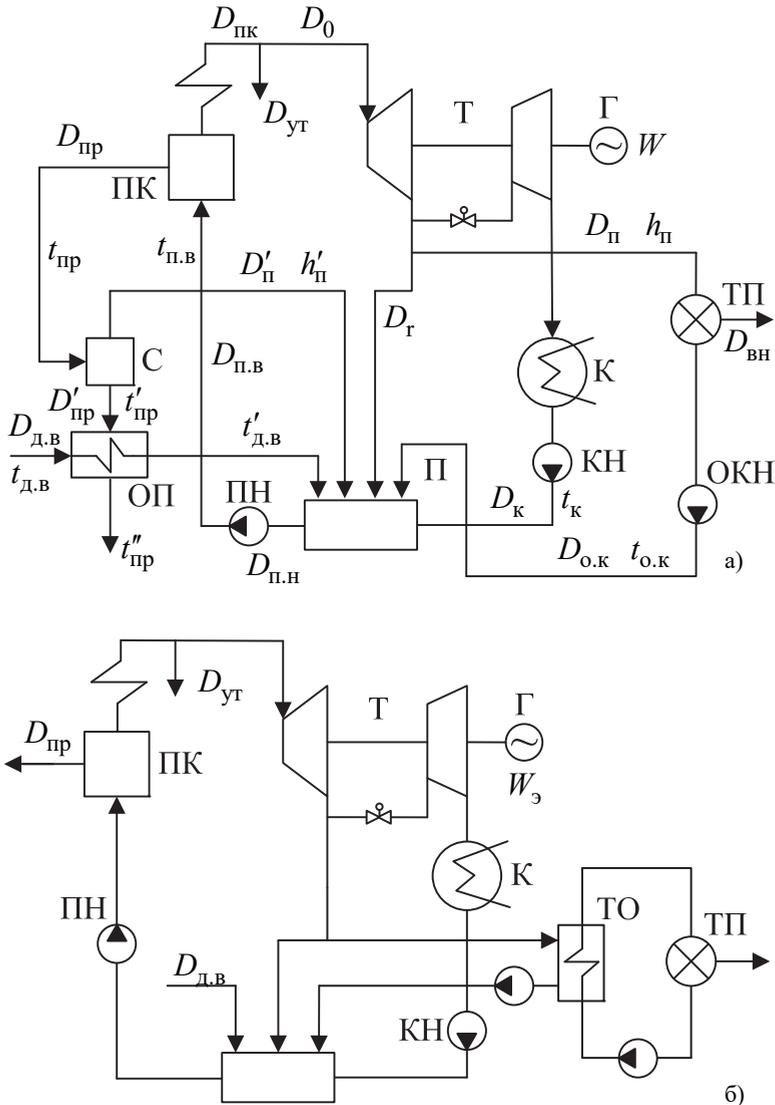


Рис. 6.9. Схемы отпуски теплоты внешнему потребителю:
 а – открытая; б – закрытая; С – сепаратор-расширитель продувки;
 ОП – охладитель продувочной воды; ТП – тепловой потребитель;
 ТО – промежуточный теплообменник

Открытая схема отпуска теплоты (рис. 6.9, а) применяется для подачи промышленному потребителю пара из отбора турбины типа ПТ или из противодавления турбины типа Р.

Закрытая схема отпуска теплоты (рис. 6.9, б) применяется при отпуске теплоты промышленному или отопительному потребителю через промежуточный теплообменник. При этом пар из отбора турбины является только греющей средой для теплоносителя, идущего к внешнему потребителю, и, отдавая свою теплоту, остается на ТЭЦ.

Если потребителю требуется пар, то в качестве промежуточного теплообменника применяются паропреобразователи, а если теплота отпускается в виде горячей воды, то промежуточным теплообменником является подогреватель воды, а теплообменник тепловой сети, – сетевой подогреватель.

При закрытой схеме отпуска теплоты от ТЭЦ баланс пара и конденсата не отличается от КЭС.

При открытой схеме отпуска теплоты потери конденсата резко возрастают. В балансе пара и конденсата необходимо в этом случае учитывать потери конденсата у внешнего потребителя, что составляет в среднем 35–50% расхода пара на теплофикационные турбины. Паровой баланс на ТЭЦ с внешними потерями:

$$D_0 = \Sigma D_r + \Sigma D_f + D_{\text{п}} + D_{\text{к}} + \Sigma D_{\text{у}} + D_{\text{ут}}, \quad (6.6)$$

где $D_{\text{п}}$ – расход пара на внешнего потребителя.

Потери пара и конденсата на такой ТЭЦ состоят из внутренних и внешних потерь. Внешние потери ТЭЦ с открытой схемой отпуска теплоты равны $D_{\text{вн}} = D_{\text{п}} - D_{\text{о.к}}$, где $D_{\text{о.к}}$ – количество обратного конденсата, возвращаемого от внешних потребителей. Общая потеря $D_{\text{пот}}$ пара и конденсата ТЭЦ с открытой схемой отпуска теплоты и, соответственно, количество добавочной воды $D_{\text{д.в}}$ равны сумме внутренних и внешних потерь:

$$D_{\text{пот}} = D_{\text{д.в}} = D'_{\text{пр}} + D_{\text{вн}}. \quad (6.7)$$

Меньшую часть внутренних потерь на электростанции составляет потеря продувочной воды из барабанных котлов. Непрерывная продувка производится для ограничения концентрации солей, щелочей, кремниевой кислоты и других примесей в котловой воде и обеспечения требуемой чистоты пара для надежной работы оборудования.

Расход непрерывной продувки составляет от 0,3 до 3% в зависимости от способа восполнения потерь в схеме. Расчет ее проводится по уравнению солевого баланса котла:

$$D_{\text{пр}} \cdot c_{\text{пр}} + D_{\text{п.к}} \cdot c_{\text{п}} = (D_{\text{п.к}} + D_{\text{пр}}) \cdot c_{\text{п.в}}, \quad (6.8)$$

где $D_{\text{п.к}} + D_{\text{пр}} = D_{\text{п.в}}$; $c_{\text{п}}$, $c_{\text{п.в}}$ и $c_{\text{пр}}$ – концентрация примесей соответственно в паре, питательной и продувочной воде. Отсюда

$$D_{\text{пр}} = \frac{c_{\text{п.в}} - c_{\text{п}}}{c_{\text{пр}} - c_{\text{п.в}}} \cdot D_{\text{п.к}}. \quad (6.9)$$

Концентрацией $c_{\text{п}}$ по сравнению с $c_{\text{пр}}$ и $c_{\text{п.в}}$ можно пренебречь, поэтому

$$D_{\text{пр}} \approx \frac{1}{c_{\text{пр}}/c_{\text{п.в}} - 1} \cdot D_{\text{п.к}} \approx \frac{1}{c_{\text{пр}}/c_{\text{п.в}} - 1} \cdot D_0, \quad (6.10)$$

или в долях D_0

$$\alpha_{\text{пр}} \approx \frac{1}{c_{\text{пр}}/c_{\text{п.в}} - 1}. \quad (6.11)$$

Для снижения потерь продувочной воды и ее теплоты применяют сепараторы-расширители непрерывной продувки котлов и охладители продувочной воды. Перед входом в расширитель продувочная вода проходит через редуктор, и в расширитель уже поступает пароводяная смесь.

В самом расширителе эта смесь разделяется на чистый пар и воду (концентрат); энтальпии пара и воды на выходе из расширителя определяются давлением в расширителе и соответствуют параметрам насыщения.

Пар, количество которого составляет 30% расхода продувочной воды при одноступенчатом расширении, направляется в один из теплообменников регенеративной системы.

Выпар из расширителя продувки и потеря продувочной воды определяются из уравнения теплового и материального баланса расширителя продувки:

$$\begin{aligned} D_{\text{пр}} \cdot h_{\text{пр}} &= D'_{\text{п}} \cdot h''_{\text{п}} + D'_{\text{пр}} \cdot h'_{\text{пр}}; \\ D_{\text{пр}} &= D'_{\text{п}} + D'_{\text{пр}}, \end{aligned} \quad (6.12)$$

где $h_{\text{пр}}$, $h'_{\text{пр}}$ и $h''_{\text{п}}$ – соответственно энтальпии продувочной воды котла, продувочной воды и выпара расширителя продувки. Значения этих величин определяются давлением в барабане котла и в расширителе продувки. Давление пара в расширителе продувки выбирается в зависимости от места в тепловой схеме, куда направляется выпар из расширителя.

Тогда,
$$D'_{\text{п}} = \frac{h_{\text{пр}} - h'_{\text{пр}}}{h''_{\text{п}} - h'_{\text{пр}}} \cdot D_{\text{пр}} \quad (6.13)$$

и

$$D'_{\text{пр}} = D_{\text{пр}} - D'_{\text{п}} = \frac{h''_{\text{п}} - h_{\text{пр}}}{h''_{\text{п}} - h'_{\text{пр}}} \cdot D_{\text{пр}}. \quad (6.14)$$

Количество пара, возвращаемого в систему регенерации из расширительной установки, можно увеличить до 60% расхода продувочной воды, приняв две ступени расширения.

Контрольные вопросы и задания

1. Как определяется количество добавочной воды на КЭС?
2. Объясните формирование баланса пара и воды на КЭС.
3. Перечислите основные методы водоподготовки на ТЭС.
4. Какой метод водоподготовки для получения обессоленной воды получил наибольшее распространение на ТЭС и почему?
5. Какие водоподготовительные установки применяются на ТЭЦ, и в зависимости от чего они выбираются? Ответ обоснуйте.
6. Какие процессы происходят в технологической схеме химического обессоливания воды, и какова их последовательность? Ответ обоснуйте.
7. В чем основная суть термического обессоливания воды? Какое основное оборудование необходимо для ее реализации?
8. Каково назначение и принцип работы осветлителя?
9. Что такое мембранные технологии при подготовке добавочной воды и какие основные особенности их работы и использования?
10. Какие водоподготовительные установки более эффективны при большом содержании солей в исходной воде и почему?
11. Как определяется расход непрерывной продувки и от чего он зависит?

Глава 7. ОТПУСК ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПАРА НА ПАРОСИЛОВЫХ ТЭЦ

7.1. Потребители технологического пара

Промышленные предприятия являются круглогодичными потребителями технологического пара и горячей воды и одновременно сезонными потребителями теплоты с горячей водой для отопления и вентиляции. Следует отметить преобладающую роль технологического пара в общем балансе теплоснабжения предприятий. Доля расхода теплоты на технологические нужды в общем балансе теплоснабжения составляет для нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности 90–97%, для текстильной 80–90%, для резиновой, кожевенно-обувной 70–80%, для пищевой 70–80% и т.д. Частично такое соотношение объясняется использованием вторичной теплоты для целей отопления и горячего водоснабжения.

График потребления технологического пара зависит от вида технологических процессов, от их непрерывности.

Пароснабжение таких потребителей должно обеспечиваться с высокой надежностью, так как перерывы в подаче пара или даже снижения подачи влекут за собой большой материальный ущерб, нарушение технологического процесса и даже опасность возникновения пожаров.

Подобные крупные потребители технологического пара получают его от специальных ТЭЦ, которые называются промышленными ТЭЦ. В виде примера можно назвать Нижнекамские ТЭЦ №1 и 2, Стерлитамакскую ТЭЦ, Тобольскую ТЭЦ и много других. Такие ТЭЦ имеют в своем составе турбины с противодавлением Р-50-130/15, Р-100-130/15, турбины с промышленным и отопительным отборами ПТ-60-130/13; ПТ-80-130/13; ПТ-135-130/13 и турбины только с отопительными отборами Т-100-130 и др. Подобные ТЭЦ в качестве топлива используют мазут, природный газ, уголь.

На таких ТЭЦ применяется тепловая схема с поперечными связями, что позволяет устанавливать однотипные котлы и присоединять БРОУ к переключательной паровой магистрали.

Потребление технологического пара зависит от температуры наружного воздуха, что показано на рис. 7.1. Поэтому промышленные отборы пара необходимо рассчитывать на минимальную нагрузку, а пиковую нагрузку покрывать за счет РОУ или специальных пиковых паровых котлов.

Отношение расходов пара $D_{\text{п}}^{\text{НОМ}}$ к $D_{\text{п}}^{\text{МАКС}}$ называется *коэффициентом теплофикации* по технологическому пару:

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{Т.П}} = D_{\text{п}}^{\text{НОМ}} / D_{\text{п}}^{\text{МАКС}}. \quad (7.1)$$

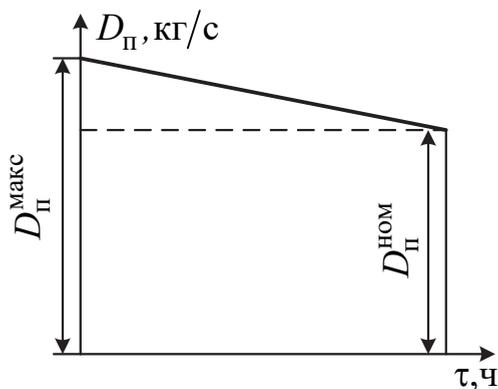


Рис. 7.1. Зависимость потребления технологического пара от наружной температуры воздуха

На технологию требуется пар различного давления: 0,6; 1,0; 1,3; 1,5 МПа. Иногда требуется пар высокого давления (3,5; 10 МПа), но в сравнительно небольших количествах. Такой пар отпускается через РОУ.

7.2. Отпуск пара от турбин с противодавлением

На рисунке 7.2 представлена тепловая схема турбоустановки Р-100-130/15, от которой можно получать технологический пар с давлением 1,2–2,1 МПа. Турбина одноцилиндровая, имеет внутренний корпус с подводом пара в середине цилиндра. Поток пара движется к переднему уплотнению, затем меняет направление и движется к заднему уплотнению. Этим достигается компенсация осевых давлений.

Турбина имеет три отбора на регенеративный подогрев питательной воды в трех подогревателях высокого давления. Третий отбор берется из противодавления турбины и направляется в ПВД1 и деаэратор (Д). Дренажи ПВД сливаются каскадом вплоть до деаэратора. ПВД установлены в две нитки, всего шесть корпусов. Пар на уплотнения и на эжектор отсоса из концевых уплотнений отбирается из деаэратора. Отсасываемый из уплотнений пар конденсируется в холодильнике эжекторов (ХЭ) химически очищенной водой.

Сальниковый подогреватель, в который отводится пар от переднего и заднего уплотнения, охлаждается также химически очищенной водой.

Потоки пара через штоки стопорных и регулирующих клапанов отводятся в деаэратор 0,6 МПа.

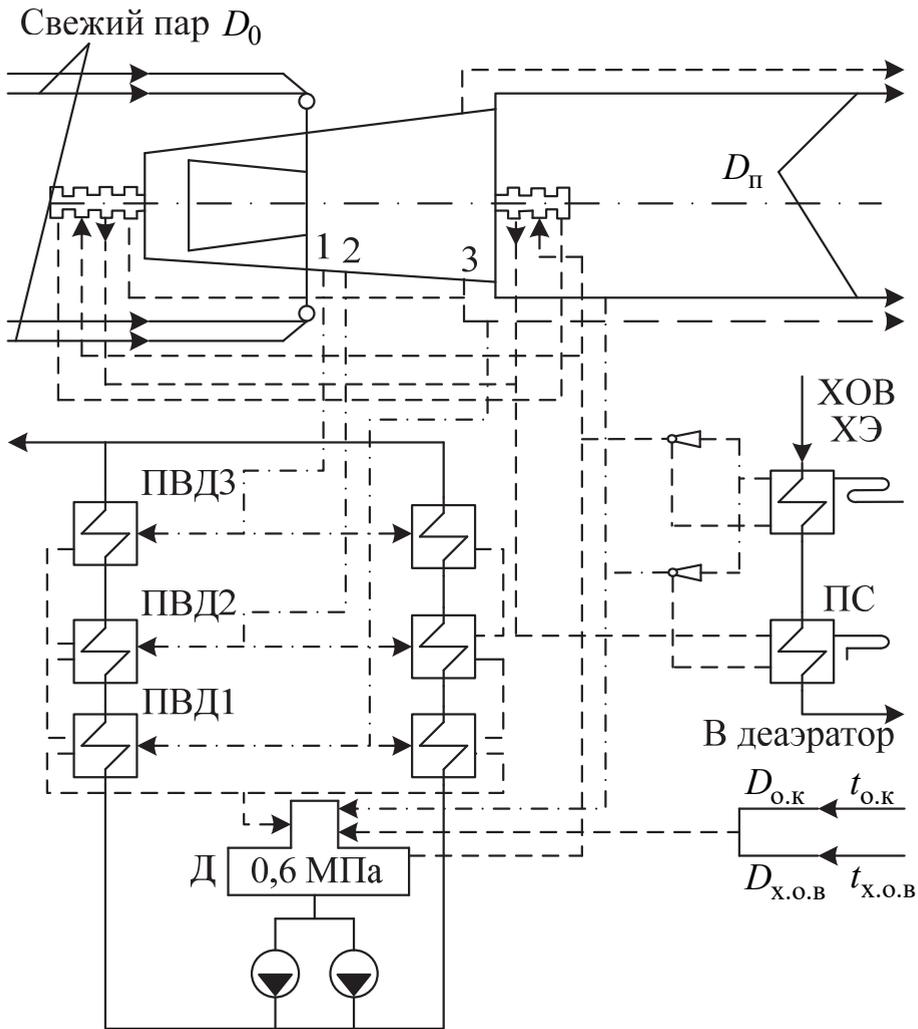


Рис. 7.2. Тепловая схема турбоустановки Р-100-130/15

На рисунке 7.3 представлена энергетическая характеристика турбины Р-100-130/15 в виде сетки кривых, выражающих зависимость $D_0=f(N_3)$ для нескольких постоянных значений p_n . Начальные параметры пара: $p_0=12,75$ МПа, $t_0^\circ\text{C}$; $G_{п.в}=D_0$; повышение энтальпии воды в питательном насосе 31 кДж/кг.

Вид характеристик рис. 7.3 отражает влияние дросселирования пара в частично открытых клапанах; точки перелома соответствуют полному открытию соответствующих регулирующих клапанов.

Максимальный пропуск пара $D_0^{\text{макс}}=760$ т/ч. При $p_n=1,5$ МПа и $D_0=760$ т/ч мощность турбины равна номинальной $N_3=100$ МВт.

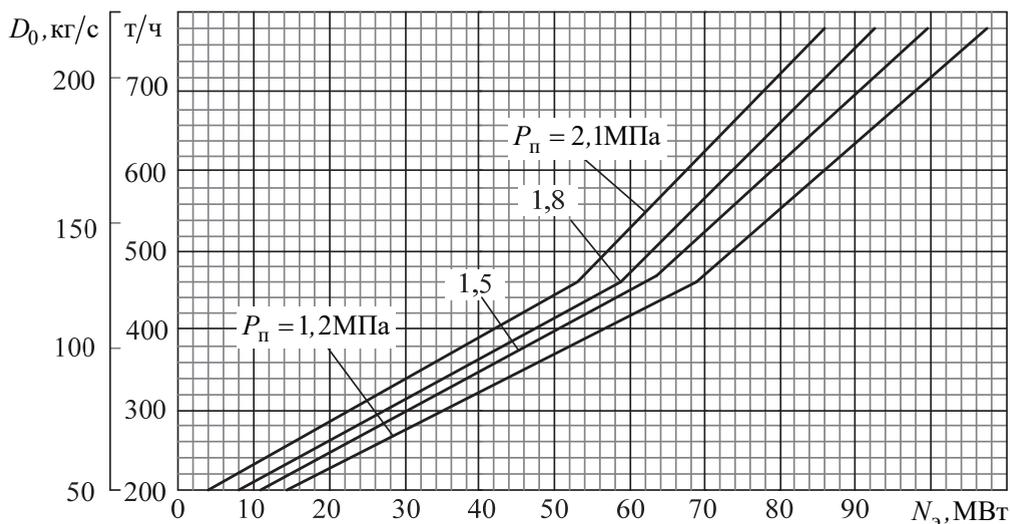


Рис. 7.3. Энергетическая характеристика турбины P-100-130/15

При $p_{п}=2,1\text{МПа}$ и $D_0=760$ т/ч $N_3=86\text{МВт}$; при $p_{п}=1,2\text{МПа}$ и $D_0=760$ т/ч $N_3=107\text{МВт}$. Расход пара технологическому потребителю $D_{п}$ равен разности расходов пара на турбину D_0 и отборов на регенерацию и протечек через уплотнения:

$$D_{п} = D_0 - \sum_1^3 D_{пвд i} - D_{д} - D_{у}. \quad (7.2)$$

Расход пара на деаэратор 0,6 МПа зависит от расхода возврата конденсата $D_{о.к}$ и его температуры $t_{о.к}$, от расхода химически очищенной воды $D_{х.о.в} = D_{п} - D_{о.к}$ и от ее температуры. На рисунке 7.4 приведены графики $D_{п} = f(D_0)$ при условии $D_{о.к} = D_{п}$ при разных температурах $t_{о.к}$ и давлениях $p_{п}$. При $D_0=760$ т/ч, $t_{о.к}=100^{\circ}\text{C}$, $p_{п}=1,5$ МПа имеем $D_{п}=590$ т/ч.

Мощность отдаваемого потребителю потока теплоты при условии $D_{о.к} = D_{п}$ равна:

$$Q_{п} = D_{п} \cdot (h_{п} - h'_{о.к}). \quad (7.3)$$

Обычно $D_{о.к} < D_{п}$ и потеря конденсата восполняется химически очищенной водой:

$$Q_{п} = D_{п} \cdot h_{п} - D_{о.к} \cdot h'_{о.к} + D_{д.в} \cdot h'_{о.к}; \quad (7.4)$$

здесь

$$D_{д.в} = D_{п} - D_{о.к}; \quad Q_{п} = D_{п} \cdot (h_{п} - h'_{рег}). \quad (7.5)$$

При этом

$$h'_{рег} = \frac{D_{п} \cdot t_{о.к} \cdot c_{в} + D_{о.в} \cdot t_{о.в} \cdot c_{в}}{D_{п}}. \quad (7.6)$$

Из рисунка 7.4 видно, что Q_{II} зависит от энтальпии отработавшего пара h_{II} , которая определяется его давлением p_{II} и температурой t_{II} . Температура отработавшего пара повышается при снижении нагрузки и при повышении противодавления турбины.

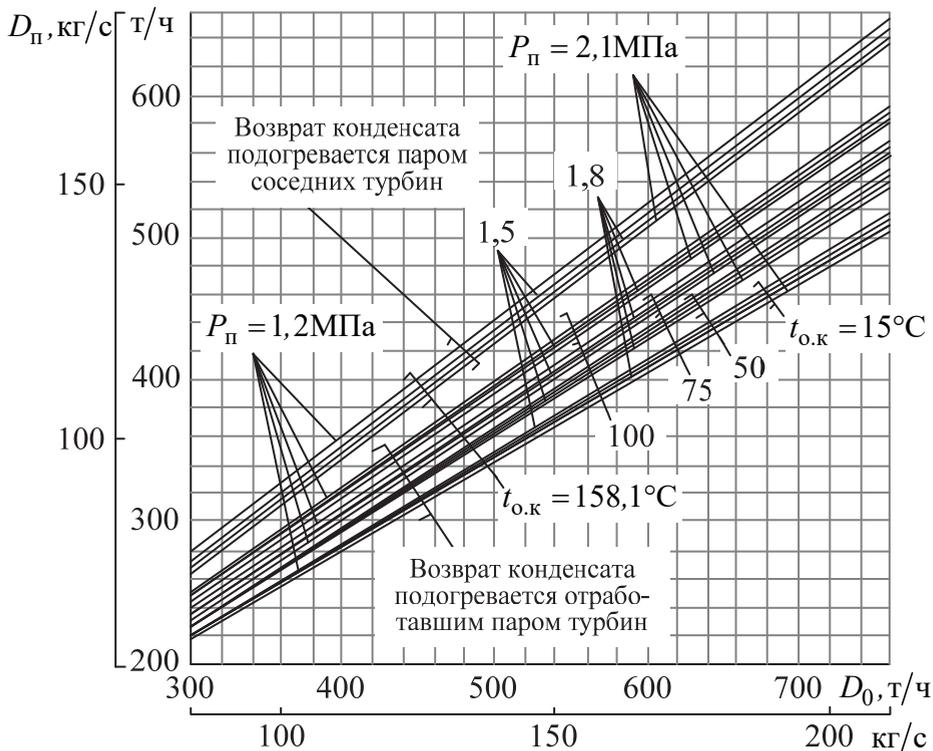


Рис. 7.4. Зависимость отпуска технологического пара D_{II} от расхода пара на турбину D_0 при $D_{0,к} = D_{II}$

На рисунке 7.5 даны кривые, отражающие зависимость энтальпии отработавшего пара h_{II} от расхода пара на турбину и от противодавления p_{II} . Используя устройства для впрыска питательной воды или конденсата, предусмотренные заводами-изготовителями турбин с противодавлением, можно поддерживать постоянную энтальпию и температуру отработавшего пара независимо от расхода пара. Это необходимо делать в том случае, когда ограничена максимальная температура пара в паропроводе к потребителю.

Поскольку турбины с противодавлением работают без потерь теплоты в конденсаторе, удельный расход теплоты на выработку электроэнергии, кДж/(кВт·ч), удобно подсчитывать обратным балансом:

$$q_T^3 = 3600 \cdot \left(1 + \frac{\Delta N_{м,г} + Q_{вн}}{N_T} \right). \quad (7.7)$$

Здесь $Q_{\text{вн}}$ – потери теплоты в окружающую среду. Для Р-100-130 по типовой характеристике $Q_{\text{вн}}=1,37$ МВт. По заводским данным $\Delta N_{\text{мт}}=1,3$ МВт; при $N_5=100$ МВт

$$q_{\text{т}}^{\text{э}}=3600 \cdot \left(1 + \frac{1,3+1,37}{100}\right) = 3700 \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}) \text{ или } 885 \text{ ккал}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}).$$

Установки с противодавлением работают только в режиме по тепловому графику нагрузки, при котором развиваемая электрическая мощность жестко связана с тепловой нагрузкой. Это обстоятельство требует совместной работы турбин типов Р и ПТ.

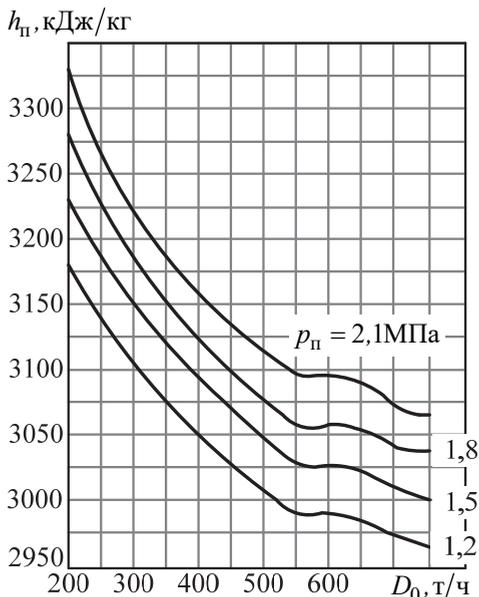
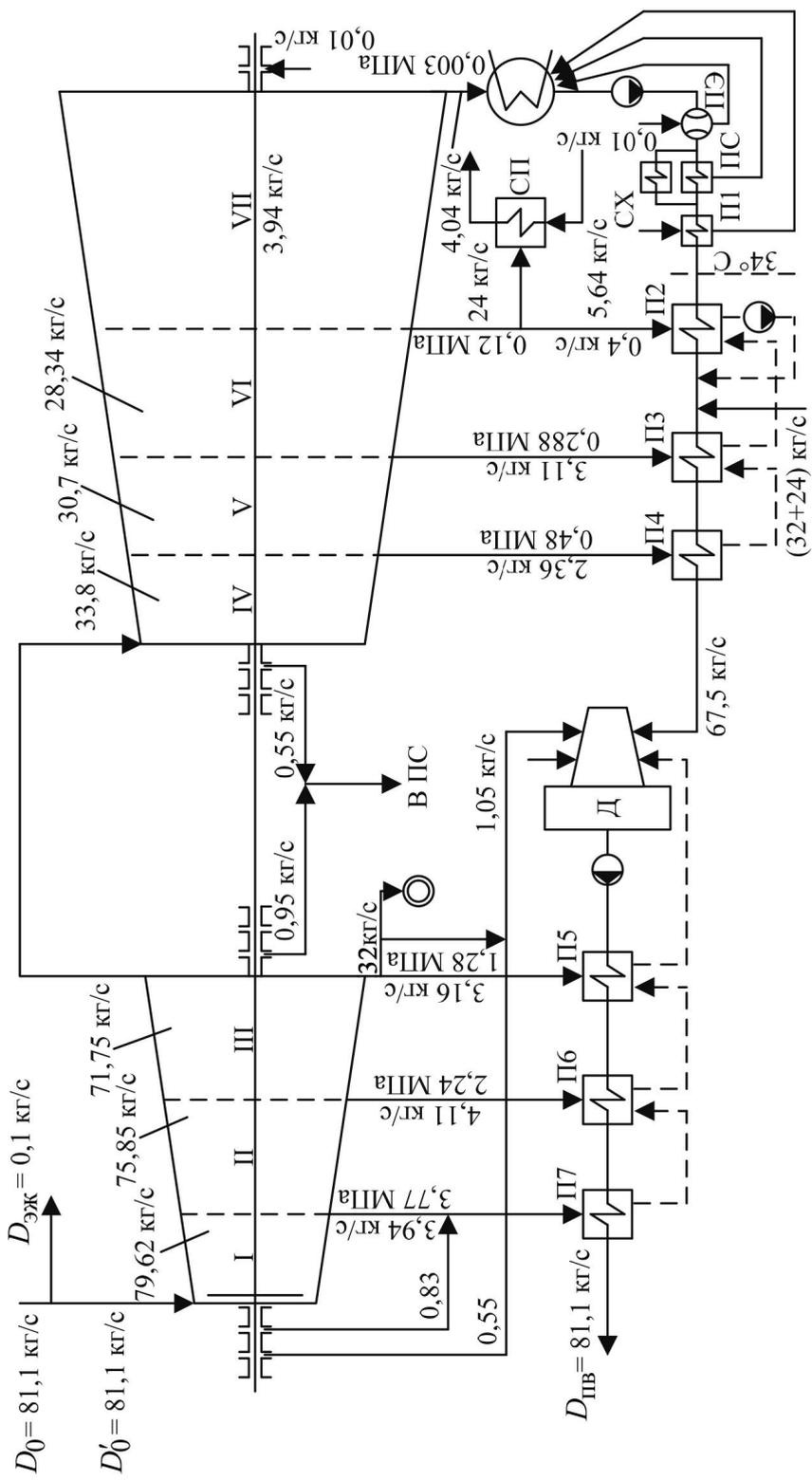


Рис. 7.5. Зависимость энтальпии отработавшего пара h_p от расхода пара на турбину D_0 и от противодавления p_p

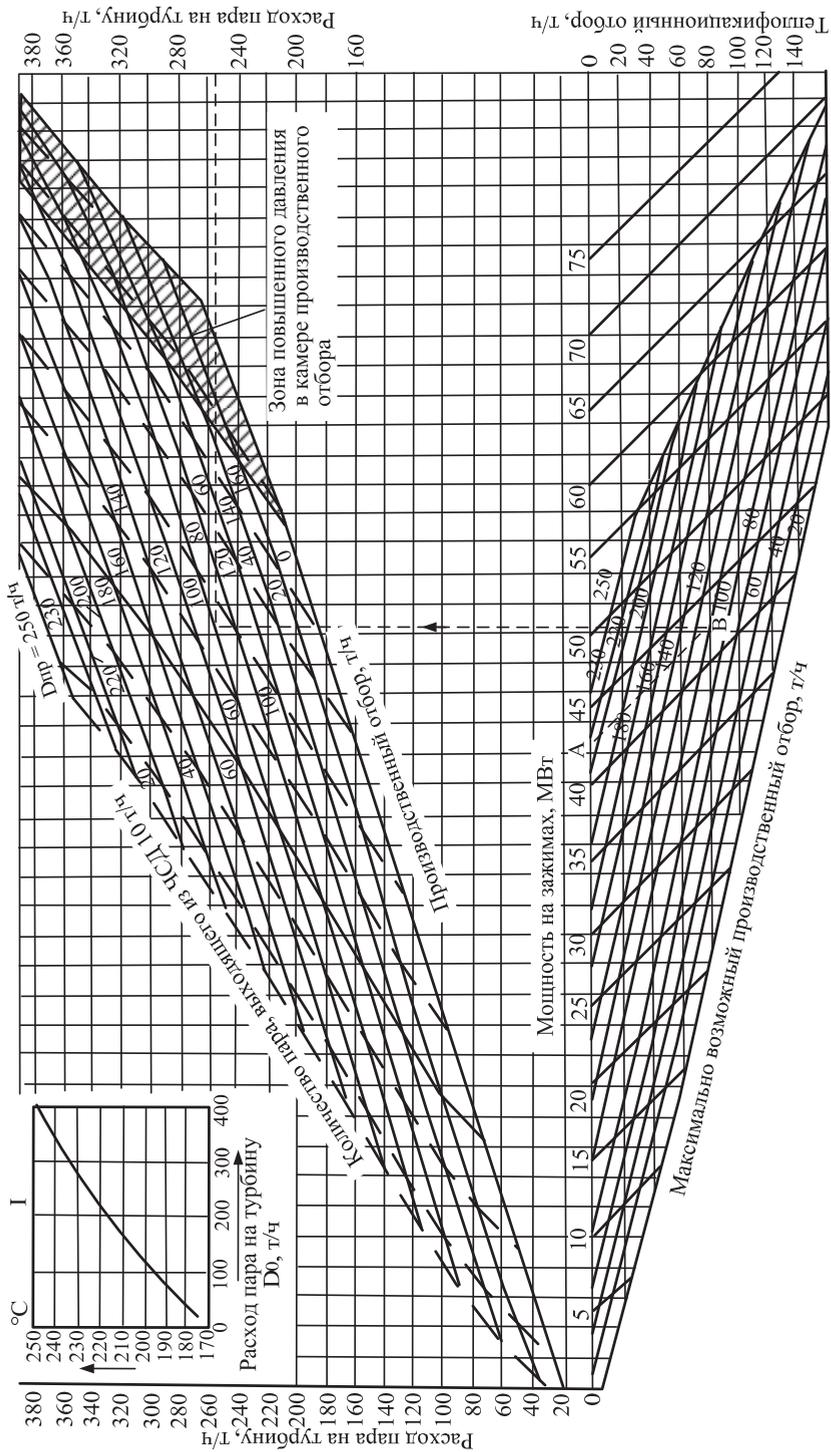
7.3. Режимы работы турбин типов Р и ПТ

Турбины типа ПТ, располагающие как промышленным, так и отопительным (или двумя отопительными) отборами, позволяют работать в любом из многообразных режимов, как по тепловому, так и по электрическому графикам. Турбины типа ПТ устанавливаются на промышленных ТЭЦ в дополнение к турбинам типа Р и передают на их промышленный отбор часть нагрузки по технологическому пару. В то же время отопительный отбор используется для подогрева сетевой, сырой и химически очищенной воды. Турбины типа ПТ также устанавливаются на чисто отопительных ТЭЦ, и в этом случае их промышленный отбор используется для удовлетворения потребителей технологического пара, которые могут оказаться близки ТЭЦ, и для обеспечения собственных нужд ТЭЦ в паре 1,3–0,6 МПа.

В качестве примера рассмотрим турбину типа ПТ-60-130 (рис. 7.6), получившую широкое распространение.



a)



б)

Рис. 7.6. Тепловая схема турбоустановки ПТ-60-130 (а) и диаграмма режимов (б):

I – зависимость температуры регенеративного подогрева питательной воды от расхода пара

Турбина ПАО «Силловые машины» имеет два цилиндра. После ЦВД имеется промышленный отбор пара, на входе в ЦНД установлены регулирующие клапаны. В ЦНД установлена поворотная регулирующая диафрагма для регулирования давления отопительного отбора.

Таким образом, для анализа режимов и определения их показателей турбину можно рассматривать как последовательность трех отсеков: часть высокого давления от первой ступени до камеры промышленного отбора пара, которая совпадает с ЦВД; промежуточный отсек (ПО) – часть ступеней ЦНД до камеры отопительного отбора; часть низкого давления – последние ступени ЦНД, размещенные после регулирующей диафрагмы.

Для ЧВД применимы характеристики типа приведенных выше для турбины Р-100-130/15 (к примеру, цилиндр турбины Р-100-130 применен как ЦВД в турбинах ПТ-135-130 и Т-175-130). Эти характеристики даются в заводских данных и могут быть получены на основании испытаний.

Характеристики ПО типа $\eta_{0i}^{по} = f(p_n, p_t)$ являются расчетными и частично экспериментальными.

Характеристики ЧНД зависят от положения регулирующей диафрагмы.

Суммарная внутренняя мощность турбины

$$N_{\pi} = N_{\text{чнд}i} + N_{\text{по}i} + N_{\text{чнд}i}. \quad (7.8)$$

Возможны следующие режимы:

- 1) теплофикационные режимы с нагрузкой как промышленного, так и отопительного отборов; подразделяются на режимы работы по тепловому и электрическому графикам;
- 2) теплофикационные режимы с нагрузкой только промышленного отбора; подразделяются на режимы по тепловому и электрическому графикам;
- 3) теплофикационные режимы с нагрузкой только отопительного отбора; подразделяются на режимы работы по тепловому и электрическому графикам;
- 4) конденсационный режим.

Режим работы обычно задается следующими данными:

$$D_{\pi}; p_{\pi}; D_{\tau}; p_{\tau}; N_{\tau}.$$

Имеются ограничения по значениям D_{π} и D_{τ} , которые взаимосвязаны балансами потоков пара и мощностей. В типовые характеристики, обобщающие результаты испытаний турбин и заводские расчеты, включены графические характеристики паровых турбин, называемые диаграммами режимов.

По диаграмме режимов можно найти D_0 по заданным D_{π} , D_{τ} , N_{τ} . При этом диаграмма построена для номинальных значений давлений промышленного и отопительного отборов. Для приведения D_0 к заданным p_{π} и p_{τ} прилагаются поправочные кривые.

На рисунке 7.6,а даны тепловая схема турбоустановки ПТ-60-130 и диаграмма режимов, (рис. 7.6,б) разработанная заводом-изготовителем. В схеме указаны параметры пара и воды, соответствующие заводским данным по одному гарантийному эксплуатационному режиму. Указаны пропуски пара через отсеки турбины I–VII.

Приведенные данные могут служить основой для пересчета на любые другие режимы тепловой и электрической нагрузок.

7.4. Отпуск пара от газотурбинных и парогазовых установок

Активное внедрение газотурбинных технологий в отечественную энергетику позволили развить целое направление конфигураций ТЭЦ в основе которых лежит отличный от паросиловых технологий цикл – Брайтона и Брайтона-Ренкина. Это позволило получить новые схемы и технологии отпуска тепловой нагрузки от энергоблоков, в том числе, были разработаны схемы промышленных ГТУ-ТЭЦ с возможностью отпуска технологического пара.

Промышленные ГТУ-ТЭЦ (рис. 7.7) предназначены для генерации технологического пара в котле-утилизаторе. Изменение технологической тепловой нагрузки характеризуется меньшими колебаниями в течение года, облегчая выбор типоразмера и количества применяемых в схеме ГТУ и способы регулирования нагрузки.

Котлы-утилизаторы промышленных ГТУ-ТЭЦ обычно выполняют одноконтурными. Для дополнительного понижения температуры уходящих газов иногда устанавливают в их хвостовой части газовые сетевые подогреватели (ГСП) для обеспечения имеющейся отопительной нагрузки. Такие ГТУ-ТЭЦ называют комбинированными.

Промышленные ГТУ-ТЭЦ используются для производства технологического пара. Применение таких установок достаточно широко распространено в мире для обеспечения независимого производства пара на нужды предприятия. Примером использования ГТУ для производства технологического пара является ГТУ-ТЭЦ нефтеперерабатывающего завода близ г. Коринф (Греция), состоящая из двух газотурбинных генераторных блоков SGT-500 (GT 35 ABB) Сименс, которые производят выхлоп газов в котел-утилизатор. Последний позволяет производить до 70 т/ч пара.

Данные по нескольким зарубежным промышленным ГТУ-ТЭЦ с агрегатами средней (10÷50 МВт) мощности приведены в табл. 7.1.

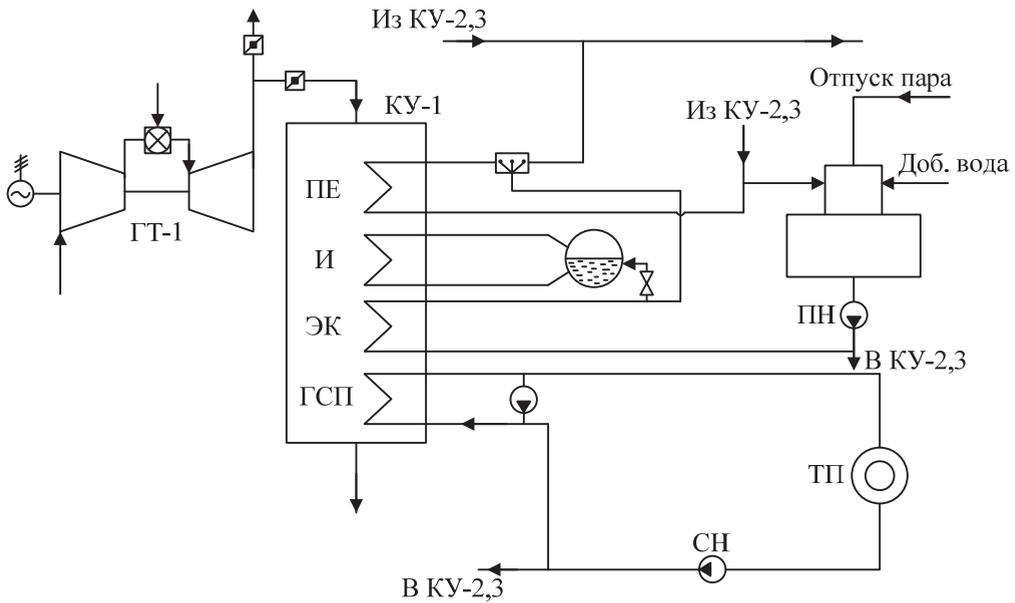


Рис. 7.7. Схема промышленной ГТУ-ТЭЦ:

ГТ – газовая турбина, КУ – котел-утилизатор, ПЕ – перегреватель пара, И – испаритель, ГСП – газовый сетевой подогреватель, ПН – питательный насос, СН – сетевой насос, ТП – тепловой потребитель

Таблица 7.1

Показатели крупных газотурбинных ТЭЦ в США и Западной Европе

Характеристика	Хьюстон США	Леркинс Нидерланды	Сикомор США	Мидвей США
Электрическая мощность ТЭЦ, МВт	300	49,4	300	225
Количество и тип ГТУ	4×М7Е	1×GT8	4×М7Е	3×М7Е
Тепловая мощность ТЭЦ, МВт	426	73,3	440	316
Выработка электричества на тепловом потреблении, кВт·ч/Гкал	820	785	790	830
Коэффициент использования тепла топлива, %	75,0	77,8	77,5	75,8
Коэффициент полезного действия без тепловой нагрузки, %	31,0	31,5	31,5	31,5

Следует отметить, что установка таких ГТУ-ТЭЦ на промышленных предприятиях позволяет также, повысить показатели готовности и надежности всего производства, уменьшить затраты. Теплота уходящих газов, как и количество необходимого технологического пара – величины, практически не зависящие от температуры наружного воздуха. Поэтому ГТУ-ТЭЦ по производству технологического пара можно использовать для круглогодичной стабильной работы в утилизационном режиме. На таких ТЭЦ вырабатывается пар с давлением до 6 МПа и температурой до 400÷500°С.

На сегодняшний день в России промышленные ГТУ-ТЭЦ практически не используются. В начале 2000 г. в Белоруссии запущена в опытно-промышленную эксплуатацию Новополоцкая ГТУ-ТЭЦ, в состав которой входят две газовых турбины ГТЭ-20/55СТ (эл. мощность – 20 МВт, КПД – 30%) и два котла-утилизатора производства Подольского машиностроительного завода (давление пара – 1,4 МПа, температура пара – 275°С, производительность – 45 т/ч). ГТУ-ТЭЦ предназначена для снабжения паром Новополоцкого нефтеперерабатывающего завода.

Отпуск технологического пара от ПГУ ТЭЦ аналогичен отпуску от ГТУ-ТЭЦ или от паросилового блока в зависимости от типа паровой турбины П, ПТ или Р.

Применение газотурбинных и парогазовых технологий только для получения промышленного пара используется в основном на объектах локальной генерации для обеспечения независимых от крупных генераторов потребностей в паре.

Контрольные вопросы и задания

1. Что такое коэффициент теплофикации по технологическому пару? И как его определяют?
2. В чем особенности работы турбин с противодавлением? Как определить удельный расход теплоты на выработку электроэнергии для ТЭЦ с турбинами типа «Р»?
3. Перечислите основные режимы работы на энергоблоках с турбинами типа «ПТ».
4. Расскажите, об организации отпуска тепловой энергии от промышленных ГТУ-ТЭЦ.
5. В чем состоят основные особенности отпуска технологического пара от паросиловых блоков и ГТУ-ТЭЦ?

Глава 8. ОТПУСК ТЕПЛОТЫ НА ОТОПЛЕНИЕ

8.1. Потребление теплоты для бытовых нужд

Для нормального функционирования человека как во время его трудовой деятельности, так и в домашних условиях должны обеспечиваться условия комфорта, которые регламентируются санитарно-гигиеническими нормами. К числу этих условий относятся отопление и вентиляция помещений и горячее водоснабжение, которые требуют подачи теплоты. Система подачи теплоты для указанных бытовых нужд называется системой теплоснабжения, которая включает источник теплоты, передающие теплоноситель трубопроводы и нагревательные приборы. Находят применение как централизованные, так и индивидуальные системы теплоснабжения.

Индивидуальные системы теплоснабжения используют современное оборудование и автоматику. При этом применяется централизованная доставка топлива: жидкое топливо доставляется автотранспортом и заправляется в установку, сжиженный газ доставляется в баллонах, природный газ подается по трубам.

Достоинством индивидуального теплоснабжения является отсутствие промежуточного звена для транспорта теплоносителя. Индивидуальное теплоснабжение, базирующееся на твердом топливе, связано с сильным загрязнением окружающего воздуха, а также с высоким удельным расходом топлива из-за низкой экономичности индивидуальных топочных устройств.

Наиболее рациональный путь – это переход на централизованное теплоснабжение в городах и поселках.

В качестве источников теплоты при централизованном теплоснабжении используются районные теплоснабжающие станции (РТС) и теплоэлектроцентрали (ТЭЦ).

Применение ТЭЦ в качестве источника теплоты для теплоснабжения называется теплофикацией (сюда относятся также и ТЭЦ с отпуском пара технологическим потребителям).

При выборе системы теплоснабжения для некоторого района теплопотребления, прежде всего, надо определить отопительную и вентиляционную нагрузки и нагрузку горячего водоснабжения.

Отпуск теплоты на отопление должен обеспечивать в помещении установленную санитарными нормами температуру $t_{в}$, которая для жилых помещений равна $+18^{\circ}\text{C}$, для школ, детских садов, поликлиник и больниц $+20^{\circ}\text{C}$, для общественных зданий $+16^{\circ}\text{C}$.

Количество теплоты, необходимое для поддержания $t_{в}$ и передаваемое отопительными приборами, определяется тепловыми потерями $Q_{\text{тп}}$, пропорциональными разности внутренней и наружной температур ($t_{в} - t_{\text{нв}}$):

$$Q_{\text{от}} = \chi_0 \cdot V \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{нв}}), \quad (8.1)$$

где χ_0 – отопительная характеристика здания, выражающая потери теплоты через наружные ограждения здания при разности температур $(t_{\text{в}} - t_{\text{нв}}) = 1^\circ\text{C}$, отнесенные к 1 м^3 ; V – объем здания, м^3 .

Для производственных зданий $\chi_0 = 0,5 \div 0,85 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; для жилых зданий χ_0 подсчитывают по эмпирической формуле

$$\chi_0 = a/V^{1/6}, \quad (8.2)$$

где $a = 1,6$ при толщине наружных стен 2,5 кирпича и двойном остеклении; $a = 2,0 \div 2,2$ для крупноблочных зданий из сборного железобетона.

Строительные нормы и правила (СНиП) регламентируют расчет тепловых потерь и отопительной нагрузки. Для различных климатических районов установлены расчетные температуры наружного воздуха $t_{\text{н.в}}^{\text{р}}$ и продолжительность отопительного сезона $\tau_{\text{о.с}}$.

Температура начала отопительного сезона установлена $+8^\circ\text{C}$, причем предусмотрено, что включение отопления определяется снижением среднесуточной температуры ниже 8°C в течение 5 суток подряд. На рисунке 8.1 дается график отопительной нагрузки $Q_{\text{от}}$ в зависимости от $t_{\text{н.в}}$. При $t_{\text{н.в}} = t_{\text{н.в}}^{\text{р}}$ имеем $Q_{\text{от}} = Q_{\text{от}}^{\text{р}}$.

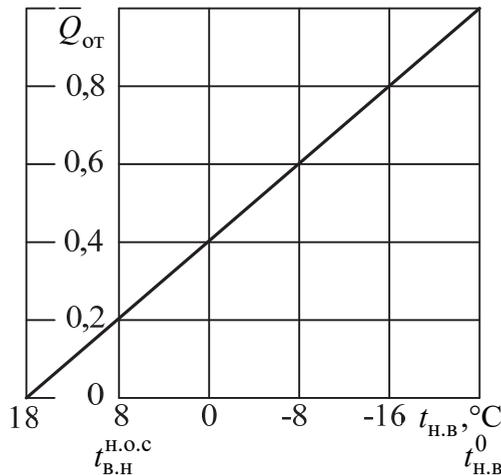


Рис. 8.1. График отопительной нагрузки $\bar{Q}_{\text{от}} = Q_{\text{от}}/Q_{\text{от}}^{\text{р}}$ в зависимости от температуры наружного воздуха:

$t_{\text{н.в}}^{\text{н.о.с}}$ – температура начала отопительного сезона; $t_{\text{н.в}}^{\text{р}}$ – температура наружного воздуха

Как следует из формулы (8.1), отопительная нагрузка равна нулю при $t_{\text{н.в}} = t_{\text{в}}$. Так как температура начала отопительного сезона $t_{\text{н.в}}^{\text{н.о.с}} = +0,8^\circ\text{C}$, начальная отопительная нагрузка:

$$Q_{\text{от}}^{\text{н.о.с}} = Q_{\text{от}}^{\text{р}} \cdot \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н.в}}^{\text{н.о.с}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н.в}}^{\text{р}}}. \quad (8.3)$$

При $t_b = +18^\circ\text{C}$ и $t_{н.в}^p = -25^\circ\text{C}$

$$Q_{от}^{н.о.с} = Q_{от}^p \cdot \frac{18-8}{18+25} = 0,233 \cdot Q_{от}^p \quad (8.4)$$

Для определения количества теплоты на отопление за отопительный сезон необходимо знать продолжительности наружных температур. По результатам многолетних наблюдений для различных климатических районов строят график продолжительностей наружных температур, что позволяет при использовании графика тепловой нагрузки получить график продолжительностей отопительных нагрузок, построение которого показано на рис. 8.2.

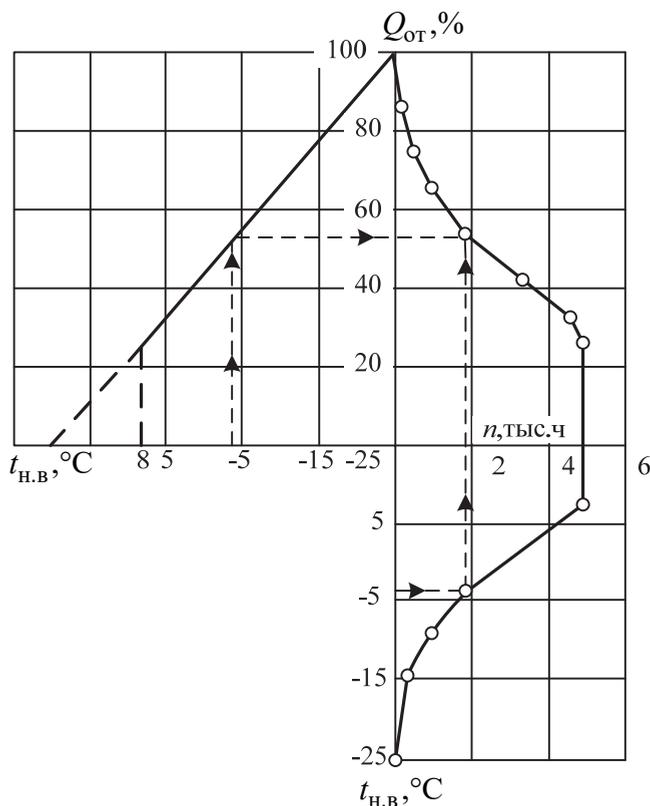


Рис. 8.2. Построение графика продолжительностей отопительных нагрузок

График продолжительностей отопительных нагрузок определяет зависимость $Q_{от} = f(\tau)$ и суммарный отпуск теплоты на отопление за отопительный сезон:

$$Q_{от}^{о.с} = \int_0^{\tau_{о.с}} Q_{от}(\tau) d\tau = Q_{от}^p \cdot \tau_{о.с} \cdot f, \quad (8.5)$$

где f – средняя относительная отопительная нагрузка (коэффициент загрузки) за отопительный сезон.

Кривая продолжительностей отопительных нагрузок аппроксимируется степенной функцией:

$$Q_{от}/Q_{от}^p = 1 - m_1 \cdot (\tau/\tau_{о.с})^\lambda. \quad (8.6)$$

Определим значения m_1 и λ из исходных условий: при $\tau = \tau_{о.с}$ $Q_{от} = Q_{от}^{н.о.с} = Q_{от}^p \cdot f_0$.

Из (8.6) выразим:

$$\begin{aligned} m_1 &= 1 - Q_{от}/Q_{от}^p = 1 - f_0; \\ Q_{от}/Q_{от}^p &= 1 - (1 - f_0) \cdot (\tau/\tau_{о.с})^\lambda. \end{aligned} \quad (8.6a)$$

Подставим в (8.4) выражение для $Q_{от}$ из (8.6a)

$$\int_0^{\tau_{о.с}} Q_{от}^p \left[1 - (1 - f_0) \cdot \left(\frac{\tau}{\tau_{о.с}} \right)^\lambda \right] d\tau = Q_{от}^p \cdot \tau_{о.с} \cdot f. \quad (8.7)$$

После интегрирования имеем:

$$Q_{от}^p \left[1 - (1 - f_0) \cdot \frac{\tau_{о.с}^{\lambda+1}}{\lambda+1} \cdot \frac{1}{\tau_{о.с}^\lambda} \right] = Q_{от}^p \cdot \tau_{о.с} \cdot f, \quad (8.8)$$

или

$$Q_{от}^p \cdot \tau_{о.с} \cdot \left[1 - (1 - f_0) \cdot \frac{1}{\lambda+1} \right] = Q_{от}^p \cdot \tau_{о.с} \cdot f$$

после преобразования получаем

$$1 - (1 - f_0)/(\lambda + 1) = f.$$

Отсюда

$$\lambda = (f - f_0)/(1 - f). \quad (8.9)$$

Теперь (8.9) можно записать в виде:

$$Q_{от}/Q_{от}^p = 1 - (1 - f_0) \cdot (\tau/\tau_{о.с})^{\frac{f-f_0}{1-f}}. \quad (8.10)$$

Это выражение (формула Россандера) позволяет строить кривые продолжительностей отопительных нагрузок для любых исходных данных.

В таблице 8.1 приведены характеристики отопительного сезона для некоторых климатических районов по СНИП (для средней многолетней среднегодовой температуры наружного воздуха).

Таблица 8.1

**Характеристики отопительного сезона
для некоторых климатических районов по СНИП**

Характеристика	Климатический район						
	I-В	II-А	II-Б	II-В	III-А	III-Б	IV-А
Продолжительность отопительного сезона $\tau_{о.с}$, ч	5472	6408	5040	5064	4992	3864	2472
Расчетная температура наружного воздуха $t_{н.в}^p$, °С	-39,7	-27,8	-20,1	-25,2	-29,8	-16	-11,3
Средняя относительная отопительная нагрузка f	0,493	0,48	0,482	0,491	0,552	0,5	0,5

Характеристиками отопительного сезона являются: продолжительность отопительного сезона $\tau_{o.c}$, ч; расчетная температура наружного воздуха $t_{н.в}^p$, °С; коэффициент загрузки за отопительный сезон f ; среднегодовая температура наружного воздуха $t_{н.в}^{cp}$.

Так, для климатического района II-Б имеем:

$$\tau_{o.c}=5064 \text{ ч}; t_{н.в}^p = -25,2^\circ\text{C}; t_{н.в}^{cp} = -0,1^\circ\text{C}; f=0.491. \text{ Для этого района имеем:}$$

$$f_0=(18-8)/(18+25,2)=0,2315;$$

$$\lambda=(0,491-0,2315)/(1-0,491)=0,51.$$

Формула Россандера запишется в виде

$$Q_{от}/Q_{от}^p=1-0,7685 \cdot (\tau^{0,51}/5064^{0,51})=1-0,0099 \cdot \tau^{0,51}.$$

Кривая продолжительностей отопительных нагрузок позволяет наглядно анализировать режимы ТЭЦ в течение отопительного сезона и подсчитывать показатели ТЭЦ за отопительный сезон, что будет рассмотрено ниже.

Температура внутри помещения поддерживается на заданном уровне при условии, что подводимая на отопление теплота равна тепловым потерям: $Q_{от}=Q_{т.п}$. При нарушении этого равенства возникает перетоп или недотоп, то есть происходит изменение во времени значения $t_{н.в}$ до тех пор, пока не установится новое равенство $Q_{от1}=Q_{т.п1}$.

Рассмотрим переходный процесс при прекращении подвода теплоты. В этом случае помещение будет отдавать аккумулированную теплоту наружному воздуху:

$$-Cdt_b=K \cdot F(t_b - t_{н.в})d\tau, \quad (8.11)$$

где C – теплоемкость среды в помещении; K – коэффициент теплопередачи через ограждения здания; F – площадь поверхности теплообмена.

Перепишем уравнение (8.11) в форме

$$d(t_b - t_{н.в})/(t_b - t_{н.в}) = -(d\tau/T_{ак}), \quad (8.11a)$$

где $t_{н.в}$ – постоянная; $T_{ак}=C/(K \cdot F)$ – аккумулирующая способность здания, ч.

После интегрирования имеем:

$$\ln \frac{t_b - t_{н.в}}{t_b^{нач} - t_{н.в}} = -\frac{\tau}{T_{ак}},$$

где $t_b^{нач}$ – начальная внутренняя температура.

Далее полученная формула преобразуется:

$$t_b = t_{н.в} + (t_b - t_{н.в}) \cdot e^{-\tau/T_{ак}}. \quad (8.12)$$

Выражение (8.12) позволяет рассчитать изменение t_b при известном значении $T_{ак}$ по истечении τ , ч, после прекращения отопления.

Аккумулирующая способность $T_{ак}$ может быть определена экспериментально для различных типов зданий и составляет 20–50 ч.

Расчет теплоты на вентиляцию ведется так же, как и на отопление. Отличие лишь в уровне расчетной наружной температуры, которая для вентиляции принимается выше, чем для отопления. Так, для Москвы при $t_{от}^p = -25^\circ\text{C}$ имеем $t_B^p = -14^\circ\text{C}$.

Горячее водоснабжение дает круглогодичную тепловую нагрузку с некоторым снижением в летний период по сравнению с отопительным сезоном (на 20–25%).

В течение суток потребление теплоты на горячее водоснабжение меняется: утром – пик нагрузки, затем дневной провал и вечерний пик, ночью – глубокий провал нагрузки. Суточный график изменения нагрузки горячего водоснабжения приведен на рис. 8.3, этот график подобен суточному графику потребления электрической энергии.

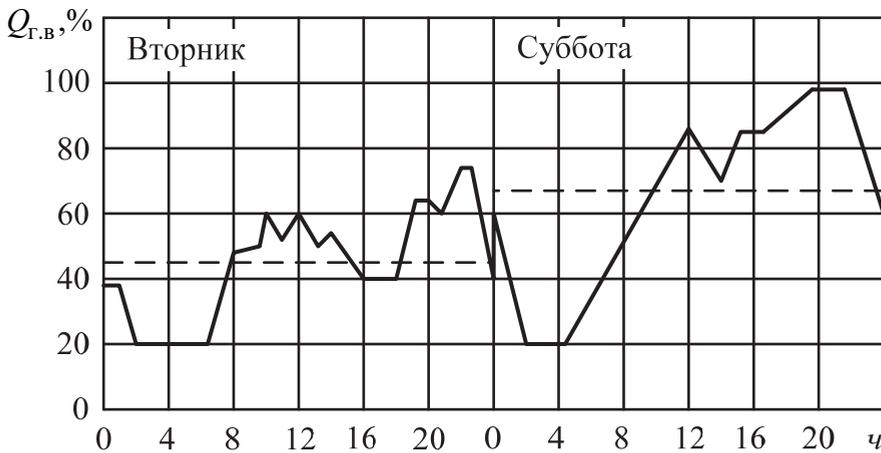


Рис. 8.3. Суточный график нагрузки горячего водоснабжения

Потребление теплоты для горячего водоснабжения подсчитывается по специальным формулам в соответствии с нормами. Для района теплоснабжения при определении общей расчетной тепловой нагрузки $Q_{с.в.}^p = Q_{от}^p + Q_{в}^p + Q_{г.в.}^p$ оперируют постоянной средненедельной нагрузкой горячего водоснабжения, которую можно оценивать в долях отопительной нагрузки

$$\rho_{г.в.} = Q_{г.в.} / Q_{от}^p, \quad (8.13)$$

или в долях общей тепловой нагрузки:

$$\mu_{г.в.} = Q_{г.в.} / Q_{с.в.}^p, \quad (8.14)$$

$$\rho_{г.в.} = \mu_{г.в.} / (1 - \mu_{г.в.}). \quad (8.15)$$

Для вновь застраиваемых районов $\mu_{г.в.} = 0,20 - 0,25$; $\rho_{г.в.} = 0,25 - 0,33$.

8.2. Системы теплоснабжения

В системах теплоснабжения в качестве теплоносителя в отечественной практике применяется вода, обладающая известными преимуществами по сравнению с паром. Так, при применении в качестве теплоносителя отборного пара из-за гидравлического сопротивления паровой сети необходимое давление в отборе возрастает и оказывается выше того, которое требуется для соответствующего подогрева сетевой воды, что снижает удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении в турбине. При водяных системах нет внешних потерь конденсата, что облегчает проблему его восполнения на ТЭЦ.

Водяные системы более благоприятны в отношении регулирования.

На рисунке 8.4 приведена схема закрытой системы теплоснабжения. Движение воды в системе осуществляется с помощью сетевого насоса 1, установленного на ТЭЦ. Подогрев воды происходит в сетевых подогревателях 2 отборным паром и в пиковых водогрейных котлах 3, после чего сетевая вода поступает в подающую линию 4, а далее – к абонентским установкам отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. На схеме рис. 8.4 показаны различные варианты подключения абонентов.

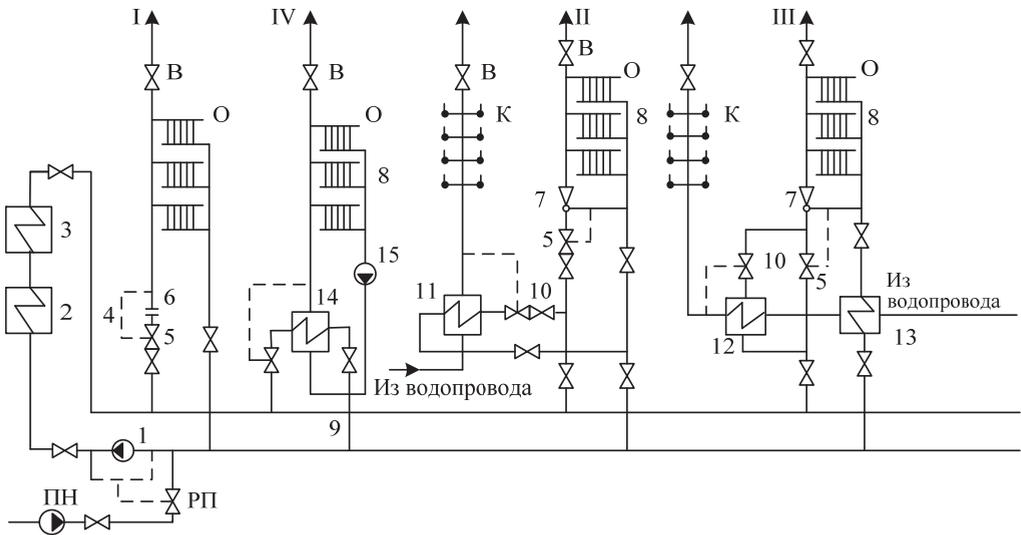


Рис. 8.4. Схема закрытой системы теплоснабжения

Схема I – присоединения к тепловой сети отопительной системы промышленного предприятия. На линии к абоненту установлен регулятор расхода 5, который получает команду по перепаду давления в специально установленной дроссельной шайбе 6.

Схема II – совместного присоединения отопительной системы и системы горячего водоснабжения. Имеется общий ввод сетевой воды, который затем разветвляется. Одно ответвление предназначено для отопительной системы, работающей с постоянным расходом воды, который поддерживается регулятором расхода 5. Далее установлено смесительное устройство 7, функции которого обычно выполняет струйный насос – элеватор. Конструкция элеватора показана на рис. 8.5. Скорость воды увеличивается за счет давления перед соплом элеватора 1; разогнанный поток воды из прямой линии инжектирует воду из обратной линии в приемную камеру 2. Далее горячая вода смешивается с охлажденной водой из обратной линии в камере смешения 3 и через диффузор 4, в котором частично восстанавливается давление воды, поступает в систему отопления. Это подмешивание охлаждающей воды необходимо для поддержания в отопительных приборах температуры воды не выше 95°C , что диктуется санитарно-гигиеническими соображениями.

В подающей линии максимальная температура сетевой воды обычно составляет 150, иногда 130°C . После элеватора 7 вода поступает к отопительным приборам 8, из последних – собирается в обратную линию, подключенную к магистрали обратной воды 9, ведущей на ТЭЦ, и снова сетевым насосом подается в подающую линию. Перед сетевым насосом в обратную линию на ТЭЦ подается подпиточная вода, восполняющая утечки сетевой воды в тепловой сети или температурное изменение объема воды, заполняющей теплосеть. Расход подпиточной воды устанавливается регулирующим клапаном, получающим команду по импульсу от нейтральной точки, в которой поддерживается постоянное давление, что способствует ограничению возможных изменений давления в тепловой сети на ТЭЦ.

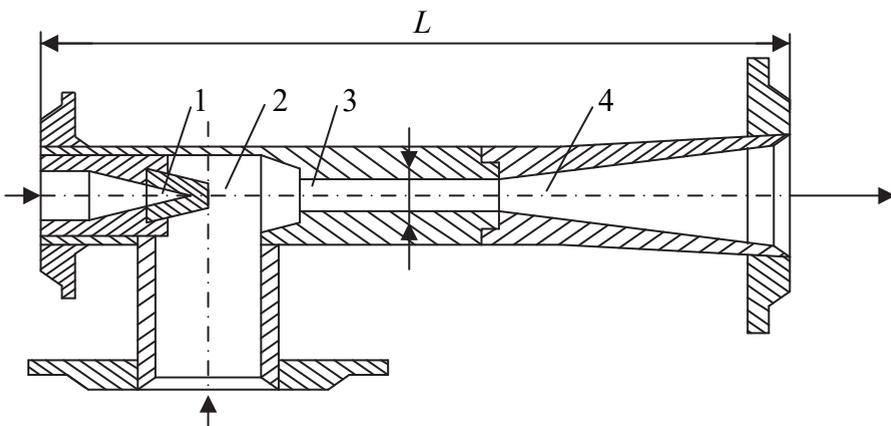


Рис. 8.5. Конструкция струйного насоса

На рисунке 8.6 показана схема создания нейтральной точки на специальной перемычке между нагнетательной и всасывающей линиями сетевого насоса. От перемычки 4, соединяющей напорный и всасывающий коллекторы сетевого насоса 5, импульсная линия идет к регулирующему сливному клапану 3. При понижении давления в перемычке клапан 2 получает команду на открытие, подпиточный насос 1 подает больше воды, и давление восстанавливается.

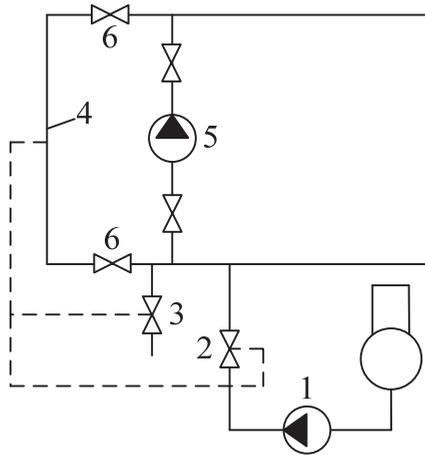


Рис. 8.6. Схема создания нейтральной точки

При повышении давления в перемычке клапан 2 перекрывается, что снижает подпитку и восстанавливает давление. В том случае, когда клапан 2 полностью закрывается, а давление в нейтральной точке все же возрастает, срабатывает сливной клапан 3, открывающий сброс воды в дренаж вплоть до восстановления нормального давления. Клапан 6 на перемычке 4 предназначен для регулирования давления, устанавливаемого в нейтральной точке.

Подпиточная вода – это химически очищенная деаэрированная вода. Обычно применяется схема Na- или H-катионирования. Согласно ПТЭ подпиточная вода должна удовлетворять следующим нормам: содержание кислорода – не более 0,05, содержание взвешенных частиц – не более 5,0 мг/л, остаточная карбонатная жесткость – не более 400 при наличии пиковых водогрейных котлов и 700 мкг-экв/л при их отсутствии.

На ответвлении к системе горячего водоснабжения (рис. 8.4) установлен регулятор температуры 10, получающий команду по температуре водопроводной воды после подогревателя 11. Охлажденная в водо-водяном подогревателе 11 сетевая вода поступает в обратную линию. Такая схема подключения отопления и горячего водоснабжения называется параллельной.

На схеме III рис. 8.4 показано двухступенчатое последовательное присоединение установки горячего водоснабжения и отопительной установки, полу-

чившее широкое применение. В этой схеме поток сетевой воды из подающей линии также разветвляется: один поток через регулятор расхода 5 направляется в систему отопления, а другой – в подогреватель водопроводной воды 12. Этот подогреватель является второй ступенью подогрева воды для горячего водоснабжения. В нем вода нагревается до требуемой санитарными нормами температуры 60°C. За подогревателем 12 на потоке сетевой воды установлен регулятор температуры 10, после которого сетевая вода вливается в основной поток воды на отопление перед элеватором 7. В линию обратной сетевой воды включен подогреватель водопроводной воды первой ступени 13. Регулятор температуры 10 управляет пропуском сетевой воды через подогреватель 12, прекращая его совсем в том случае, когда водопроводная вода уже в нижней ступени подогрева нагревается до заданной температуры 60°C. Регулятор расхода 5 обеспечивает постоянство общего расхода сетевой воды на абонентский ввод, получая команду по перепаду давлений в сопле элеватора.

Основная идея описанной схемы состоит в том, что она позволяет осуществить совместное регулирование отпуска теплоты на отопление и горячее водоснабжение. При этом переменная тепловая нагрузка горячего водоснабжения покрывается без установки аккумуляторов горячей воды – за счет изменения отпуска теплоты на отопление. Так, при росте нагрузки горячего водоснабжения регулятор температуры увеличивает пропуск воды через вторую ступень подогрева водопроводной воды, в результате чего температура сетевой воды перед элеватором снижается, а отпуск теплоты на отопление при неизменном расходе сетевой воды сокращается. Такое кратковременное сокращение отпуска теплоты на отопление в часы утреннего и вечернего пиков нагрузки горячего водоснабжения возможно благодаря аккумулирующей способности зданий, сохраняющих температуру в помещениях. Зато в ночные часы, когда нагрузка горячего водоснабжения резко сокращается (в жилых домах практически до нуля), отпуск теплоты на отопление возрастает и превышает заданный. В результате получается некоторый избыточный поток, компенсирующий недотоп в дневные часы.

В целом за сутки абонент получает расчетное количество теплоты на отопление.

Благодаря установке первой ступени подогрева водопроводной воды температура сетевой воды в обратной линии дополнительно снижается и вода приходит на ТЭЦ с более низкой температурой, чем при параллельной схеме, что способствует снижению давления отборного пара.

Описанные схемы присоединения отопительных систем являются зависимыми, а схемы присоединения систем горячего теплоснабжения независимыми.

Зависимой схемой присоединения называется такая схема, в которой сетевая вода непосредственно поступает в абонентские приборы.

Чугунные отопительные приборы допускают давление до 0,6 МПа. В тех случаях, когда приходится поддерживать более высокое давление воды, применяют независимую схему присоединения (схема IV на рис. 8.4), при которой се-

тевая вода из подающей линии проходит через водоподогреватель 14. В последнем нагревается вода, циркулирующая в системе отопления с помощью насоса 15.

Система теплоснабжения, показанная на рис. 8.4, называется закрытой, так как системы горячего водоснабжения во всех вариантах присоединены по независимой схеме. При закрытой системе сетевая вода циркулирует в системе теплоснабжения. Помимо закрытой, применяется также открытая система, при которой установки горячего водоснабжения присоединены к подающей линии по зависимой схеме.

При открытой системе горячего водоснабжения расход обратной сетевой воды, возвращаемой на ТЭЦ, меняется в соответствии с изменением водоразбора в течение суток. Забираемая из тепловой сети вода заменяется на ТЭЦ химически очищенной водой, подпитываемой в обратную линию на ТЭЦ. Для обеспечения равномерной подпитки и уменьшения потребной производительности химводоочистки на ТЭЦ или в тепловых сетях устанавливают аккумуляторные баки, вместимость которых принимается равной усредненному за сутки шестичасовому расходу воды на горячее водоснабжение.

При выборе типа системы теплоснабжения рекомендуется проводить технико-экономическое сопоставление закрытой и открытой систем.

При открытой системе удешевляются абонентские вводы, так как отпадают подогреватели водопроводной воды, но возрастают затраты на химическую водоочистку вследствие увеличения подпитки тепловой сети из-за непосредственного водоразбора. Стоимость очистки сырой воды тем выше, чем более минерализована исходная вода. Чем выше качество исходной сырой воды, тем более благоприятны условия для применения открытой системы. Сырую воду на химическую водоочистку берут из сбросного циркуляционного водовода при температуре 20–35°С, что дает возможность утилизации сбросной теплоты. Смешение обратной сетевой воды и более холодной подпиточной воды дает некоторое снижение температуры сетевой воды перед сетевыми подогревателями, что снижает давление теплофикационного отбора.

Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение, примерно равный среднесуточному, определяется из выражения:

$$G_{г.в} = \frac{Q_{г.в}^p}{(t_r - t_x) \cdot c_v}, \quad (8.16)$$

где c_v – теплоемкость воды (4,19 кДж/кг); t_r – температура горячей воды (60°С); t_x – температура холодной воды из водопровода.

Для дальнего теплоснабжения при открытой системе была предложена однотрубная транзитная магистраль от ТЭЦ до смесительного пункта в городе. По этой магистрали должна передаваться сетевая вода с расходом, равным среднесуточному расходу на горячее водоснабжение. Распределительная сеть выполняется двухтрубной. Колебания в расходе воды на горячее водоснабжение в течение суток компенсируются аккумулятором сетевой воды, устанавливаемым в смеси-

тельном пункте вместе с сетевым и подпиточным насосами. При малом водоразборе (в ночные часы) аккумулятор заполняется водой из обратной магистрали. При большом водоразборе вода из аккумулятора забирается насосом и подается на вход сетевого насоса. Постоянство расхода воды в подающей транзитной магистрали поддерживается регулятором расхода на вводе в смесительный пункт.

В системе поддерживается повышенный температурный график с максимальной температурой 180°C, при этом осуществляется многоступенчатый подогрев, используя нерегулируемые отборы пара из турбины. Расход сетевой воды в однетрубной транзитной магистрали:

$$G_{0,м} = \frac{Q_{с.в}^p \cdot \alpha_{ТЭЦ}}{c_{в} \cdot t_{п.м} - c_{в} \cdot t_{подп}}. \quad (8.17)$$

В то же время расход в подающей транзитной магистрали, являющийся подпиточным для распределительной системы, должен быть равен расчетному расходу на горячее водоснабжение $G_{0,м} = G_{г.в}^p$, что накладывает ограничения на температуру воды в подающей магистрали $t_{п.м}$. Последняя, таким образом, зависит от доли тепловой нагрузки на горячее водоснабжение.

Пиковые водогрейные котлы при однетрубной транзитной схеме устанавливают в конце магистрали после смешения. Следует отметить, что и при двухтрубной системе при значительном удалении ТЭЦ от города рекомендуется устанавливать водогрейные котлы в городе с целью повышения надежности теплоснабжения в случае аварии в транзитных магистралях.

Открытые системы теплоснабжения находят применение как в европейской части (Санкт-Петербург, Ярославль, Иваново и др.), так и в восточных районах (Омск, Уфа и др.) нашей страны. В большинстве районов применяется закрытая система теплоснабжения, к числу недостатков которой следует отнести повышенную коррозию подогревателей и трубопроводов со стороны недеаэрированной водопроводной воды. В качестве защитных мер против коррозии применяют коррозионно-стойкие материалы (оцинкованные трубы), а также холодную деаэрацию с помощью сталестружечных фильтров.

8.3. Регулирование отпуска теплоты с горячей водой

Как было показано выше, отопительная и вентиляционная тепловые нагрузки однозначно зависят от температуры наружного воздуха $t_{н.в}$. Поэтому необходимо регулировать отпуск теплоты в соответствии с изменениями нагрузки. Применяется преимущественно центральное регулирование, осуществляемое на ТЭЦ и дополняемое местными автоматическими регуляторами.

При центральном регулировании возможно применять либо количественное регулирование, сводящееся к изменению расхода сетевой воды в подающей линии при неизменной ее температуре, либо качественное, при котором расход воды остается постоянным, а меняется ее температура.

Серьезным недостатком количественного регулирования является вертикальная разрегулировка отопительных систем, означающая неодинаковое перераспределение сетевой воды по этажам. Поэтому применяется обычно качественное регулирование, для которого должны быть рассчитаны температурные графики тепловой сети для отопительной нагрузки в зависимости от наружной температуры $t_{н.в.}$.

Температурный график характеризуется значениями расчетных температур в подающей и обратной линиях $t_{п.с}^p$ и $t_{о.с}^p$ при расчетной наружной температуре $t_{н.в.}^p$. Так, график 150–70°С означает, что при расчетной наружной температуре максимальная (расчетная) температура в подающей линии составляет $t_{п.с}^p=150$ и в обратной линии – $t_{о.с}^p=70$ °С. Соответственно расчетная разность температур $\delta t_c^p=150-70=80$ °С. Нижняя расчетная температура температурного графика 70°С определяется необходимостью подогрева водопроводной воды для нужд горячего водоснабжения до $t_{т.в.}=60$ °С, что диктуется санитарными нормами.

Верхняя расчетная температура определяет минимально допустимое давление воды в подающих линиях, исключая вскипание воды, а следовательно, и требования к прочности, и может меняться в некотором диапазоне: 130, 150, 180, 200°С. Повышенный температурный график (180, 200°С) может потребоваться при присоединении абонентов по независимой схеме, что позволит во втором контуре сохранить обычный график 150–70°С. Повышение расчетной температуры сетевой (воды в подающей линии приводит к снижению расхода сетевой воды, что снижает затраты на тепловую сеть, но также снижает выработку электроэнергии на тепловом потреблении. Выбор температурного графика для системы теплоснабжения должен быть подтвержден технико-экономическим расчетом.

Тепловая нагрузка ТЭЦ с горячей водой:

$$Q_{с.в.}=G_{с.в.} \cdot c_{в.} \cdot (t_{п.с} - t_{о.с}). \quad (8.18)$$

Из этого соотношения видно, что отпуск теплоты меняется при изменении расхода сетевой воды или перепада температур.

Отпуск теплоты в отопительной системе:

$$Q_{от}=K \cdot F \cdot \Delta t, \quad (8.19)$$

где F – площадь поверхности теплообмена отопительного прибора; K – коэффициент теплопередачи от воды, проходящей внутри прибора, к воздуху внутри помещения; Δt – температурный напор между греющей средой (горячей водой) и воздухом помещения.

При расчете температурных графиков применяется методика, использующая безразмерные характеристики теплообменников системы отопления.

Температурный график приведен на рис. 8.7 и именно в таком виде он используется, так как позволяет в зависимости от $t_{н.в.}$ назначать $t_{п.о.}$ и $t_{о.от.}$ По условиям подогрева воды для горячего водоснабжения до 60°С температура сетевой

воды в подающей линии не должна быть ниже 70–75°C. На рисунке 8.7 показана срезка температурного графика при 75°C, что определяет также срезку и графика обратной температуры. На участке срезки расход сетевой воды снижается, так как $Q_{от}$ уменьшается, а Δt_c остается постоянным.

Описанный выше температурный график предназначен для отопительной системы. Между тем необходимо учитывать и теплообменники горячего водоснабжения. За основу принимается указанный выше температурный график для отопительной системы. Расход сетевой воды равен расходу воды на отопление (при двухступенчатой схеме присоединения подогревателей горячего водоснабжения). Для того чтобы обеспечить подогрев водопроводной воды в подогревателе второй ступени, температура в подающей линии должна превышать температуру на отопление $t_{п.о}$ на значения $\Delta t_{п.с}$. Тогда температура сетевой воды в подающей линии:

$$t_{п.с} = t_{п.о} + \Delta t_{п.с}. \quad (8.20)$$

Температура в обратной линии после подогревателя горячего водоснабжения первой ступени $t_{о.с}$ должна быть на значение $\Delta t_{о.с}$ ниже температуры воды после отопления $t_{о.от}$:

$$t_{о.с} = t_{о.от} - \Delta t_{о.с}. \quad (8.21)$$

Расчет значений $\Delta t_{п.с}$ и $\Delta t_{о.с}$ ведется по так называемой «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения $Q_{г}^{\delta} = \xi \cdot Q_{г}^{cp}$, которая обеспечивает суточный баланс теплоты на отопление. При отсутствии аккумуляторов горячей воды у абонентов $\xi = 1,2$.

Поскольку в расчет вводится постоянная тепловая нагрузка горячего водоснабжения $Q_{г}^{\delta}$, то при постоянном расходе сетевой воды сумма $\Delta t_{п.с} + \Delta t_{о.с} = \Delta t$ является также постоянной для всех значений $t_{н.в}$ и равна:

$$\Delta t = \frac{Q_{г}^{\delta}}{Q_{от}} \cdot (t_{п.о}^p - t_{о.от}^p). \quad (8.22)$$

Наибольшее значение $\Delta t_{о.от}$ имеет место при $t_{н.в}^p$:

$$\Delta t_{о.от} = \frac{Q_{г}^{\delta}}{Q_{от}} \cdot \frac{t_{г}' - t_x}{t_{г}' - t_x} \cdot (t_{п.о}^p - t_{о.от}^p), \quad (8.23)$$

где $t_{г}'$ – температура горячей воды после подогревателя второй ступени; $t_{г}'$ – то же после подогревателя первой ступени; t_x – температура холодной воды.

Значение $t_{г}'$ определяют, задаваясь температурным напором на выходе из подогревателя второй ступени при $t_{н.в}^p$:

$$\vartheta_{п} = t_{п.о}^p - t_{г}'. \quad (8.24)$$

Обычно принимают $\vartheta_{п} = 5 - 10^{\circ}\text{C}$.

Далее:

$$\Delta t_{п.с} = \Delta t_{п.с}^p \cdot \frac{t_{п.о} - t_x}{t_{п.с} - t_x}. \quad (8.25)$$

$$\Delta t_{о.от} = \Delta t - \Delta t_{п.с}. \quad (8.26)$$

Построенные по приведенным формулам графики приведены на рис. 8.8 (при $\rho_{г.в} = 0,25$).

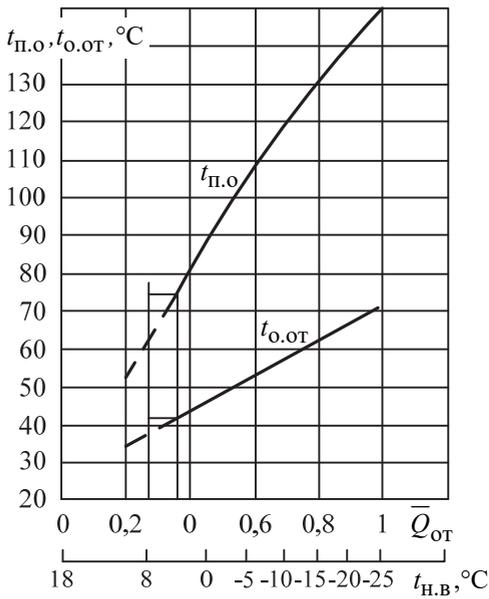


Рис. 8.7. Температурный график тепловой сети в зависимости от $t_{н.в}$ или $\bar{Q}_{от}$

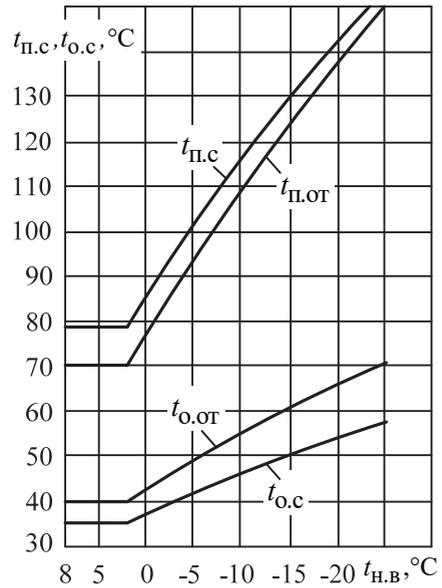


Рис. 8.8. Температурные графики тепловой сети с учетом горячего водоснабжения

8.4. Обеспечение отопительной нагрузки на ТЭЦ

На рисунке 8.9 приведен график продолжительностей тепловых нагрузок для отопительной ТЭЦ.

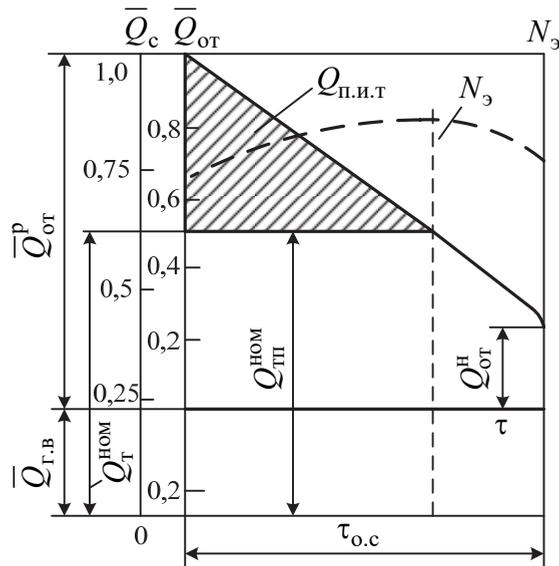


Рис. 8.9. График продолжительности тепловых нагрузок

К отопительной нагрузке $Q_{от}^p$ добавляется постоянная в течение отопительного сезона нагрузка горячего водоснабжения $Q_{г.в.}^p$, в результате чего получается график продолжительностей тепловых нагрузок за отопительный сезон. Этот график имеет пиковый характер. Принято базовую часть графика покрывать паром отопительных отборов теплофикационных турбин, а пиковую часть – из пиковых источников теплоты. В качестве последних применяют пиковые водогрейные котлы.

Если по оси ординат отложить значение номинальной тепловой мощности теплофикационных отборов $Q_T^{ном}$ и провести горизонтальную линию до пересечения с кривой продолжительностей отопительных нагрузок, то эта линия разделит график тепловых нагрузок на базовую часть Q_T и на пиковую часть $Q_{п.и.т}$ (количество теплоты, полученной от пиковых источников за отопительный сезон).

Отношение $Q_T^{ном} / (Q_T^{ном} + Q_{п.и.т}) = \alpha_{ТЭЦ}$ называется коэффициентом теплофикации и показывает долю номинального отопительного отбора от расчетной тепловой нагрузки.

Значение $Q_{п.и.т}^{о.с}$ можно определить, используя формулу:

$$Q_{п.и.т}^{о.с} = \int_{от}^{\tau'_{от}} Q_{от} d\tau - (Q_T^{ном} - Q_{г.в.}^p) \cdot \tau'_{от}.$$

После подстановки $Q_{от}$ из (8.5б) и интегрирования имеем

$$Q_{п.и.т}^{о.с} = Q_{п.и.т}^p \cdot \tau'_{от} - \frac{Q_{от}^p}{\tau_{о.ч}^\lambda} \cdot (1-f) \cdot (\tau'_{от})^{\frac{1-f_0}{1-f}}. \quad (8.27)$$

Значение $\tau'_{от}$ определяется из (8.5) при $Q_{от} = Q_T^{ном} - Q_{г.в.}^p$:

$$\tau'_{от} = \tau_{о.с} \cdot \left[\left(1 - \frac{Q_T^{ном} - Q_{г.в.}^p}{Q_{о.т}^p} \right) \cdot \frac{1}{1-f_0} \right]^{\frac{1-f}{1-f_0}}. \quad (8.28)$$

Используя полученные соотношения, находим долю пиковой отопительной нагрузки за отопительный сезон:

$$\mu_{п.и.т}^{о.с} = \frac{Q_{п.и.т}^{о.с}}{Q_{о.т}^{о.с}} = \frac{Q_{п.и.т}^p \cdot \tau'_{от} - Q_{о.т}^p \cdot (1-f) \cdot (\tau'_{от})^{\frac{1-f_0}{1-f}} \cdot \tau_{о.с}^\lambda}{Q_{о.т}^p \cdot f}. \quad (8.29)$$

После подстановки $\tau'_{от}$ из (8.28) и преобразований получим:

$$\mu_{п.и.т}^{о.с} = \frac{1}{f \cdot (1/\lambda + 1) \cdot (1-f_0)^{1/\lambda}} \cdot \left(\frac{Q_{п.и.т}^p}{Q_{о.т}^p} \right)^{(1/\lambda + 1)}. \quad (8.30)$$

Пример. Определение характеристик отопительного сезона. Выше уже приводились данные для климатического района II-Б: $\tau_{о.с} = 5064$ ч; $t_{н.в.}^p = -25,2^\circ\text{C}$; $f = 0,491$; $f_0 = 0,2315$; $\lambda = 0,51$;

$$Q_{от} = Q_{от}^p \cdot (1 - 0,099 \cdot \tau^{0,51}).$$

Рассмотрим теплофикационный энергоблок: турбина Т-175-130; $Q_T^{ном} = 313,2$ МВт (270 Гкал/ч); водогрейный котел КВГМ-180; $Q_{п.и.т}^p = 208,8$ МВт (180 Гкал/ч).

$$\alpha_{ТЭЦ} = \frac{313,2}{313,2 + 208,8} = 0,6.$$

Таким образом,

$$Q_{с.в.}^p = Q_T^{ном} + Q_{п.и.т}^p = 313,2 + 208,8 = 522 \text{ МВт}.$$

Принимаем долю горячего водоснабжения $\mu_{г.в.}=0,2$;

$$Q_{г.в.}^p = 0,2 \cdot 522 = 104,4 \text{ МВт};$$

$$Q_{от}^p = Q_{с.в.}^p - Q_{г.в.}^p = 522 - 104,4 = 417,6 \text{ МВт}.$$

Переходим к расчету $Q_{п.и.т.}^{o.c.}$. Сначала рассчитаем $\tau'_{от}$:

$$\tau'_{от} = 5064 \cdot \left[\left(1 - \frac{208,8}{417,6} \right) \cdot \frac{1}{1 - 0,2315} \right]^{0,491 - 0,2315} = 5064 \cdot \left(\frac{0,5}{0,7685} \right)^{1,96} = 2178 \text{ ч};$$

$$Q_{п.и.т.}^{o.c.} = 208,8 \cdot 2178 - \frac{417,6}{5064^{0,51}} \cdot (1 - 0,491) \cdot (2178)^{1,51} = 454766 - 301051 = 153715 \text{ МВт} \cdot \text{ч};$$

$$Q_{от}^{o.c.} = Q_{от}^p \cdot \tau_{oc} \cdot f = 417,6 \cdot 5064 \cdot 0,491 = 1038330,6 \text{ МВт} \cdot \text{ч}.$$

Доля $Q_{п.и.т.}^{o.c.}$ равна:

$$\mu_{п.и.т.}^{o.c.} = \frac{Q_{п.и.т.}^{o.c.}}{Q_{от}^{o.c.}} = \frac{153715}{1038330,6} = 0,148.$$

Полный отпуск теплоты за отопительный сезон:

$$Q_{с.в.}^{o.c.} = Q_{от}^{o.c.} + Q_{г.в.}^p \cdot \tau_{o.c.} = 1038330,6 + 104,4 \cdot 5064 = 1567012,2 \text{ МВт} \cdot \text{ч}.$$

Доля отпуска теплоты из пиковых котлов от полного отпуска:

$$\mu_{п.и.т.}^{с.в.о.с.} = \frac{Q_{п.и.т.}^{o.c.}}{Q_{с.в.}^{o.c.}} = \frac{153715}{1567012,2} = 0,0981.$$

Таким образом, при $\alpha_{тэц}=0,6$ для данного климатического района доля пиковой отопительной нагрузки составляет только 14,8%, а с учетом $Q_{г.в.}$ равна 9,81% за отопительный сезон.

Произведем проверку по (8.29):

$$\mu_{п.и.т.}^{o.c.} = \frac{1}{0,491 \cdot (1/0,51 + 1) \cdot (1 - 0,2315)^{1/0,51}} \cdot \left(\frac{208,6}{417,6} \right)^{(1/0,51 + 1)} = 0,098.$$

8.5. Теплофикационные турбины с отопительными отборами

На отопительных ТЭЦ, предназначенных для теплоснабжения городов, устанавливают теплофикационные турбины с двумя отопительными отборами, из которых верхний обычно является регулируемым. На рисунке 8.10 представлена схема турбины Т-100-130 с сетевой подогревательной установкой. Турбоустановка Т-100-130 обеспечивает двухступенчатый подогрев сетевой воды паром из двух теплофикационных отборов.

Двухступенчатый подогрев сетевой воды увеличивает удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении, что повышает эффективность турбины из-за устройства двух отборов. Регулирующими органами являются две поворотные диафрагмы, установленные в ЦНД. В настоящее время турбинные заводы переходят от регулирования давления в теплофикационном отборе (в верхнем) к регулированию отпуска теплоты путем поддержания заданной температуры или разности температур сетевой воды.

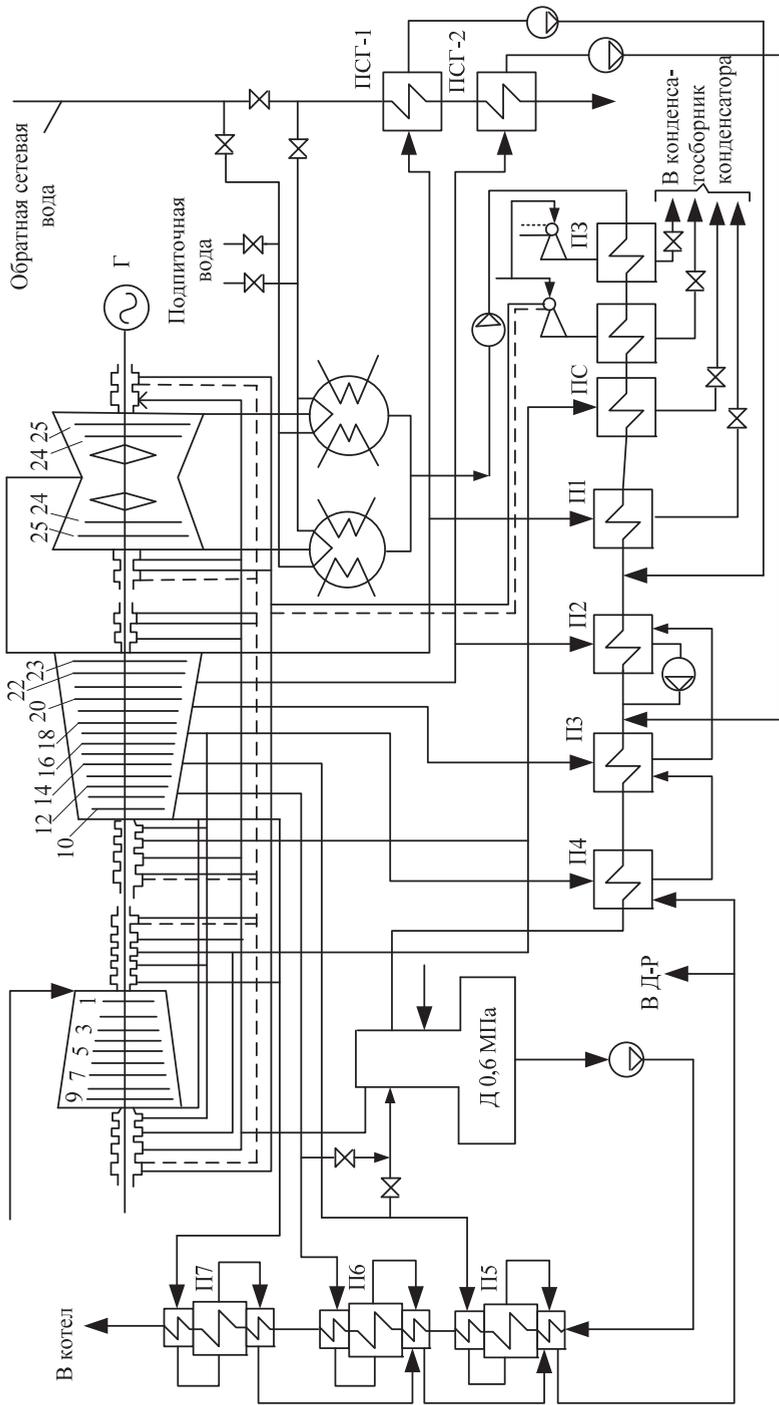


Рис. 8.10. Схема турбины Т-100-130

При увеличении тепловой нагрузки теплофикационных отборов растет расход пара в турбину и сокращается пропуск пара в ЦНД путем перекрытия окон в регулирующих диафрагмах. При номинальном расходе пара на турбину и минимальном (вентиляционном) пропуске пара в ЦНД при полностью закрытых диафрагмах достигается номинальная тепловая нагрузка теплофикационных отборов.

Режимы при закрытых поворотных диафрагмах являются режимами работы по тепловому графику, так как при этих режимах электрическая мощность однозначно определяется тепловой нагрузкой теплофикационных отборов.

В турбоустановке Т-100-130 предусмотрена возможность утилизации теплоты вентилирующего ЦНД пара путем конденсации его сетевой водой, пропускаемой через специальный теплофикационный пучок в конденсаторе турбины. При этом осуществляется трехступенчатый подогрев сетевой воды при ухудшенном вакууме в конденсаторе. Этот режим протекает без потерь теплоты в конденсаторе.

Однако для других теплофикационных турбин с более высокими лопатками последней ступени или при наличии промежуточного перегрева пара этот режим исключается по соображениям надежности ЦНД. Вентиляция ЦНД в других турбинах Уральского турбомоторного завода (ТМЗ) Т-250-240, Т-175-130 осуществляется охлажденным паром верхнего теплофикационного отбора, который подается в ресиверную трубу после установленной на ней специальной задвижки. Турбоустановка Т-100-130 может работать в режимах конденсационном или теплофикационных с одно-, двух- и трех- ступенчатым подогревом. Для анализа режимов и их расчета турбину условно разбивают на отсеки: часть высокого давления (ЧВД) – от первой регулирующей ступени до камеры верхнего теплофикационного отбора; промежуточный отсек – ступени между двумя теплофикационными отборами; цилиндр низкого давления (ЦНД).

На рисунке 8.11 приведены характеристики ЧВД, выражающие следующие зависимости:

$$N_{\text{чвд}} = f(D_0, p_{\tau 2}); D_{\text{чвд}}^{\text{вых}} = f(D_0, p_{\tau 2}),$$

где $N_{\text{чвд}}$ – внутренняя мощность ЧВД; $p_{\tau 2}$ – давление в верхнем теплофикационном отборе; $D_{\text{чвд}}^{\text{вых}}$ – поток пара на выходе из ЧВД, т.е. за вычетом расходов пара на протечки через уплотнения и на регенеративные отборы.

С другой стороны, в соответствии с рис. 8.11 имеем:

$$D_{\text{чвд}}^{\text{вых}} = D_{\text{с.п2}} + D_{\text{п.о}} + D_{\text{п2}},$$

где $D_{\text{п2}}$ – расход пара на регенеративный подогреватель П2; $D_{\text{п1}}$ – то же на П1; $D_{\text{п.о}} = f(p_{\tau 2}, p_{\tau 1})$ – пропуск пара через отсек между двумя отборами.

При режиме с полностью закрытыми поворотными диафрагмами имеем:

$$D_{\text{цнд}} = D_{\text{цнд}}^{\text{вент}}; D_{\text{п1}} = 0.$$

При режиме с вентиляцией ЦНД охлажденным паром

$$D_{\text{цнд}} = 0; D_{\text{п1}} = 0; D_{\text{п.о}} = D_{\text{с.п1}}.$$

Расчет теплофикационного режима следует начать с «хвоста» турбины, а именно, с определения давлений теплофикационных отборов p_{T1} и p_{T2} .

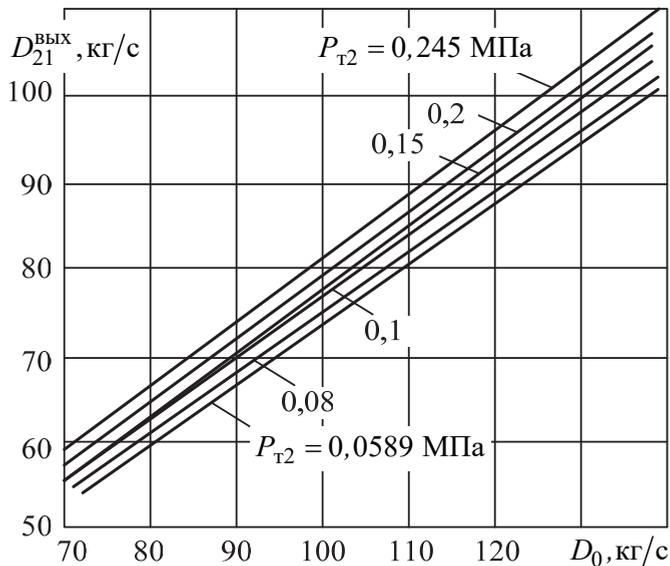


Рис. 8.11. Характеристики ЧВД турбины Т-100-130

Рассмотрим методику расчета давлений отопительных отборов p_{T1} и p_{T2} по известным характеристикам турбины и по заданному режиму тепловой нагрузки.

Давление греющего пара в сетевом подогревателе $p'_{T,H}$ определяется температурой его конденсации $t'_{T,H}$:

$$t'_{T,H} = t_{o,c} + \frac{Q_T}{c_B \cdot G_{c,B}} + \vartheta_{c,п}, \quad (8.31)$$

где $\vartheta_{c,п}$ – недогрев сетевой воды до температуры насыщения греющего пара в сетевом подогревателе.

По значению $t'_{T,H}$ и таблицам водяного пара находим p'_T ; далее $p_{T1} = p'_{T,H} + (0,005 \div 0,01)$ МПа.

Давление пара в нижнем отопительном отборе устанавливается в соответствии с конденсирующей способностью нижнего сетевого подогревателя (8.25) и с пропускной способностью промежуточного отсека, выражаемой формулой Флюгеля:

$$p_{T1}^* = \sqrt{p_{T1}^2 - \left(\frac{D_{п.о}}{D_{п.о0}} \right)^2 \cdot (p_{T2.0}^2 - p_{T1.0}^2)}, \quad (8.32)$$

где $D_{п.о0}$, $p_{T2.0}$, $p_{T1.0}$ – расчетные значения величин. Совместное графическое решение (8.31) и (8.32) (рис. 8.12) дает искомые значения p_{T1} , $D_{c,п1}$, $D_{п.о}$, что позволяет определить $D_{ЧВД}^{ВЫХ}$, а по рис. 8.11 – D_0 и $N_{ЧВД}$.

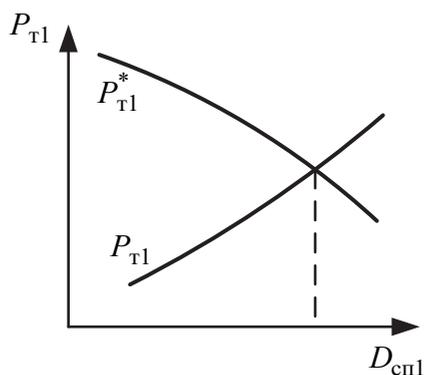


Рис. 8.12. Графическое решение уравнений (8.31) и (8.32)

Суммарная внутренняя мощность турбины

$$N_t = N_{\text{чвд}} + N_{\text{п.о}} + N_{\text{цнд}} \quad (8.33)$$

Значения $N_{\text{п.о}}$ и $N_{\text{цнд}}$ могут быть подсчитаны по значениям $D_{\text{п.о}}$ и $D_{\text{цнд}}$ с построением процесса расширения пара в турбине.

При полностью закрытой диафрагме $N_{\text{цнд}}=0$ и даже может быть меньше нуля при трехступенчатом подогреве, так как с повышением p_k растут потери на трение в ЦНД.

Оценочно для турбины Т-100-130 в режиме с противодавлением мощность ЦНД можно оценить:

$$N_{\text{цнд}} = -80 \cdot p_k \quad (8.34)$$

В настоящее время широко применяются турбины с отопительными отборами: Т-110-130; Т-175-130; Т-180-130; Т-250-240.

В таблице 8.2 приведены данные по указанным турбоустановкам.

На рисунках 8.13–8.15 приведены тепловые схемы турбин Т-250-240, Т-175-130 и Т-180-130.

Таблица 8.2

Характеристики турбоустановок

Характеристика	Т-110-130	Т-175-130	Т-180-130	Т-250-240
Номинальная тепловая мощность отборов, МВт (Гкал/ч)	208,8 (180)	313,2 (270)	290 (250)	382,8 (330)
Номинальная электрическая мощность, МВт	110	175	180	250
Максимальная электрическая мощность, МВт	120	210	210	300
Максимальный расход пара на турбину, т/ч	480	780	670	950
Удельный расход теплоты на конденсационном режиме, кДж/(кВт·ч) [ккал/(кВт·ч)]	9021 (2153)	8824 (2106)	8459,6 (2019)	7990,3 (1907)

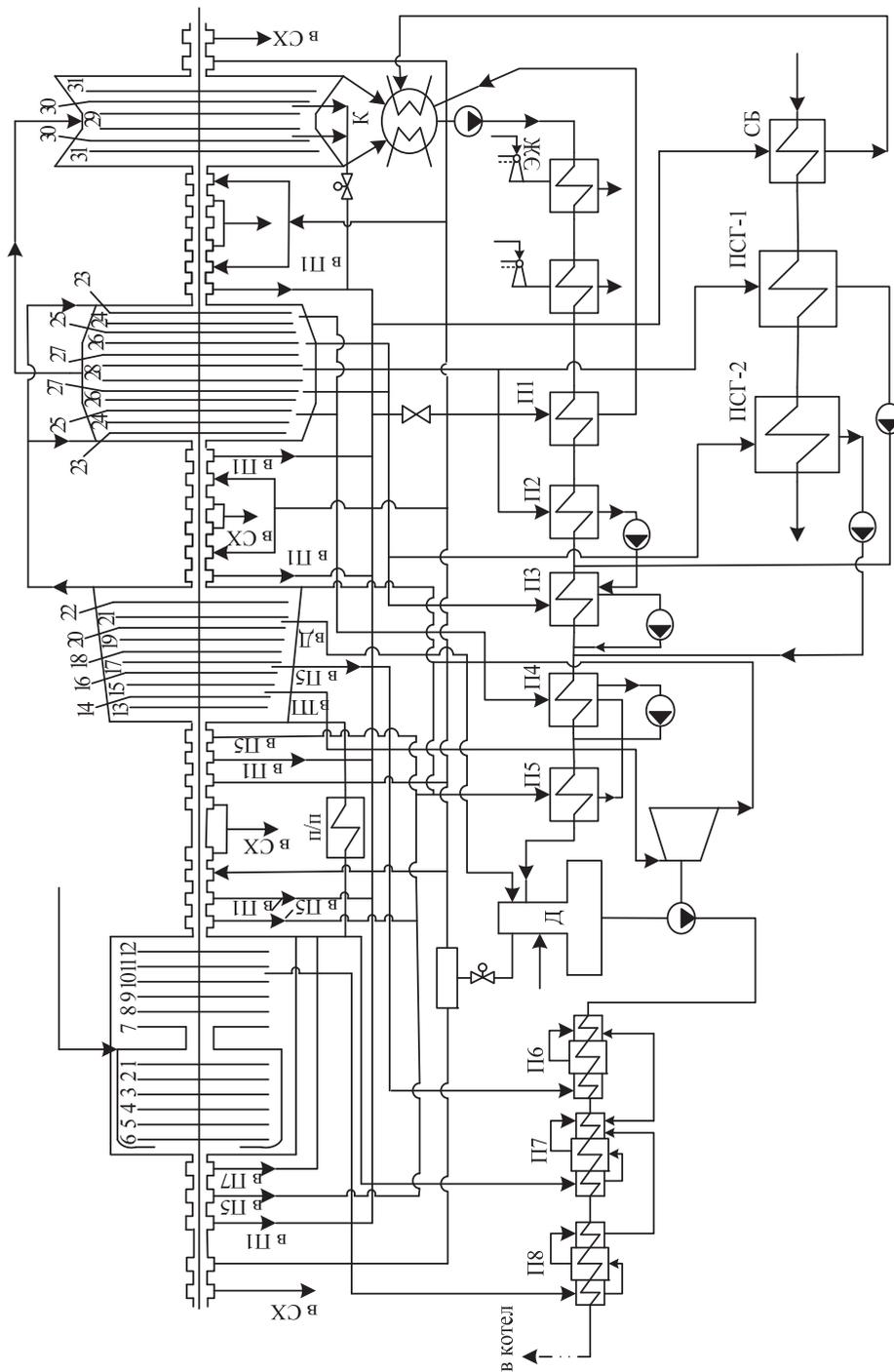


Рис. 8.13. Тепловая схема турбины Т-250-240:

СХ – сальниковый холодильник; ТП – турбопривод

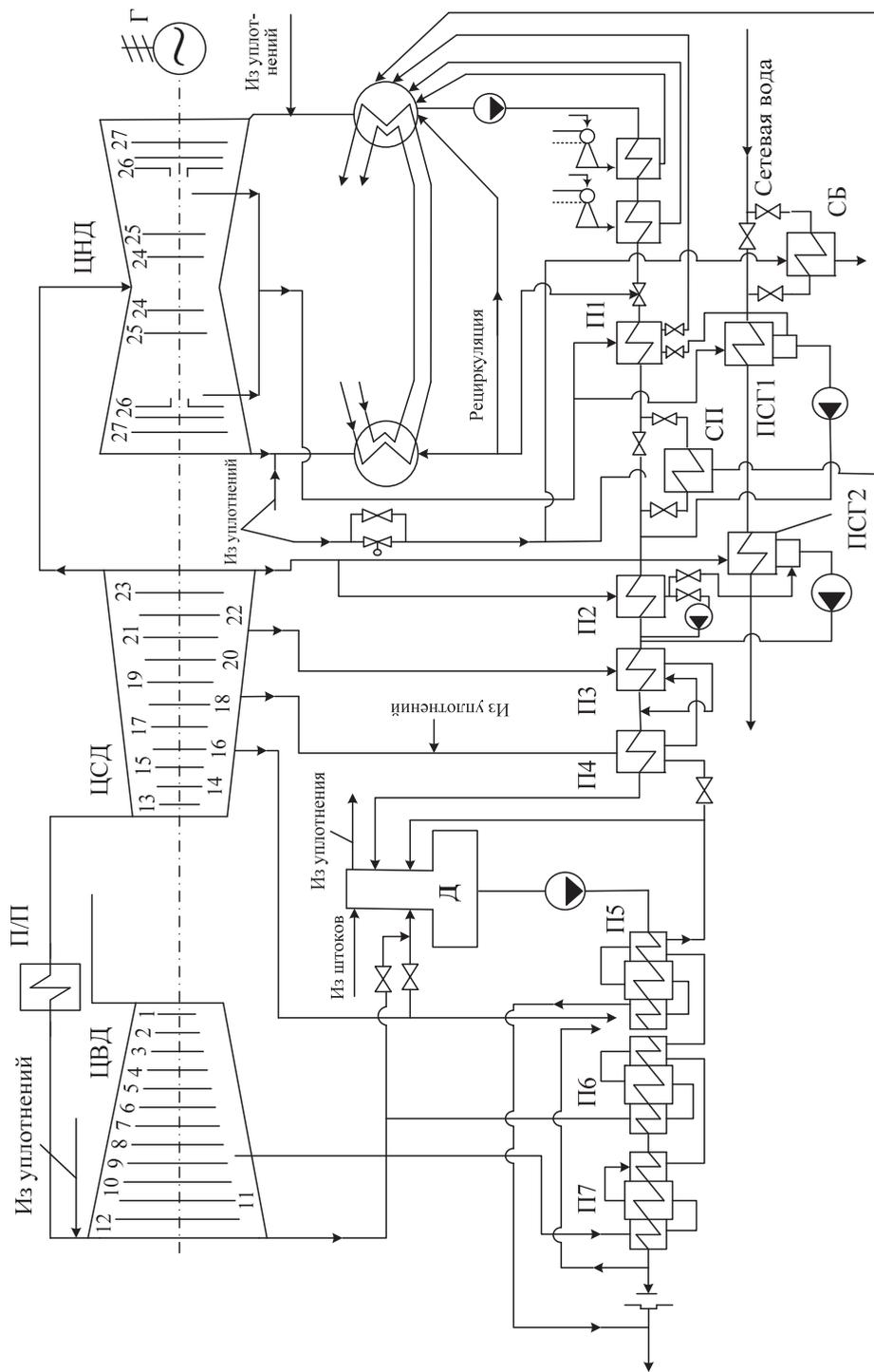


Рис. 8.15. Тепловая схема турбины Т-180-130

В настоящее время для теплофикационных турбин с промышленным и отопительным регулируемым отборами применяют два отопительных отбора. Примером является турбина ПТ-80-130/13, тепловая схема которой приведена на рис. 8.16. Турбина ПТ-80-130 пришла на смену турбине ПТ-60-130. При увеличении пропуска пара в ЦВД с 420 до 470 т/ч существенно повышается как электрическая мощность, так и мощность отборов. Длина турбины вместе с генератором возрастает всего лишь на 1,15 м. К турбине можно устанавливать котел 500 т/ч, как к турбине Т-110-130.

Все удельные показатели турбины ПТ-80-130 (рис. 8.16, а) превосходят показатели турбины ПТ-60-130. Регулирование давления верхнего отопительного отбора осуществляется с помощью одной регулирующей диафрагмы, установленной в камере нижнего отопительного отбора.

При производственном отборе $D_{\text{п}} = 185$ т/ч, сумме отопительных отборов $\sum D_{\text{т}} = 132$ т/ч, расходе пара на турбину 470 т/ч, при номинальных параметрах свежего пара и номинальных давлениях в отборе, при расчетной температуре охлаждающей воды $t_{\text{в1}}^{\text{р}} = 20^{\circ}\text{C}$ и расходе ее $G_{\text{п.в}} = 8000$ т/ч турбина развивает номинальную мощность 80 МВт.

При $D_{\text{п}} = 300$ т/ч и $p_{\text{п}} = 1,3$ МПа при отсутствии отопительных отборов $N = 70$ МВт. При номинальной мощности $N_3 = 80$ МВт без отопительных отборов $D_{\text{п}} = 245$ т/ч. При $\sum D_{\text{т}} = 200$ т/ч и отключенном производственном отборе $N_3 = 76$ МВт. Максимальная мощность 100 МВт достигается при максимальном расходе пара $D_0 = 470$ т/ч и пониженных отборах пара.

Диаграмма режимов турбины ПТ-80, приведенная в типовой энергетической характеристике (рис. 8.16, б), значительно отличается от диаграммы режимов турбины ПТ-60. Теплофикационные турбины с отопительными отборами Т-250-240 и Т-180-130 разработаны на базе конденсационных турбин К-300-240 и К-210-130 с сохранением того же ЦВД и того же расчетного пропуска пара в конденсатор. Это предопределяет максимальную мощность при конденсационном режиме и возможность работать с теми же котлами, которые устанавливаются на конденсационных энергоблоках 300 и 200 МВт.

Широкое применение получает реконструкция конденсационных энергоблоков в теплофикационные путем организации регулируемых отопительных отборов. Такая реконструкция позволяет ликвидировать сотни мелких котельных, снизить загазованность города и сэкономить топливо за счет выработки электроэнергии на тепловом потреблении. При организации регулируемого отбора из-за стесненной компоновки не удастся получить предельный отбор при минимальном пропуске пара в ЦВД. В результате теплофикационный режим осуществляется при значительном конденсационном потоке пара. Пиковая отопительная нагрузка частично покрывается паром после промежуточного перегрева и частично за счет пиковых котельных в городе.

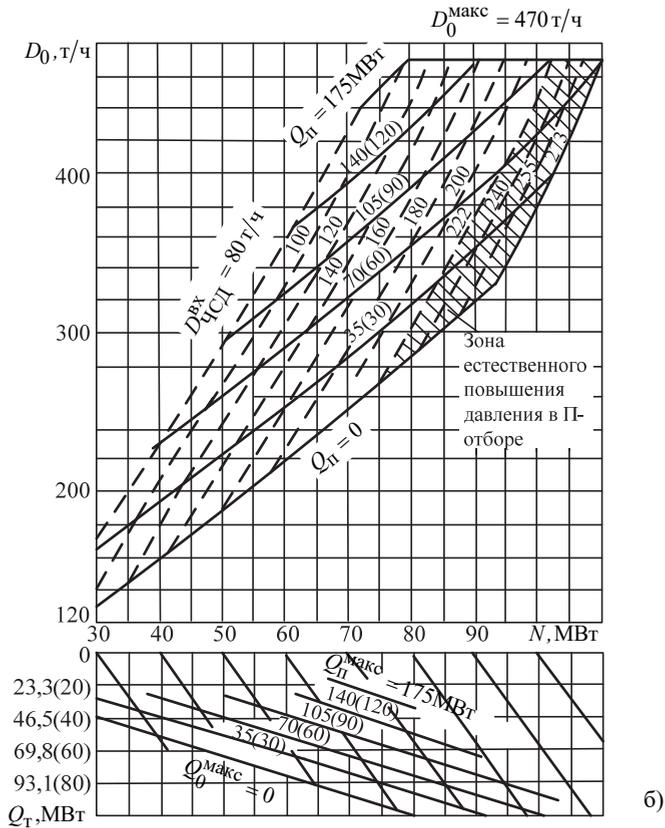
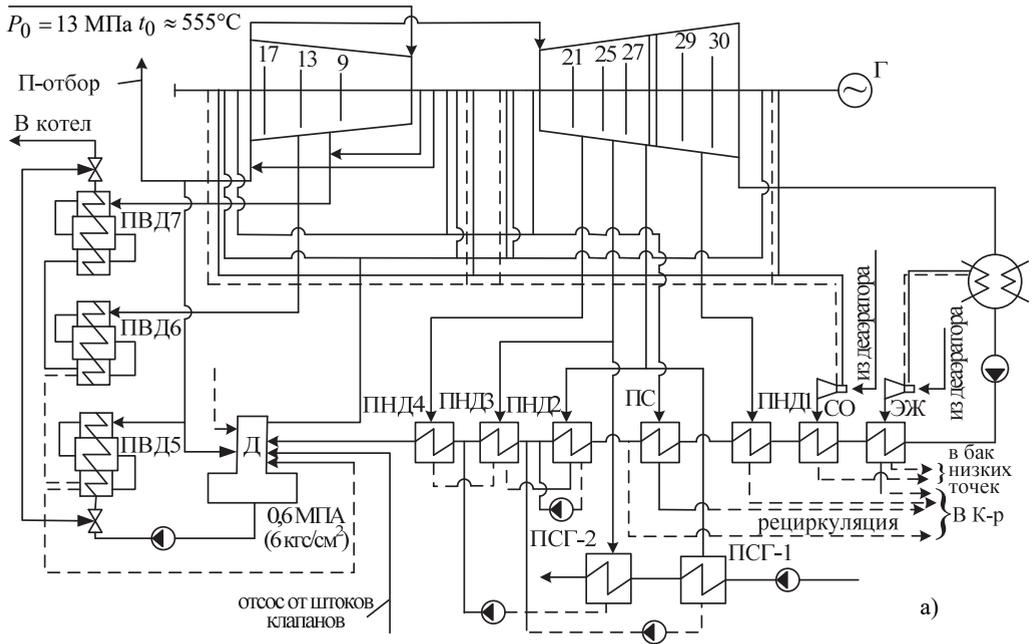


Рис. 8.16. Тепловая схема турбины ПТ-80-130 (а), диаграмма режимов (б)

Аналогично для теплоснабжения используют возможности АЭС, на которых работают конденсационные турбины с большим пропуском насыщенного пара.

Турбина на насыщенном паре для атомных ТЭЦ разработана на базе конденсационной турбины К-500-62. Тепловая схема турбины с двумя отопительными отборами Т-450-62 представлена на рис. 8.17.

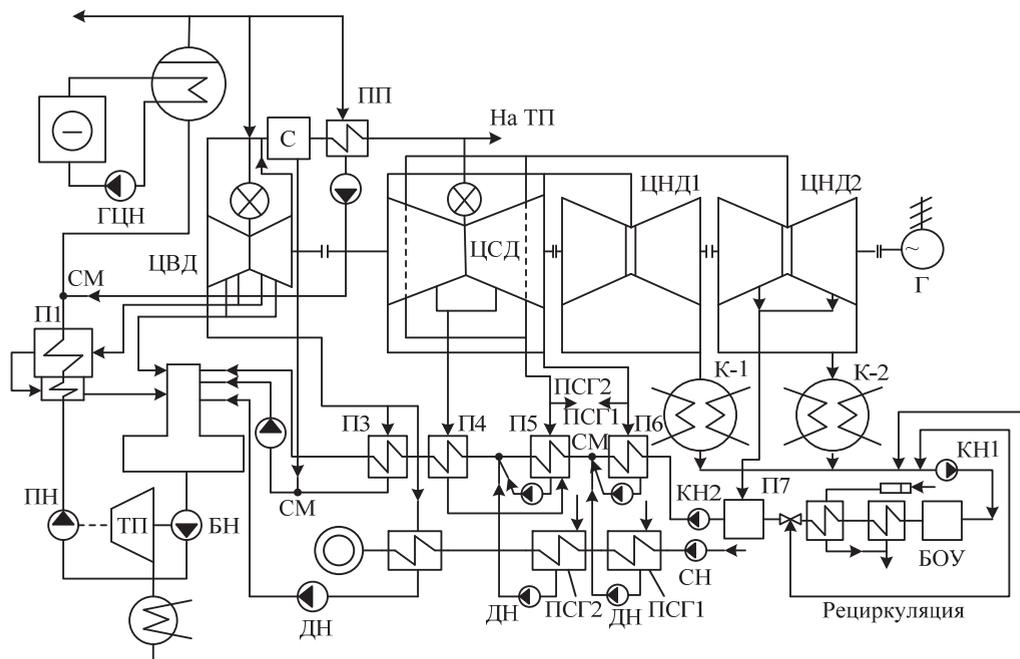


Рис. 8.17. Тепловая схема турбины Т-450-62

8.6. Сетевые подогревательные установки

Сетевая подогревательная установка включает в себя сетевые трубопроводы в пределах главного корпуса, сетевые подогреватели, сетевые насосы I и II ступени, конденсатные насосы сетевых подогревателей, узел подпитки тепловой сети. На рисунке 8.18 приведена схема сетевой подогревательной установки теплофикационного энергоблока с турбиной Т-250-240.

Схема сетевых трубопроводов ТЭЦ секционная, обеспечивающая возможность связи по сетевой воде с соседним энергоблоком. Сетевая вода из обратной линии 1 посредством сетевого насоса первого подъема 2 прокачивается через сетевые подогреватели 3 и 4. Далее сетевым насосом II ступени подъема 5 сетевая вода прокачивается через пиковый водогрейный котел 6 и поступает в тепловую сеть. Предусмотрена рециркуляция сетевой воды насосом 17 для поддержания необходимой температуры перед водогрейным котлом независимо от заданной

температуры прямой сетевой воды. Подпитка тепловой сети осуществляется подпиточным насосом 7, который получает деаэрированную химически очищенную воду из аккумуляторного бака 8. Сырая вода подается насосом сырой воды 9 через подогреватель сырой воды 10 на химическую водоочистку. Химически очищенная вода последовательно подогревается в водо-водяном теплообменнике 11, подогревателе 12 отборным паром и охладителе выпара 13 деаэратора подпитки тепловой сети 14 и после деаэратора перекачивающим насосом подается в аккумуляторный бак.

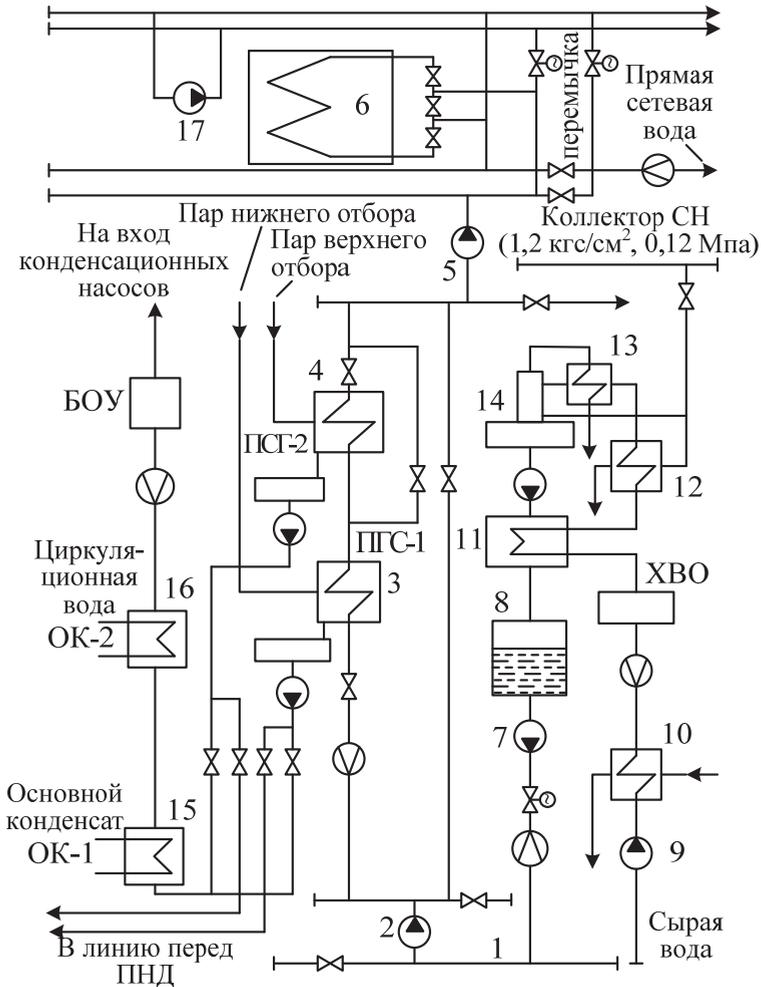


Рис. 8.18. Схема сетевой подогревательной установки

Особенностью данной схемы, обусловленной высокими требованиями к качеству конденсата, предъявляемыми прямоточным котлом, является подача конденсата сетевых подогревателей на блочную обессоливающую установку (БОУ) после предварительного охлаждения в охладителе конденсата 15 (ОК1) основным

конденсатом турбины и в охладителе конденсата 16 (ОК2) циркуляционной водой до температуры 40–45°C (в последнее время до 60°C).

Предусмотрена также возможность подачи конденсата сетевых подогревателей непосредственно в линию основного конденсата турбины перед ПНД1 и ПНД2. В турбоустановках Т-100-130, Т-175-130, Т-180-130, работающих с барабанными котлами, БОУ отсутствует и конденсат сетевых подогревателей подается в линию основного конденсата.

Сетевые подогреватели имеют одинаковую конструкцию и площадь поверхности нагрева 5000 м², образуемой прямыми трубками из нержавеющей стали Х18Н10Т с диаметром 25×1 мм. Трубки развальцованы в трубных досках и обварены, что обеспечивает необходимую плотность соединений.

Подогреватели имеют четыре хода по водяной стороне, что обеспечивается перегородками в водяных камерах. Для компенсации температурных удлинений трубок на корпусе подогревателя предусмотрен линзовый компенсатор. Подогреватели горизонтального типа и во многом похожи на конденсаторы паровых турбин. Конструкция подогревателя ПСГ-5000-2,5-8-1 приведена на рис. 8.19.

Греющий пар поступает в корпус, конденсируется на трубных пучках и подогревает сетевую воду. Конденсат греющего пара стекает в нижнюю часть корпуса и через сужающиеся трубки сливается в конденсатосборник деаэрационного типа, в верхней части которого расположено устройство для струйно-барботажной деаэрации. Нижняя часть горизонтального конденсатосборника служит емкостью для регулирования уровня на входе конденсатных насосов сетевых подогревателей. Конденсат из подогревателя сливается на верхний перфорированный лист деаэрационного устройства, с которого струями стекает на щелевой лист барботера. Пар из VI отбора турбины поступает под щелевой лист барботера, проходит сквозь слой конденсата, затем проходит завесу конденсатных струй и поступает в охладитель выпара. Последний представляет собой горизонтальный теплообменник поверхностного типа, охлаждаемый сетевой водой. Паровоздушная смесь отводится из центра трубного пучка в линию отсоса, а конденсат выпара сливается через желоб в конденсатосборник на верхний перфорированный лист деаэрационного устройства. Подогреватель ПСГ-1 снабжен комплектом контрольно-измерительных приборов, средств автоматики, сигнализации и защиты. Так контролируются уровни конденсата, как в корпусе, так и в конденсатосборнике. Локальная защита при повышении уровня до первого предела дает команду на включение резервного конденсатного насоса и при повышении уровня до второго предела дает команды на открытие задвижки на обводе обоих ПСГ, на закрытие задвижки на сетевой воде перед ПСГ-1, на закрытие задвижки на паре к конденсатосборнику ПСГ-1.

Для отсоса воздуха из ПСГ-1 предусмотрена эжекторная пароструйная установка. При хорошей плотности вакуумной системы и нормальном температурном напоре ПСГ-1 эжектор в работу не включается, и отсос воздуха производится в конденсатор.

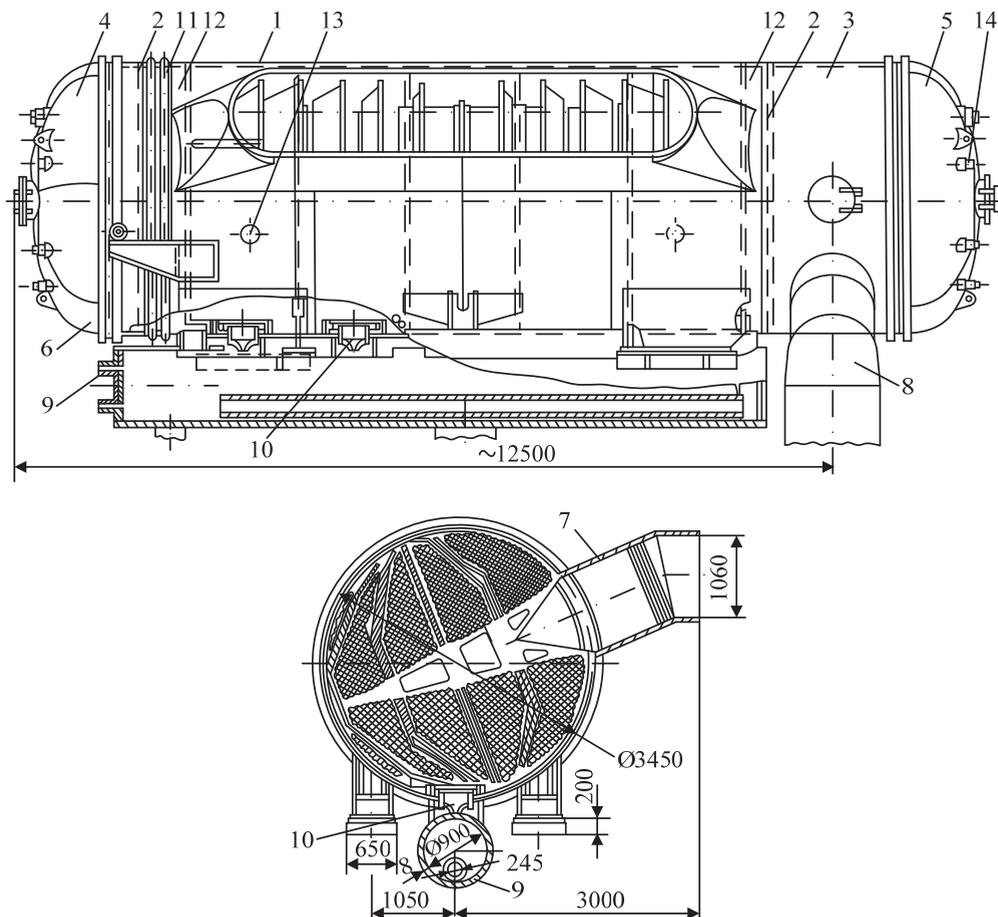


Рис. 8.19. Сетевой подогреватель ПСГ-5000-2,5-8-1:

- 1 – корпус; 2 – трубные доски; 3 – входная водяная камера; 4 – поворотная водяная камера;
 5 – крышка входной водяной камеры; 6 – крышка поворотной водяной камеры;
 7 – подвод пара; 8 – подвод сетевой воды; 9 – конденсатосборник; 10 – щелевой патрубок;
 11 – линзовый компенсатор; 12 – солевой отсек;
 13 – отвод паровоздушной смеси; 14 – анкерная связь

Для турбин Т-175-130 и Т-180-130 сетевые подогреватели унифицированы с сетевыми подогревателями турбины Т-250-240, т. е. устанавливаются подогреватели ПСГ-5000-8-3,5, но с латунными трубками.

8.7. Отпуск тепла от ПГУ

Принцип работы ПГУ-ТЭЦ заключается в последовательной выработке электроэнергии турбогенераторами за счет теплоты уходящих газов. Первичная выработка электроэнергии происходит при сжигании топлива в камере сгорания

энергетической газотурбинной установки (ГТУ). На выходе из ГТУ продукты сгорания имеют достаточно высокую энтальпию, так как отдают только часть ее на паросиловую установку, состоящую из котла-утилизатора и конденсационной либо теплофикационной паровой турбины. Парогазовая установка отличается от паросиловых установок повышенным КПД в силу меньших потерь теплоты в цикле. Парогазовые установки могут производить как электрическую, так и тепловую энергию.

Преимущества ПГУ-ТЭЦ:

1. Общий электрический КПД ПГУ, где турбины работают по конденсационному циклу, на сегодня составляет 58–64%. В паросиловых же установках при работе в конденсационном режиме этот КПД обычно изменяется в интервале 33–42%.
2. Низкая удельная стоимость установленной мощности.
3. Потребление меньшего объема воды на единицу выработки электроэнергии по сравнению с паросиловыми установками.
4. Более высокие экологические показатели в сравнении с паросиловыми установками.

Недостатками ПГУ-ТЭЦ являются:

1. Низкая единичная мощность оборудования.
2. Необходимость фильтрации воздуха, используемого для сжигания топлива.
3. Ограничения на типы используемого топлива. Как правило, основным топливом является природный газ.

Для обеспечения электрической и тепловой нагрузки потребителей возможно использование следующих основных вариантов ПГУ

Вариант 1. Схемы ПГУ-ТЭЦ с КУ одного давления с пиковыми источниками тепла ($\alpha_{ТЭЦ} < 1$).

К данному типу тепловых схем относятся ПГУ-ТЭЦ с КУ, в которых котел-утилизатор имеет один контур генерации пара, а их хвостовые поверхности нагрева выполнены в виде газоводяного теплообменника (ГВТО). В силу того, что вода, циркулирующая через ГВТО, должна соответствовать более высокому качеству, чем сетевая вода, в схеме предусматривается промежуточный контур, включающий в себя водо-водяной теплообменник (ВВТО) и циркуляционный насос (ЦН). Промежуточный контур данной схемы спроектирован таким образом, что по нему постоянно циркулирует один и тот же расход воды промежуточного контура, а требуемый температурный график покрывается за счет изменения расхода сетевой воды проходящей через ВВТО. В свою очередь, ВВТО включается, как правило, параллельно теплофикационной установке паровой турбины и в нем нагревается часть сетевой воды. В данном типе тепловых схем применяются паровые турбины с конденсатором и с отборами пара. Такие технические решения улучшают маневренные характеристики ПГУ-ТЭЦ и позволяют работать при значительных колебаниях тепловой нагрузки в течение года.

Теплофикационная установка входящая в состав ПТУ предусматривает двухступенчатый подогрев сетевой воды в двух последовательно расположенных бойлерах, питаемых из регулируемых теплофикационных отборов. Пиковый бойлер в схеме № 1 (рис. 8.20) не предусматривается и пик тепловой нагрузки покрывается за счет включения пиковых водогрейных котлов.

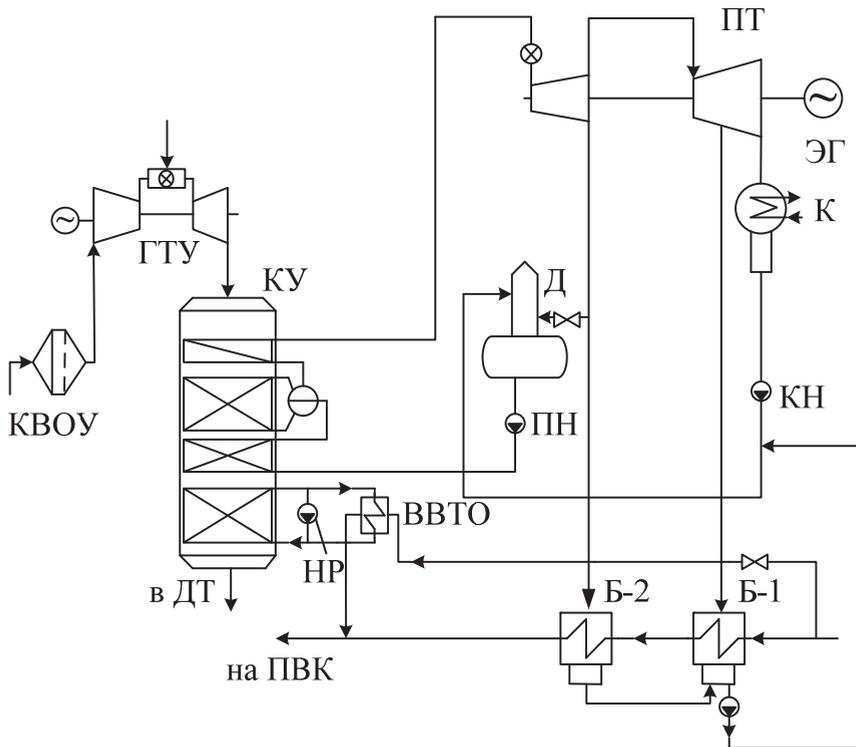


Рис. 8.20. Принципиальная тепловая схема ПГУ-ТЭЦ №1:

ГТУ – газотурбинная установка; КВОУ – комплексное воздухо-очистительное устройство;
 КУ – котел-утилизатор (ПЕ – перегреватель, ИС – испаритель, ЭК – экономайзер;
 ВВТО – газовойдяной теплообменник); КН – конденсатные насосы; Д – деаэрактор;
 ПН – питательный насос; ЭГ – электрический генератор; ДТ – дымовая труба;
 НР – насос рециркуляции; ПТ – паровая турбина; Б-1, Б-2 – бойлеры теплофикационной установки;
 К – конденсатор; ВВТО – водоводяной теплообменник; ПВК – пиковый водогрейный котел

Вариант 2. Схемы ПГУ-ТЭЦ с КУ одного давления без пиковых источников тепла ($\alpha_{ТЭЦ}=1$).

Отличительной особенностью схемы № 2 от предыдущей является то, что теплофикационная система представленная на рис. 8.21, включает в себя три ступени нагрева воды, в том числе пиковую, в которую подается пар через редуцирующее охлаждающее устройство из линии свежего пара.

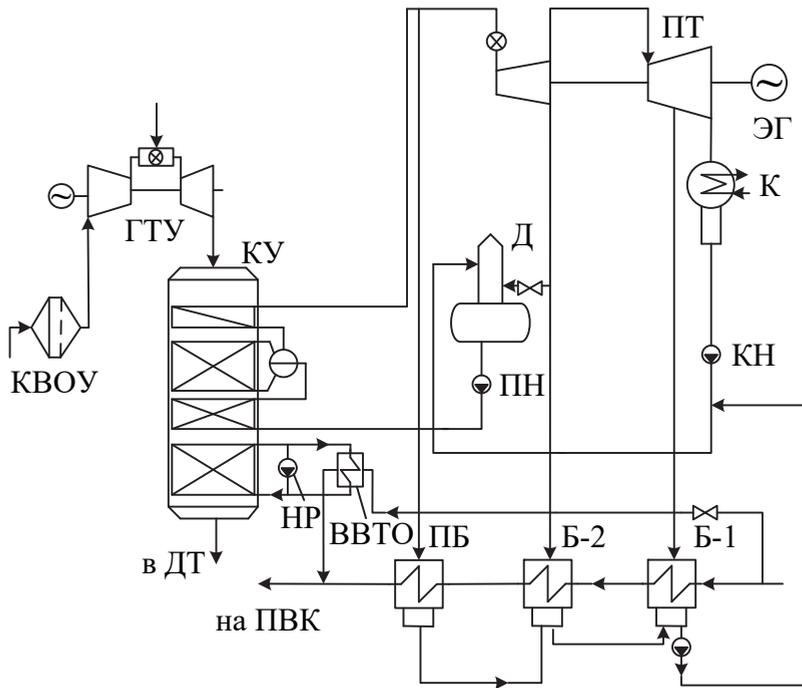


Рис. 8.21. Принципиальная тепловая схема ПГУ-ТЭЦ №2:

ПБ – пиковый бойлер

Такое техническое решение позволяет полностью обеспечивать температурный график теплосети на всем диапазоне изменения температур наружного воздуха. В остальном же данная схема совпадает с вариантом схемы №1.

Вариант 3. Схемы ПГУ-ТЭЦ с КУ двух давлений с пиковыми источниками тепла ($\alpha_{ТЭЦ} < 1$).

Основной особенностью тепловой схемы ПГУ-ТЭЦ, представленной на рис.8.22, является наличие котла-утилизатора с двумя уровнями давлений, что позволяет более полно использовать тепло уходящих газов ГТУ и иметь при этом высокие показатели тепловой экономичности. Основной принцип работы данной тепловой схемы заключается в использовании тепла отработавших газов после ГТУ на выработку перегретого пара высокого (ВД) и низкого (НД) давления. В контуре ВД по ходу газов расположены пароперегреватель, испаритель и экономайзер. Питательная вода с помощью питательного насоса ВД из барабана деаэратора подается в экономайзер ВД. Выработанный в нижнем контуре пар частично используется для деаэрации, оставшийся пар подается в теплофикационную паровую турбину с отборами пара на теплофикационную установку (ТФУ), которая служит для нагрева сетевой воды. В схеме предусматривается два теплофикационных отбора от паровой турбины, что позволяет ступенчато осуществлять нагрев сетевой воды и снизить среднюю температуру отвода тепла из цикла,

увеличивая удельную комбинированную выработку электроэнергии. В данном типе тепловых схем не предусматривается наличие пиковых бойлеров, в результате теплота отпускается только из отборов паровой турбины. В случае, если потребителю отпускаемого от энергоблока тепла недостаточно, используются пиковые водогрейные котлы.

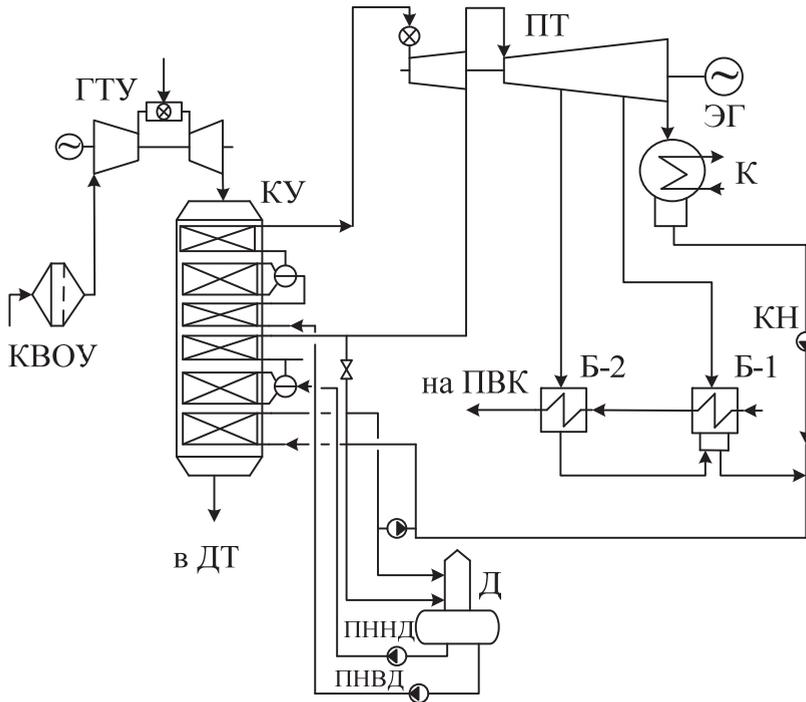


Рис. 8.22. Принципиальная тепловая схема ГТУ-ТЭЦ №3:

ГТУ – газотурбинная установка; КВОУ – комплексное воздухо-очистительное устройство;
 КУ – котел-утилизатор (ПЕВД – перегреватель высокого давления, ИСВД – испаритель высокого давления, ЭКВД – экономайзер высокого давления, ПЕНД – перегреватель низкого давления, ИСНД – испаритель низкого давления; ГПК – газовый подогреватель конденсата);
 КН – конденсатные насосы; Д – деаэратор; ПНВД – питательный насос высокого давления;
 ПННД – питательный насос низкого давления; ЭГ – электрический генератор; ДТ – дымовая труба;
 ПН – питательный насос; ЦН – циркуляционный насос; НР – насос рециркуляции;
 ПТ – паровая турбина; Б-1, Б-2 – бойлеры теплофикационной установки;
 ПВК – пиковый водогрейный котел; К – конденсатор;
 РОУ – редуцирующее охлаждающее устройство; ПБ – пиковый бойлер

Использование более сложного по сравнению с одноконтурными схемами котла-утилизатора двух уровней давления позволяет более гибко осуществлять прохождение графика тепловой нагрузки при сравнительно высоких КПД энергоблока.

Вариант 4. Схемы ПГУ-ТЭЦ с КУ двух давлений без пиковых источников тепла ($\alpha_{тэц}=1$).

Отличительной особенностью схемы № 4 представленной на рис. 8.23 является наличие пикового сетевого подогревателя, который питается паром низкого давления двухконтурного котла-утилизатора. Это позволяет, как и в схеме №2, обеспечивать необходимую температуру сетевой воды во всем годовом диапазоне работы.

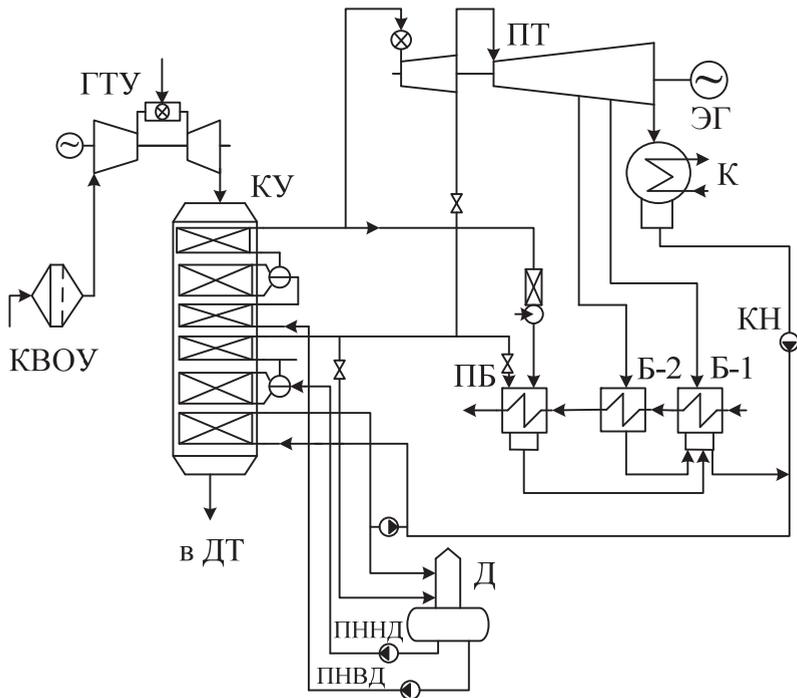


Рис. 8.23. Принципиальная тепловая схема ПГУ-ТЭЦ №4:

ПБ – пиковый бойлер

Как и в схеме №3, последней поверхностью в КУ по ходу газов устанавливается газовый подогреватель конденсата (ГПК), где поступающий конденсат нагревается до температуры на 1–5°С ниже температуры насыщения в барабане-деаэраторе, а затем направляется в деаэрационную колонку, расположенную на барабане испарительного контура НД. Отсепарированный пар из барабана поступает в деаэрационную колонку, где нагревает до насыщения конденсат. Деаэрированный конденсат питательными насосами подается в контуры ВД, а избыточный пар перегревается и используется для выработки мощности в турбине. Деаэратор в двухконтурных схемах выполняется, как правило, с давлением 4÷6 бар.

Сконденсировавшийся в конденсаторе паровой турбины пар конденсатным электронасосом подается в ГПК. Поскольку на некоторых режимах работы

температура конденсата существенно ниже требуемой для безопасной работы ГПК (35–37)°С с учётом нагрева в насосе и конденсаторе пара уплотнений), предусмотрена рециркуляция нагретого в ГПК конденсата на вход в ГПК таким образом, чтобы иметь на входе в котел температуру порядка 60°С и избежать низкотемпературной коррозии труб ГПК.

Во всех схемах отсутствует система регенеративного подогрева питательной воды, так как расход теплоты в котле-утилизаторе не зависит от температуры питательной воды, а мощность паровой турбины при том же расходе свежего пара из-за регенеративных отборов будет снижаться.

В схемах ПГУ-ТЭЦ с КУ также нет необходимости использовать вторичный перегрев, так как выигрыш в экономичности будет очень мал, а влажность в результате расширения пара в турбине не представляется эрозивноопасной.

Описанные типы тепловых схем достаточно полно охватывают спектр применяемых сегодня в энергетике тепловых схем ПГУ-ТЭЦ утилизационного типа без дожигания топлива.

Как было отмечено ранее, в зависимости от типа схемы теплофикационной ПГУ-ТЭЦ тепловая нагрузка может покрываться как за счет отборов пара из проточной части ПТУ (рис.8.22), так и за счет нагрева сетевой воды в водоводяном теплообменнике (ВВТО) (рис. 8.20 и 8.21) и пиковом водогрейном котле (ПВК) (рис.8.21 и 8.23).

Общий случай отпуска тепла от ПГУ-ТЭЦ представляет собой сумму тепловых потоков от КУ, теплофикационной установки (ТФУ) и пиковой водогрейной котельной при определенной температуре наружного воздуха:

$$Q_{\text{пгу}}^{\text{T}} = Q_{\text{ку}}^{\text{T}} + Q_{\text{пт}}^{\text{T}} + Q_{\text{пвк}}^{\text{T}}, \quad (8.35)$$

где $Q_{\text{ку}}^{\text{T}}$ – тепло, отпускается от котла-утилизатора; $Q_{\text{пт}}^{\text{T}}$ – тепло, отпускается от теплофикационной установки ПТУ; $Q_{\text{пвк}}^{\text{T}}$ – тепло, отпускаемое от пиковых водогрейных котлов ПВК (для схем с ПВК).

Однако, для определения особенностей работы схем ПГУ-ТЭЦ при покрытии графика тепловой нагрузки, их удобно разделить на две основные группы: без пиковых источников тепла и с пиковыми водогрейными котлами (ПВК).

Рассмотрим подробнее каждую из этих групп применительно к описанным ранее вариантам тепловых схем.

Группа № 1. Одноконтурные и двухконтурные схемы ПГУ-ТЭЦ без ПВК

Суммарная тепловая мощность одноконтурной ПГУ-ТЭЦ с КУ без ПВК складывается из трех составляющих: тепла, полученного в водоводяном теплообменнике (ВВТО) котла-утилизатора, тепла, полученного в теплофикационной установке (ТФУ) от отборов паровой турбины и тепла, передаваемого со свежем парам через РОУ сетевой воде, догревая ее от температуры t_2 , соответствующей максимальному значению давления в теплофикационном отборе паровой турбины до требуемой, согласно температурному графику теплосети. В целях упрощения регулирования в данной схеме целесообразно осуществлять нагрев сетевой

воды в ВВТО также до температуры t_2 , и затем со своим расходом сетевой воды подавать в камеру смешения:

$$Q_{\text{пгу}}^T = Q_{\text{ввто}}^T + Q_{\text{тфу}}^T + Q_{\text{роу}}^T, \quad (8.36)$$

где $Q_{\text{ввто}}^T$ – тепло, отпускается от водоводяного теплообменника котла-утилизатора; $Q_{\text{тфу}}^T$ – тепло, отпускается от бойлеров теплофикационной установки ПТУ; $Q_{\text{роу}}^T$ – тепло, отпускаемое от пиковых бойлеров, питаемых свежем паром через РОУ.

Определение тепловых потоков в таком типе схем является итеративной задачей, так как на первом этапе расчета тепловой схемы не определены доли тепла, получаемые в ВВТО и ТФУ, соответственно, и температуры, получаемые на выходе из них. Кроме того, в одноконтурной схеме без ПВК догрев сетевой воды до температуры, необходимой согласно графику тепловых нагрузок, осуществляется в пиковом бойлере (ПБ) свежем паром, отбираемым перед частью высокого давления ПТ, вследствие чего падает полезный расход пара непосредственно через проточную часть паровой турбины. Величина отбираемого тепла РОУ определяется также в результате совместного расчета ВВТО и ТФУ, исходя из максимальной утилизации в них тепла с учетом технических ограничений в схеме. Расчетная схема нагрева сетевой воды в одноконтурной схеме ПГУ-ТЭЦ с КУ без ПВК представлена на рис. 8.24.

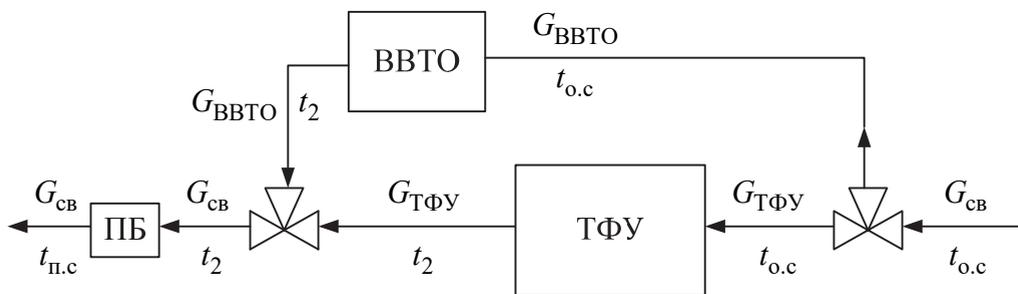


Рис. 8.24. Расчетная схема нагрева сетевой воды в одноконтурной схеме ПГУ без ПВК:

ПБ – пиковый бойлер; ВВТО – водоводяной теплообменник; ТФУ – теплофикационная установка;
 $G_{\text{св}}$ – расход сетевой воды; $G_{\text{тфу}}$ – расход сетевой воды через теплофикационную установку;
 $G_{\text{ввто}}$ – расход сетевой воды через водоводяной теплообменник;
 $t_{\text{п.с}}$ – температура прямой сетевой воды; t_2 – температура сетевой воды на выходе из ТФУ;
 $t_{\text{о.с}}$ – температура обратной сетевой воды

Двухконтурные схемы ПГУ-ТЭЦ отличают более простые взаимосвязи, так как здесь отсутствует нагрев сетевой воды в котле-утилизаторе, а отпуск тепла осуществляется за счет теплофикационных отборов паровой турбины. Помимо этого, во всех типах рассматриваемых схем применяется многоступенчатый подогрев сетевой воды, который, как и в паротурбинных ТЭЦ, направлен на увеличение удельной

комбинированной выработки электрической энергии в теплофикационных установках, за счет снижения средней температуры отвода тепла из цикла.

В силу этого, в двухконтурных схемах ПГУ-ТЭЦ без ПВК тепло отпускается только от паротурбинной установки с сетевой водой, которая при многоступенчатом подогреве определяется по формуле:

$$Q_{\text{ПГУ}}^{\text{Т}} = \sum_{i=1}^m G_{\text{ПТ,СВ}(i)} \cdot (h_{\text{ПТ,СВ}(i)}^{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ПТ,СВ}(i)}^{\text{ВХ}}), \quad (8.37)$$

где $G_{\text{ПТ,СВ}(i)}$, – расход i -потока сетевой воды через сетевые подогреватели паротурбинной установки; $h_{\text{ПТ,СВ}(i)}^{\text{ВЫХ}}$, $h_{\text{ПТ,СВ}(i)}^{\text{ВХ}}$ – энтальпия сетевой воды на выходе и входе из теплофикационной установки для i -потока; m – число теплофикационных отборов, соответствующие долям тепла в суммарном объеме тепла, отпускаемого из отборов паровой турбины.

В реальных условиях в большинстве случаев применяется двухступенчатый подогрев сетевой воды, который позволяет снизить температуру отвода тепла из цикла по сравнению с одноступенчатым подогревом до 10°C , т.е. наполовину от предельно возможного снижения при $m \rightarrow \infty$, что позволяет заметно увеличить удельную комбинированную выработку электрической энергии. Дальнейшее увеличение числа ступеней подогрева дает дополнительный эффект, который непрерывно снижается по мере увеличения числа ступеней подогрева. Так переход с двухступенчатого на трехступенчатый подогрев снижает среднюю температуру отвода тепла на 3°C . Переход с трехступенчатого на четырехступенчатый подогрев дает дополнительное снижение температуры отвода тепла только на 2°C . Вместе с тем, материальные затраты на сооружение теплофикационной установки и условий ее обслуживания требует дополнительных начальных вложений и усложняет ее эксплуатацию.

Группа №2. Одноконтурные и двухконтурные схемы ПГУ-ТЭЦ с ПВК.

Одноконтурная схема ПГУ-ТЭЦ с ПВК также представляет собой сложную термодинамическую систему, связанную с получением тепловых потоков в двух независимых устройствах: водоводяном теплообменнике и теплофикационной установке ПТУ. Расчетная схема нагрева сетевой воды для данного типа схем приведена на рис. 8.25.

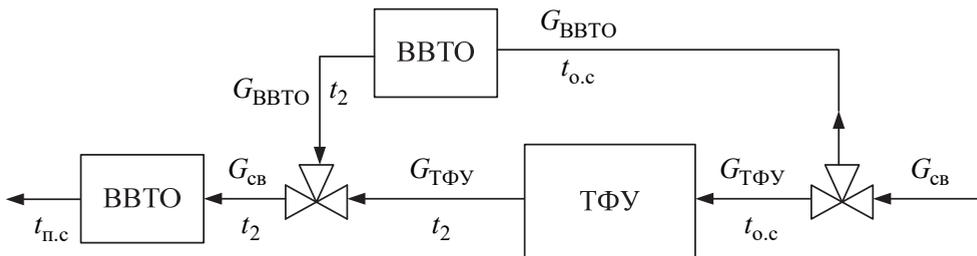


Рис. 8.25. Расчетная схема нагрева сетевой воды в одноконтурной схеме ПГУ с ПВК

Тепловая мощность одноконтурных схем ПГУ-ТЭЦ с ПВК определяется по формуле:

$$Q_{\text{пгу}}^{\text{T}} = Q_{\text{ввто}}^{\text{T}} + Q_{\text{тфу}}^{\text{T}} + Q_{\text{пвк}}^{\text{T}}, \quad (8.38)$$

где $Q_{\text{пвк}}^{\text{T}}$ – тепловая энергия, получаемая в ПВК.

$$Q_{\text{тфу}}^{\text{T}} = G_{\text{тфу}} \cdot c_{\text{р.в}} \cdot (t_2 - t_{\text{ос}}). \quad (8.39)$$

При этом расход, который можно нагреть в теплофикационной установке ПТУ, определяется из условия максимальной утилизации уходящих газов ГТУ в газодляном теплообменнике (ГВТО), где «снятое» тепло передается воде промежуточного контура, циркулируемой через ВВТО.

$$G_{\text{тфу}} = G_{\text{св}} - G_{\text{ввто}}. \quad (8.40)$$

Согласно уравнению теплового баланса вододляного теплообменника:

$$Q_{\text{ввто}}^{\text{T}} = Q_{\text{гвто}}^{\text{T}} \cdot \Psi, \quad (8.41)$$

где $Q_{\text{гвто}}^{\text{T}}$ – тепло полученное в газодляном теплообменнике котла-утилизатора; Ψ – коэффициент рассеивания тепла в вододляном теплообменнике (на практике изменяется в диапазоне 0,95–0,98).

При этом, тепло полученное в газодляном теплообменнике котла-утилизатора определяется также из теплового баланса, составленного для ГВТО котла-утилизатора:

$$Q_{\text{гвто}}^{\text{T}} = G_{\text{г}} \cdot (h_{\text{эк}}^{\text{кв}} - h_{\text{ух}}^{\text{кв}}) \cdot \varphi, \quad (8.42)$$

где $G_{\text{г}}$ – расход газов через котел-утилизатор; $h_{\text{эк}}^{\text{кв}}$ – энтальпия газов на выходе из экономайзерной поверхности КУ; $h_{\text{ух}}^{\text{кв}}$ – энтальпия уходящих газов из КУ, φ – коэффициент рассеивания тепла в ГВТО при передаче тепла воде промежуточного контура.

Тогда расход сетевой воды нагреваемой в ВВТО определяется из соотношения:

$$G_{\text{ввто}} = \frac{Q_{\text{гвто}}^{\text{T}} \cdot \varphi \cdot \Psi}{h_2 - h_{\text{ос}}} = \frac{G_{\text{г}} \cdot (h_{\text{эк}}^{\text{кв}} - h_{\text{ух}}^{\text{кв}}) \cdot \varphi \cdot \Psi}{h_2 - h_{\text{ос}}}. \quad (8.43)$$

Как было отмечено ранее, в одноконтурных схемах ПГУ-ТЭЦ с КУ (рис. 8.20–8.21), выработка тепловой энергии осуществляется в двух различных источниках: теплофикационной установке ПТУ и ВВТО котла-утилизатора, использующем тепло отработанных газов газовой турбины.

Кроме этого, в зависимости от распределения суммарного отпуска тепла между КУ и ТФУ меняется электрическая мощность паротурбинной установки и, как следствие, мощность всего энергоблока.

Тепловая нагрузка в двухконтурной схеме ПГУ-ТЭЦ с ПВК обеспечивается пиковыми водогрейными котлами за счет использования тепла непосредственно сжигаемого в них топлива, при этом сетевая вода дополнительно нагревается до температуры $t_{пс}$, при которой и отводится в подающую линию теплосети.

Тогда тепловая мощность двухконтурных схем ПГУ-ТЭЦ с ПВК определяется по формуле:

$$Q_{пгу}^T = Q_{тфу}^T + Q_{пвк}^T. \quad (8.44)$$

При определении энергетических показателей любой теплоэлектроцентрали необходимо принять метод разделения общего расхода топлива между видами производимой продукции – электрической и тепловой энергии. Известны «физический», «пропорциональный» (АО «Фирма ОРГРЭС»), «эксергетический», «диспетчерский» и другие методы. Вместо ранее используемого в энергетике «физического» метода, сегодня на электростанциях применяется «пропорциональный» метод. В его основу положен принцип разделения расхода топлива ТЭЦ, при котором КПД по выработке видов энергии пропорциональны КПД при их раздельной выработке (на КЭС и в котельных). В предлагаемом методе принят коэффициент пропорциональности:

$$\bar{\eta} = \frac{\eta_{кэс}}{\eta_{кот}} = \frac{\eta_{тэц}^э}{\eta_{тэц}^T}, \quad (8.45)$$

где $\eta_{кэс}$, $\eta_{кот}$ – КПД выработки соответственно электроэнергии (на КЭС) и тепловой энергии (в котельной); $\eta_{тэц}^э$, $\eta_{тэц}^T$ – КПД выработки соответственно электрической и тепловой энергии на теплоэлектроцентрали.

При таком подходе в «пропорциональном» методе разделения общего расхода топлива на ТЭЦ, КПД производства тепловой энергии достигает значений, превышающих 100%. Такой показатель имеет условный характер и необходим при сравнении комбинированного производства энергии на ТЭЦ с его раздельным производством. В зависимости от принятых условий величина $\bar{\eta}=0,45-0,52$.

Общий расход топлива на ПГУ-ТЭЦ составляет:

$$B_{пгу} = B_{гт} + B_{дж} = (1 + \beta_{дж}) \cdot B_{гт} = B_{пгу}^э + B_{пгу}^T, \quad (8.46)$$

где $B_{гт}$ – расход топлива в ГТУ; $B_{дж}$ – расход топлива на дожигание; $\beta_{дж}$ – доля топлива на дожигание от расхода топлива в ГТУ; $B_{пгу}^э$, $B_{пгу}^T$ – величины топлива, расходуемого на ПГУ-ТЭЦ для производства соответственно электрической и тепловой энергии.

Доля этих расходов в соответствии с «пропорциональным» методом определяется как:

$$\frac{B_{пгу}^э}{B_{пгу}} = \frac{N_{пгу}^э}{N_{пгу}^э + \eta \cdot Q_T} = \frac{K_N \cdot \eta_T^э \cdot \text{АВТ}}{K_N \cdot \eta_T^э \cdot \text{АВТ} + K_{пгу} \cdot \bar{\eta} \cdot \beta_T}; \quad (8.47)$$

$$\frac{B_{\text{пгу}}^{\tau}}{B_{\text{пгу}}} = \frac{\bar{\eta} \cdot Q_{\tau}}{N_{\text{пгу}}^{\text{э}} + \eta \cdot Q_{\tau}} = \frac{K_{\text{пгу}} \cdot \bar{\eta} \cdot \beta_{\tau}}{K_N \cdot \eta_{\text{г}}^{\text{э.авт}} + K_{\text{пгу}} \cdot \bar{\eta} \cdot \beta_{\tau}}, \quad (8.48)$$

где $K_N = \frac{N_{\text{г}}^{\text{э}}}{N_{\text{г}}^{\text{э.авт}}}$ – коэффициент мощности ГТУ, $N_{\text{г}}^{\text{э}}$ – мощность электрическая ГТУ при работе в составе ПГУ, $N_{\text{г}}^{\text{э.авт}}$ – мощность ГТУ в автономном режиме работы.

Основным показателем тепловой экономичности ПГУ-ТЭЦ является КПД производства электроэнергии:

$$\eta_{\text{пгу}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{пгу}}^{\text{э}}}{B_{\text{пгу}}^{\text{э}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}} = \frac{K_N \cdot \eta_{\text{г}}^{\text{э.авт}} + K_{\text{пгу}} \cdot \bar{\eta} \cdot \beta_{\tau}}{K_{\text{пгу}} \cdot (1 + \beta_{\text{дж}})}. \quad (8.49)$$

При увеличении доли мощности паротурбинной установки ПГУ (уменьшение $K_{\text{пгу}}$) и увеличении отпуска теплоты β_{τ} величина $\eta_{\text{пгу}}^{\text{э}}$ возрастает;

– расход условного топлива на единицу генерируемой электроэнергии, г/(кВт·ч):

$$b_{\text{пгу}}^{\text{э}} = \frac{122,8}{\eta_{\text{пгу}}^{\text{э}}}; \quad (8.50)$$

– КПД производства тепловой энергии:

$$\eta_{\text{пгу}}^{\tau} = \frac{\eta_{\text{пгу}}^{\text{э}}}{\eta} = \frac{Q_{\tau}}{B_{\text{пгу}}^{\tau} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}} = \frac{K_N \cdot \eta_{\text{г}}^{\text{э.авт}} + K_{\text{пгу}} \cdot \bar{\eta} \cdot \beta_{\tau}}{\bar{\eta} \cdot K_{\text{пгу}} \cdot (1 + \beta_{\text{дж}})}; \quad (8.51)$$

– расход условного топлива на единицу производимой тепловой энергии, кг/ГДж

$$b_{\text{пгу}}^{\tau} = \frac{34,121}{\eta_{\text{пгу}}^{\tau}}. \quad (8.52)$$

8.8. Газотурбинная теплоэлектроцентраль

Газотурбинная теплоэлектроцентраль (ГТУ-ТЭЦ) является частным случаем парогазовой ТЭЦ, где теплота выхлопных газов ГТУ используется в котле-утилизаторе только для отпуска теплоты внешним потребителям. Мощность ГТУ-ТЭЦ определяется, прежде всего, типом применяемых в тепловой схеме газотурбинных установок и количеством потребляемой теплоты.

В отличие от паросиловых ТЭЦ, производство электроэнергии на ГТУ-ТЭЦ не связано с отпуском теплоты потребителям и с утилизацией теплового потенциала выхлопных газов ГТУ. Оно зависит от начальных и конечных параметров этих газов, от характеристик наружного воздуха и др. Максимально возможное использование теплоты выхлопных газов ГТУ на газотурбинных ТЭЦ происходит при соответствующей организации ее тепловой схемы с учетом графика отопительной нагрузки.

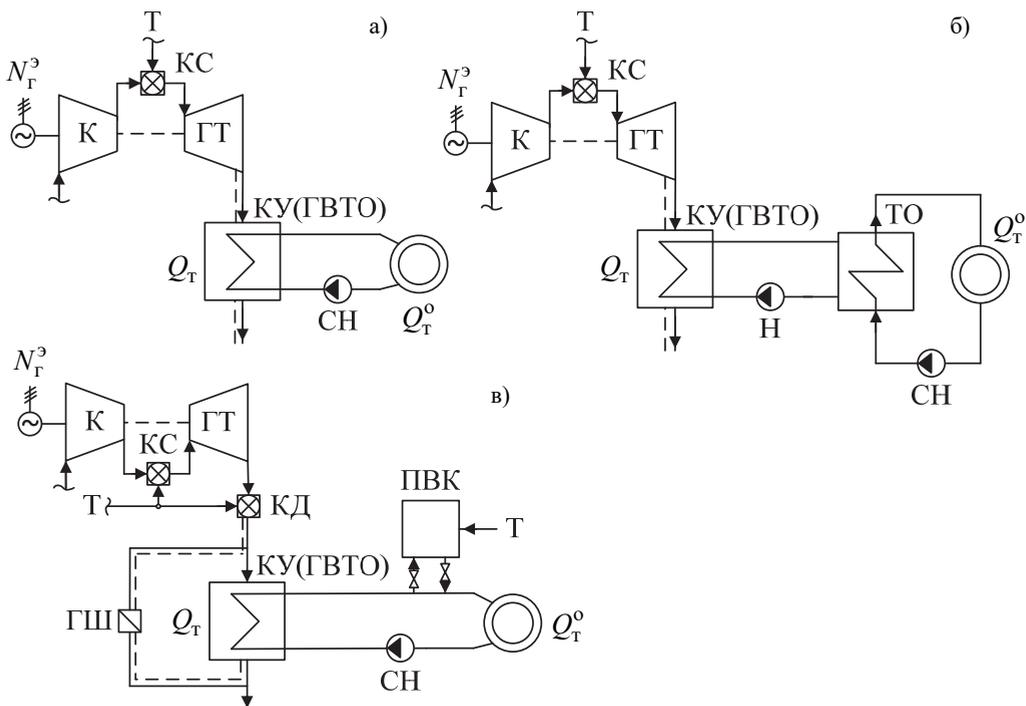


Рис. 8.26. Варианты тепловых схем отопительных ГТУ-ТЭЦ

- а) без промежуточного теплообменника; б) с промежуточным теплообменником (ТО);
 в) различными способами регулирования отпуска теплоты потребителям; СН – сетевые насосы;
 Н – насос теплообменника; ГШ – газовый шибер (заслонка); КД – камера дожигания топлива;
 ПВК – пиковый водогрейный котел

В отличие от промышленных ГТУ-ТЭЦ, отопительные ГТУ-ТЭЦ предназначены для комбинированной выработки электроэнергии и теплоты при нагреве в котле-утилизаторе (газоводяном теплообменнике – ГВТО) сетевой воды системы теплоснабжения выхлопными газами ГТУ. Возможны тепловые схемы с непосредственной подачей этой воды в ГВТО либо с использованием промежуточного теплообменника для защиты поверхностей нагрева от загрязнений (рис. 8.26).

Значительные суточные и сезонные колебания отопительной нагрузки заставляют устанавливать на ГТУ-ТЭЦ нескольких газотурбинных установок и пиковые источники теплоты. Для этой цели на ГТУ-ТЭЦ в г. Электростали (Московской области) (рис. 8.27), например, использованы пиковые водогрейные котлы ($\alpha_{\text{тэц}} < 1$). Другое решение приведено на рис. 8.27в, где регулирование потребления теплоты осуществлено дожиганием топлива в среде выхлопных газов ГТУ и байпасированием части этих газов мимо котла-утилизатора. В каждом отдельном случае необходимо обосновывать принимаемые технологические схемы с учетом используемого оборудования и характера изменения отопительной нагрузки.

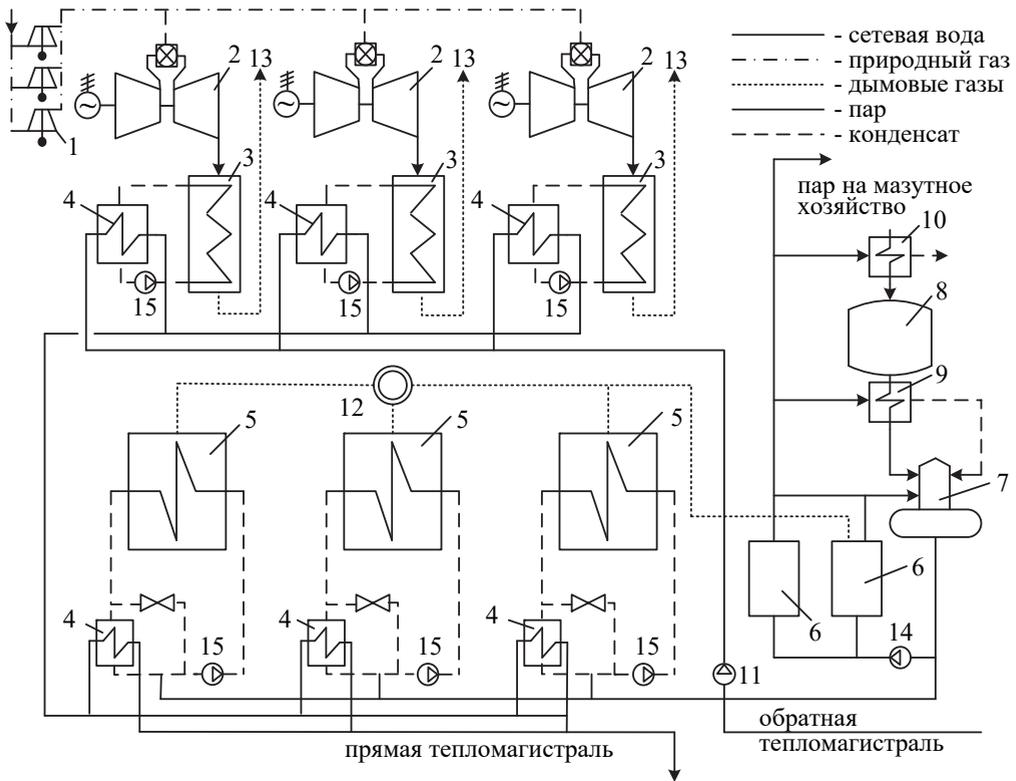


Рис. 8.27. Принципиальная тепловая схема отопительной ГТУ-ТЭЦ (г. Электросталь)

- 1 – дожимной компрессор; 2 – ГТУ; 3 – газовойодяной теплообменник;
 4 – водо-водяной теплообменник; 5 – водогрейный котел; 6 – паровой котел;
 7 – деаэратор питательной воды и подпитки водогрейных котлов; 8 – химводоочистка;
 9 – подогреватель добавочной воды; 10 – подогреватель сырой воды; 11 – сетевой насос;
 12 – дымовая труба водогрейных и паровых котлов; 13 – в дымовую трубу ГТУ;
 14 – питательный насос; 15 – насосы контуров циркуляции ГВТО и водогрейных котлов

Первым примером газотурбинной теплоэлектроцентрали в России является Якутская ГРЭС. На станции были установлены 4 ГТУ типа ГТ-25 ЛМЗ (проведена реконструкция по замене этих агрегатов на ГТУ ГТ-45 ХТЗ) и 4 ГТУ ГТ-35 ХТЗ. Для энергосистемы характерна значительная продолжительность отопительного сезона, что позволяет использовать энергию топлива с большой эффективностью. Газоводяные подогреватели сетевой воды выполнены по традиционной схеме с использованием оребренных трубок. Минимальная теплопроизводительность каждого ГВТО составляет около 8,15 МВт. Максимальная теплопроизводительность ГВТО с дожиганием топлива достигает порядка 40 МВт (34 Гкал/ч). Общая наработка ГТУ Якутской ГРЭС составила более 850 тыс. часов при 11 тыс. пусков. Якутская ГРЭС эксплуатируется в изолированной энергосистеме. Она является основным источником снабжения электроэнергией и

теплом г. Якутска и центрального района Якутии. Для энергосистемы характерна большая сезонная и суточная неравномерность графиков электрической и тепловой нагрузки. Регулирование тепловой нагрузки осуществляется изменением расхода и температуры газов, пропускаемых через подогреватели. При снижении нагрузки часть газов сбрасывается мимо подогревателей через байпасные газоходы, в которых имеются регулирующие шиберы. При повышении тепловой нагрузки температуру газов перед подогревателями можно увеличить путем сжигания в газоходе между ними и ГТУ дополнительного топлива. Для этого в газоходе установлены специальные «блоки дожигающих устройств (БДУ)». Эксплуатация Якутской ГРЭС подтвердила эффективность использования газотурбинной технологии для комбинированного энергопроизводства.

В середине 70-х годов ПО «Заря» (г. Николаев) освоил производство газотурбогенераторных энергетических установок ГТГ-12 мощностью 12 МВт с конверсионным судовым двигателем типа ДЦ59. На основе этого ГТД Ужгородский завод газотурбинных установок освоил производство полнокомплектных ГТУ контейнерной компоновки типа ГТГУ-12. Первая установка из этой серии введена в эксплуатацию в 1976 г. (г. Советская Гавань, Хабаровский Край), последняя – в 1992 г. (Ямбургская ГТЭС, работающая в режиме ГТУ ТЭЦ).

ГТУ-ТЭЦ малой мощности с энергоустановками ГТГУ-12 комплектовались ГВТО вырабатывающими тепловую энергию в горячей воде для нужд отопления и/или горячего водоснабжения. В зависимости от величины тепловой нагрузки в районе размещения ГТУ-ТЭЦ производительность этих ГВТО составляла 4 Гкал/ч (УТ-4) или 8 Гкал/ч (УТ-8). Расположение ГВТО – на вертикальном выхлопном газоходе. Мощность ГВТО выбиралась в зависимости от величины тепловой нагрузки и места расположения ГТУ-ТЭЦ.

В период 1981–1991 гг. в северных регионах России были построены и введены в эксплуатацию ряд газотурбинных тепловых электростанций (ГТЭС), работающих в режиме ГТУ-ТЭЦ. На этих электростанциях использованы газотурбинные установки типа ГТГУ-12 электрической мощностью 12 МВт с ГВТО вертикального исполнения, расположенным над ГТУ теплопроизводительностью 9,31 МВт (при температуре $t_{нв} = -20^{\circ}\text{C}$), производства Ухтинского механического завода (УМЗ) г. Ухта. Тепловая мощность этих электростанций составляет от 56 МВт (Уренгойская ГТЭС, Тюменская область) до 93,1 МВт (Мирнинская ГТЭС, Якутия).

Краткие технические характеристики некоторых действующих ГТУ-ТЭЦ приведены в табл. 8.3. Все эти ГТУ-ТЭЦ предназначены для обеспечения отопления и/или горячего водоснабжения и относятся к отопительным (коммунальным) ГТУ-ТЭЦ. Отопительные ГТУ-ТЭЦ, размещаемые непосредственно в центре тепловых нагрузок, называют, также, станциями теплоэлектроснабжения (ГТУ-СТЭС).

Таблица 8.3

Показатели некоторых действующих ГТУ ТЭЦ

№	Показатели	Единица измерен	Наименование электростанции					
			ЭПТК «ГТУ-ТЭЦ г. Электросталь»	ГТУ-ТЭЦ «Луч»	ГТЭС «Коломенское»	ГТЭС «Внуково»	Якутская ГРЭС-2 (Якутская ГРЭС Новая)	Восточная ТЭЦ (ГТУ-ТЭЦ «Восточная»)
1	Установленная мощность: – электрическая – тепловая	МВт Г кал/ч	41,78 76,2*	60 62,4	136 48	90 120*	193,48 152,4*	139,5 432
2	Тип ГТУ, изготовитель	–	SGT-500 (GT-35), Сименс / АО «УТЗ»	LM2500+ DLE HSPT, Дженерал Электрик	SGT-800, Сименс	SGT-800, Сименс	LM6000-PF/DF, Дженерал Электрик	LM 6000 PF Sprint, Дженерал Электрик
3	Электрическая мощность	МВт	16,78/25	30	45,3	45	48,37	46,5
4	Количество ГТУ	шт	1-SGT-500(GT-35) 1- ГТЭ-25У	2	3	2	4	3
5	Тип КУ, изготовитель	–	1- F-80, Foster Wheeler 2 - АО «Красный котельщик»	КУВ-35-0/150 Машностроительный завод «ЗиО-Подольск»	КУВ-60/150, Машностроительный завод «ЗиО-Подольск»	КУВ-60/150, Машностроительный завод «ЗиО-Подольск»	КУВ 38,1-185 АО «Красный котельщик»	КУВ-46,4-130 ПАО «Силловые машины»
6	Тепловая мощность	Г кал/ч	30/46,2	31,2	57	60	38,1	46,4
7	Количество КУ	шт	2	2	3	2	4	3
8	Вид топлива	–	Природный газ	Природный газ	Природный газ	Природный газ	Природный газ	Природный газ
9	Место расположения	–	г.Электросталь	г.Белгород	р-н Москворечье-Сабурово г. Москва	р-н Внуково, г. Москва	г.Якутск	г. Владивосток
10	Год начала эксплуатации	год	1999	2005	2009	2013	2017	2018

Примечание: *) только газотурбинная часть

Простейшая тепловая схема ГТУ-ТЭЦ и соответствующая ей схема тепловых потоков приведены на рис. 8.28. Утилизация теплоты выхлопных газов ГТУ в котле-утилизаторе Q_{Γ}^{KT} связана с некоторым повышением сопротивления выхлопного тракта, что приводит к снижению, в первую очередь, электрической нагрузки. Это снижение предложено учитывать коэффициентом $K_N = \frac{N_{\Gamma}^{\circ}}{N_{\Gamma}^{\circ, \text{АВТ}}}$.

Возможны режимы работы ГТУ-ТЭЦ с дожиганием топлива в среде выхлопных газов ГТУ для повышения тепловой нагрузки ТЭЦ, стабилизации параметров генерируемого технологического пара и др.

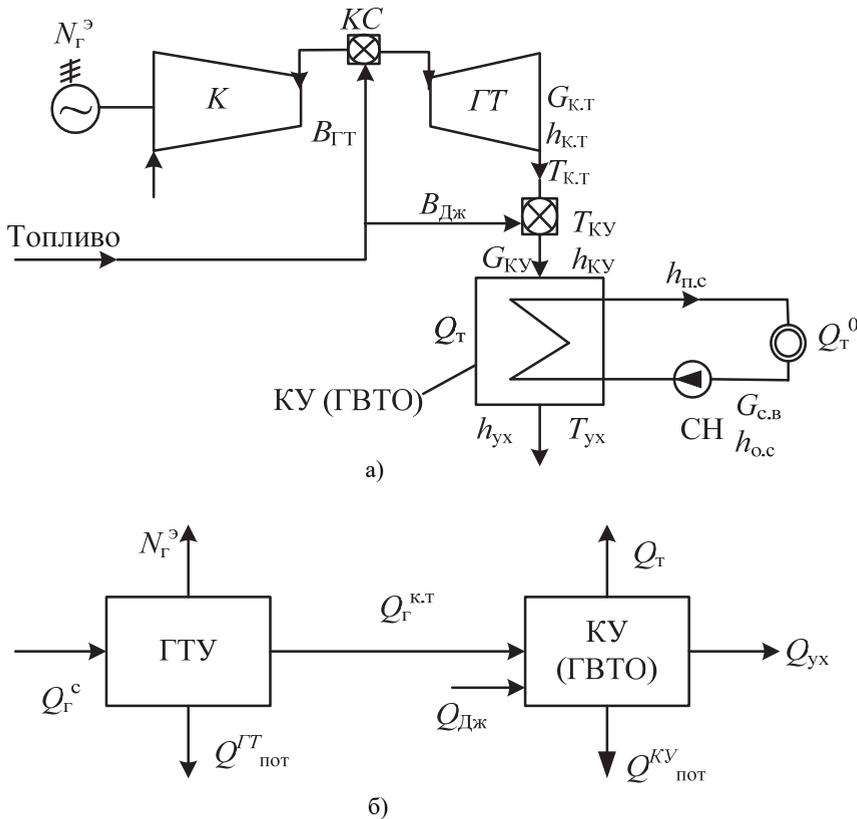


Рис. 8.28. Простейшая схема (а) и схема тепловых потоков (б) ГТУ-ТЭЦ

Тепловая мощность котла-утилизатора (ГВТО) в зависимости от типа тепловой нагрузки определится из соотношения:

1. Режим без дожигания топлива, кВт:

$$Q_{\Gamma} = G_{KT} \cdot (h_{KT} - h_{уx}) \cdot \varphi = D_{п} \cdot (h_{п} - h_{ок}) = G_{с.в} \cdot (h_{пс} - h_{о.с}), \quad (8.53)$$

где G_{KT} – количество выхлопных газов ГТУ, кг/с; $D_{п}$, $G_{с.в}$ – количество, соответственно, технологического пара и сетевой воды, кг/с; h_{KT} , $h_{уx}$ – энтальпия, соответ-

ственно, выхлопных газов ГТУ и уходящих газов котла-утилизатора, кДж/кг; $h_{\text{п}}$, $h_{\text{ок}}$ – энтальпия, соответственно, технологического пара и его обратного конденсата, кДж/кг; $h_{\text{ис}}$, $h_{\text{ок}}$ – энтальпия, соответственно, прямой и обратной сетевой воды, кДж/кг; φ – коэффициент сохранения теплоты в котле-утилизаторе.

2. Режим с дожиганием топлива, кВт:

$$Q_{\text{т}} = (Q_{\text{кт}} + B_{\text{дж}}) \cdot (h_{\text{кы}} - h_{\text{ух}}) \cdot \varphi = G_{\text{кы}} \cdot (h_{\text{кы}} - h_{\text{ух}}) \cdot \varphi, \quad (8.54)$$

где $B_{\text{дж}}$ – количество дожигаемого перед котлом-утилизатором топлива, кг/с; $G_{\text{кы}}$ – количество газов на входе в котел-утилизатор, кг/с; $h_{\text{кы}}$ – энтальпия газов на входе в котел-утилизатор, кДж/кг.

Величина $Q_{\text{т}}$ связана с количеством теплоты выхлопных газов ГТУ зависимостью (режим без дожигания):

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{Г}}^{\text{КТ}} - Q_{\text{ух}} = G_{\text{кт}} \cdot (h_{\text{кт}} - h_{\text{ух}}) = Q_{\text{Г}}^{\text{КТ}} - Q_{\text{кт}} \cdot h_{\text{ух}}. \quad (8.55)$$

При проектировании ГТУ-ТЭЦ стремятся получить возможно более низкую температуру уходящих газов котла-утилизатора $T_{\text{ух}} = 80 \div 100^{\circ}\text{C}$ с учетом точки росы. Полная утилизация теплоты $Q_{\text{Г}}^{\text{КТ}}$ технически неосуществима.

ГТУ-ТЭЦ – это частный случай более общей схемы парогазовой ТЭЦ. На ГТУ-ТЭЦ отсутствует выработка электроэнергии на базе утилизации теплоты выхлопных газов ГТУ.

Основными показателями тепловой экономичности ГТУ-ТЭЦ с учетом дожигания являются:

– КПД производства электроэнергии:

$$\eta_{\text{Г}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{Г}}^{\text{э}}}{B_{\text{ГТУ-ТЭЦ}}^{\text{э}} \cdot Q_{\text{Н}}^{\text{п}}} = \frac{K_{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{Г}}^{\text{э, АВТ}} + \beta_{\text{Т}} \cdot \bar{\eta}}{1 + \beta_{\text{дж}}}; \quad (8.56)$$

– расход условного топлива на единицу генерируемой электроэнергии, г/(кВт·ч):

$$b_{\text{Г}}^{\text{э}} = \frac{122,8}{\eta_{\text{Г}}^{\text{э}}}; \quad (8.57)$$

– КПД производства тепловой энергии:

$$\eta_{\text{Г}}^{\text{т}} = \frac{Q_{\text{т}}}{B_{\text{ГТУ-ТЭЦ}}^{\text{т}} \cdot Q_{\text{Н}}^{\text{п}}} = \frac{K_{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{Г}}^{\text{э, АВТ}} + \beta_{\text{Т}} \cdot \bar{\eta}}{\bar{\eta} \cdot (1 + \beta_{\text{дж}})}; \quad (8.58)$$

– расход условного топлива на единицу производимой тепловой энергии, кг/ГДж:

$$b_{\text{Г}}^{\text{т}} = \frac{34,121}{\eta_{\text{Г}}^{\text{т}}}. \quad (8.59)$$

При сравнительном анализе вариантов тепловых схем ГТУ-ТЭЦ применяют показатели, независимые от метода разделения общего расхода топлива на ТЭЦ:

– коэффициент использования теплоты сжигаемого топлива:

$$\eta_{\text{Г}}^{\text{кит}} = \frac{N_{\text{Г}}^{\text{э}} + Q_{\text{т}}}{Q_{\text{Г}}^{\text{э}} + Q_{\text{дж}}} = \frac{K_{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{Г}}^{\text{э, АВТ}} + \beta_{\text{Т}}}{1 + \beta_{\text{дж}}}; \quad (8.60)$$

– удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении:

$$\mathfrak{E}_{\text{Г}}^{\text{т}} = \frac{N_{\text{Г}}^{\text{э}}}{Q_{\text{т}}} = \frac{\eta_{\text{Г}}^{\text{кит}} \cdot (1 + \beta_{\text{дж}}) - \beta_{\text{Т}}}{\beta_{\text{Т}}}. \quad (8.61)$$

8.9. Пиковые водогрейные котлы

Выше уже было сказано о пиковой отопительной нагрузке и о ее доле в отопительном сезоне. На рисунке 8.29 показано включение пикового водогрейного котла в установку подогрева сетевой воды на ТЭЦ.

Пиковый водогрейный котел (ПВК) работает в пиковом режиме при тепловых нагрузках от минимальной до номинальной, подогревая сетевую воду от 110 до 150°C. Поддержание на входе в ПВК температуры сетевой воды 110°C направлено на повышение температуры стенок трубок и тем самым на снижение низкотемпературной коррозии при работе на мазуте. Постоянная температура сетевой воды на входе 110°C при переменной и более низкой температуре ее после сетевых подогревателей достигается включением насоса рециркуляции, возвращающего часть воды после подогрева на вход в котел. Подмешивание горячей воды (150°C) к более холодной позволяет получить температуру 110°C.

На смену первому поколению водогрейных котлов башенной компоновки типов ПТВМ-100 и ПТВМ-180 пришли газомазутные котлы типов КВГМ-100 и КВГМ-180 конструкции Барнаульского котельного завода (БКЗ), имеющие Т-образную компоновку.

Топка и опускные газоходы имеют общие промежуточные экраны. Топочная камера призматическая, вертикальная, открытого типа. Объем топочной камеры 763 м³. Экраны топочной камеры собираются из 12 блоков. Экраны выполнены из труб 60×4 мм, сталь марки 20. В нижней части фронтальной и задней экраны образуют скаты пода топки.

Верх топочной камеры закрыт потолочными экранами, переходящими в боковые стенки опускных газоходов.

Топочная камера оборудована шестью вихревыми газомазутными горелками, расположенными симметрично на боковых стенках треугольником с вершиной вверх. Горелки по воздуху выполнены двухпоточными, что позволяет осуществлять работу топки при сниженных нагрузках. В каждой горелке установлена паромеханическая мазутная форсунка, оборудованная механизмом выдвижения, что позволяет дистанционно перемещать форсунку в рабочее положение.

Конвективные поверхности нагрева расположены в двух опускных газоходах с полностью экранированными стенами. Ограждающими поверхностями каждой конвективной шахты являются промежуточная стена котла, боковая стена котла, фронтальная и задняя стены конвективной шахты.

На рисунке 8.29 дана схема движения сетевой воды в котле КВГМ-180 при работе в пиковом режиме. Сетевая вода из входной камеры 720×12 мм поступает в нижние камеры фронтальной, задней, промежуточных экранов топки и в нижние камеры боковых – потолочных экранов опускных газоходов, после чего по стоякам и конвективным пакетам движется сверху вниз и поступает в выходную камеру 720×12 мм.

Для очистки конвективных поверхностей нагрева от отложений при работе на мазуте предусмотрена дробеочистка.

Воздух в котел КВГМ-180 подает один вентилятор. Предварительный подогрев воздуха до положительных температур осуществляется в водяных калориферах. Предусмотрена установка одного дымососа, а также одного дымососа рециркуляции, который забирает газы перед последним конвективным пакетом и подает их в воздухопровод перед дутьевым вентилятором. Номинальный расход сетевой воды через котел при пиковом режиме составляет 4420 т/ч.

Барнаулский котельный завод выпускает также пылеугольные водогрейные котлы типа КВТК-100. Котел имеет П-образную компоновку. Топка с сухим шлакоудалением.

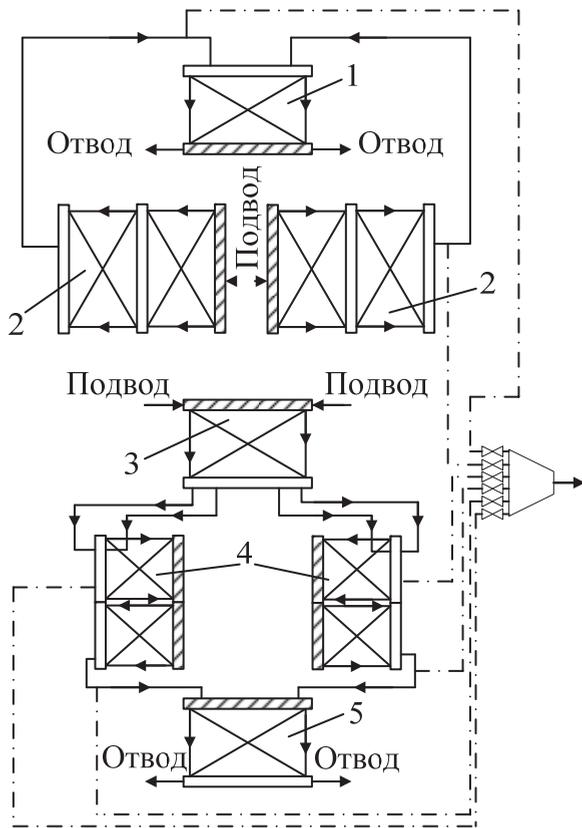


Рис. 8.29. Схема движения воды в котле КВГМ-180 при работе в пиковом режиме:
 1 – задний экран; 2 – полусекция конвективных поверхностей, задняя левая панель и стояки;
 3 – полусекция конвективных поверхностей, задняя правая панель и стояки;
 4 – промежуточный левый экран; 5 – боковой и потолочный экраны (левые)

Контрольные вопросы и задания

1. Каковы преимущества комбинированной выработки тепловой и электрической энергии на ТЭЦ по сравнению с отдельной выработкой энергии?
2. Расскажите о принципиальных тепловых схемах ТЭЦ. Как покрываются пиковые нагрузки при отпуске теплоты от теплофикационных ТЭЦ?
3. В чем отличие показателей экономичности ТЭЦ от показателей экономичности КЭС? Какими показателями оценивается экономичность ТЭЦ?
4. Напишите и охарактеризуйте формулу, по которой рассчитывается полный КПД ТЭЦ.
5. Каким образом осуществляется отпуск теплоты на отопление и ГВС от паросиловых ТЭЦ?
6. Поясните принцип построения графика продолжительности суммарной тепловой нагрузки по заданным зависимостям расходов теплоты на отопление и вентиляцию от температуры наружного воздуха.
7. Поясните принцип выбора схемы отпуска теплоты внешнему потребителю от ТЭЦ.
8. Поясните физический смысл коэффициента теплофикации.
9. Напишите и охарактеризуйте формулу для определения удельного расхода условного топлива на выработку теплоты ТЭЦ.
10. В чем преимущества теплофикационного цикла паротурбинной установки перед конденсационным? Каким образом осуществляется теплофикационный цикл в ПТУ?
11. Какие существуют способы обеспечения тепловой нагрузки и ГТУ-ТЭЦ?
12. В чем особенности отпуска тепловой мощности от ПГУ-ТЭЦ?
13. Для чего служат пиковые водогрейные котлы на ТЭЦ и какие условия их работы?

Глава 9. ДЕАЭРАТОРНЫЕ И ПИТАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

9.1. Назначение и принцип действия деаэрационных установок

Удовлетворительное коррозионное состояние пароводяного тракта электростанции обеспечивается правильным соблюдением водного режима и удалением коррозионно-агрессивных газов из питательной воды и конденсата. Питательная вода прямоточных паровых котлов ТЭС должна удовлетворять требованиям Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации (табл. 9.1).

Таблица 9.1

Требования к питательной воде ТЭС с прямоточными котлами

Параметр	Значение
Общая жесткость, мкг-экв/дм ³ , не более	0,2
Соединения натрия, мкг/дм ³ , не более	5
Кремниевая кислота, мкг/дм ³ , не более	15
Соединения железа, мкг/дм ³ , не более	10
Растворенный кислород при кислородных режимах, мкг/дм ³	100-400
Удельная электрическая проводимость, мкСм/см, не более	0,3
Соединения меди в воде перед деаэратором, мкг/дм ³ , не более	5*
Значение рН при режиме:	
гидразинно-аммиачном	9,1±0,1
гидразинном	7,7±0,2
кислородно-аммиачном	8,0±0,5
нейтрально-кислородном	7,0±0,5
Гидразин, мкг/дм ³ , при режиме:	
гидразинно-аммиачном	20-60
гидразинном	80-100
пуска и останова	До 3000
Содержание нефтепродуктов (до конденсатоочистки), мг/дм ³ , не более	0,1

*При установке в конденсатно-питательном тракте всех теплообменников с трубками из нержавеющей стали или других коррозионно-стойких материалов – не более 2 мкг/дм³

Соблюдение этих норм для всех режимов работы оборудования позволяет избежать выноса продуктов коррозии в зону высокотемпературных поверхностей нагрева, связанного с ним ухудшения теплообмена и снижения надежности работы, а также предотвратить язвенную (подшламовую) коррозию в пароводяном тракте.

В конденсате, питательной и добавочной воде содержатся агрессивные газы (кислород, углекислый газ и др.), вызывающие коррозию оборудования и трубопроводов электростанции. Они поступают в пароводяной тракт преимущественно в конденсаторе турбины и в вакуумной части системы регенерации. Для защиты от газовой коррозии применяют *деаэрацию воды*, т.е. удаление растворенных в ней газов. Основное коррозионное действие на металл оборудования оказывает кислород, тем более что содержание его в воздухе и при растворении в воде весьма значительно. Углекислота вызывает коррозию самостоятельно и действует как катализатор агрессивного воздействия кислорода, а также способствует загрязнению пароводяного тракта соединениями железа и меди, которые затем откладываются на трубах паровых котлов. Углекислота содержится в пароводяном тракте в свободном состоянии и как продукт термического разложения солей натрия – бикарбонатов.

Различают следующие типы деаэрации.

1. Химическая – добавление специальных реагентов в воду для связывания кислорода и диоксида углерода.

2. Десорбционная – метод продувки воды воздухом, в котором отсутствует кислород.

3. Термическая – деаэрация паром или перегретой водой.

Для удаления растворенных в воде газов на паротурбинных электростанциях применяют *термическую деаэрацию* воды. Кислород, оставшийся в воде после термической деаэрации, дополнительно обезвреживают, связывая его химическими реагентами (гидразин-гидрат $N_2H_4 \cdot H_2O$ или его соли).

Основные факторы, определяющие концентрацию газов в воде и их равновесное состояние: давление и температура воды, количественный состав газовой смеси, физическая природа газа. Для идеального разбавленного раствора газов в жидкости согласно закону Дальтона–Генри равновесная массовая концентрация газов в растворе c_r , мг/кг, пропорциональна парциальному давлению p_r в газовой фазе над раствором:

$$c_r = K_r \cdot p_r, \quad (9.1)$$

где K_r – константа фазового равновесия, мг/(кг·Па), которая изменяется в зависимости от температуры и не зависит от количественного состава и давления в системе. Массовую концентрацию можно выразить и через коэффициент абсорбции газа $\alpha^a = V_r/V_b$.

$$c_r = \alpha^a \cdot \frac{p_r}{p_b} \cdot \frac{p_0}{p_0} \cdot 10^6, \quad (9.2)$$

где p_r, p_b – плотность газа и воздуха, кг/м³; V_r, V_b , – объемы растворенного газа и воды, м³; $p_0 = 0,101$ МПа.

Следовательно, массовая концентрация, или растворимость кислорода в воде, мг/кг, равна:

$$c_{O_2} = \alpha_{O_2}^a \cdot \frac{p_{O_2}}{p_B} \cdot \frac{p_{O_2}}{p_0} \cdot 10^6. \quad (9.2a)$$

Зависимость коэффициента абсорбции от температуры для различных газов приведена на рис. 9.1.

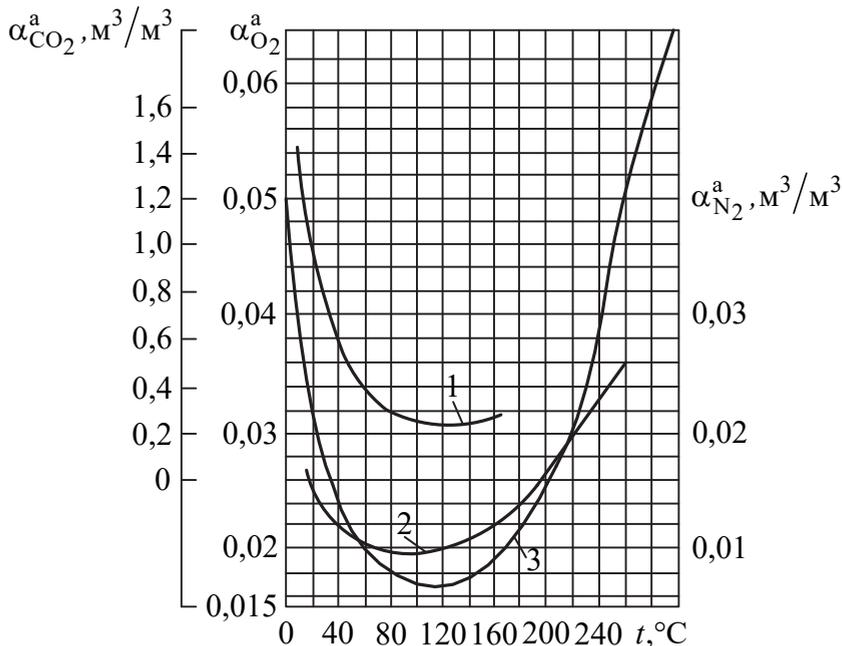


Рис. 9.1. Зависимость коэффициента абсорбции от температуры воды для O₂, CO₂ и N₂:
1 – CO₂; 2 – N₂; 3 – O₂

Полное удаление растворенных в воде газов практически невозможно. Процесс удаления газов из воды происходит до того момента, когда равновесное парциальное давление, соответствующее его концентрации в жидкой фазе, превышает парциальное давление этого газа p_r в газовой фазе над раствором. Следовательно, для деаэрации воды и удаления (десорбции) агрессивных газов необходимо понижать их парциальные давления над жидкостью. Это возможно осуществить либо понижением общего давления газовой смеси над водой, либо перераспределением парциальных давлений газов при постоянном давлении газовой смеси. Второй способ универсален и не избирателен по отношению к отдельным газам, присутствующим в воде. Он основан на том, что абсолютное давление над жидкой фазой представляет собой сумму парциальных давлений газов и во-

дяного пара: $p = \sum p_r + p_{H_2O}$. Следовательно, необходимо увеличить парциальное давление водяных паров над поверхностью воды, добиваясь $p_{H_2O} \approx p$, и как следствие этого получить $\sum p_r \approx 0$. Когда температура воды повышена до температуры насыщения, парциальное давление водяного пара над уровнем воды достигает полного давления над водой, а парциальное давление других газов снижается до нуля, вода освобождается от растворенных в ней газов (рис. 9.2).

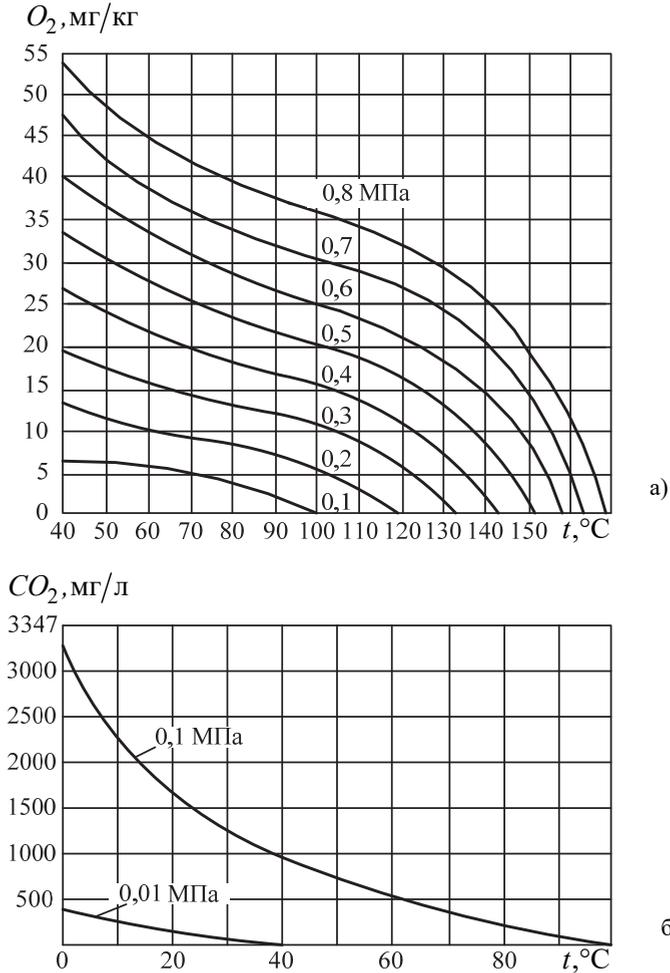


Рис. 9.2. Зависимость растворимости кислорода (а) и углекислого газа (б) в воде от температуры при различных давлениях

Недогрев воды до температуры насыщения при данном давлении увеличивает остаточное содержание в ней газов, в частности кислорода (рис. 9.3). Термическая деаэрация воды сочетается с ее подогревом в специальном теплообменнике – деаэраторе.

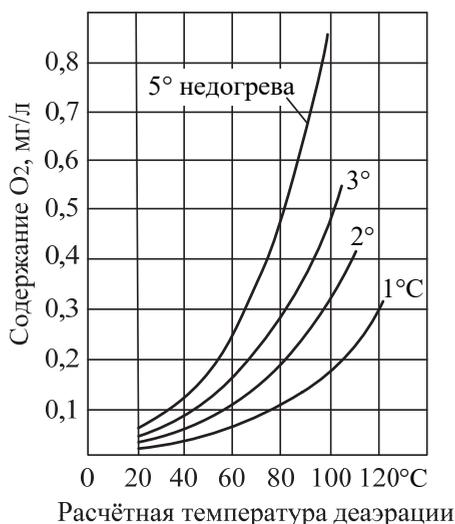
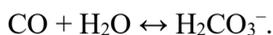


Рис. 9.3. Зависимость остаточного содержания кислорода от температуры деаэрации и недогрева воды

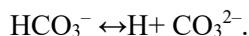
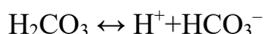
По сравнению с удалением O_2 выделение из воды CO_2 – более сложная задача, так как в процессе подогрева воды количество углекислого газа в ней увеличивается вследствие разложения бикарбонатов и гидролиза образующихся карбонатов.

Механизм образования углекислоты:

Реакция растворения в воде CO



Молекулы угольной кислоты диссоциируют по первой и второй ступеням



Таким образом, углекислота в деаэрируемой воде может содержаться в виде свободной углекислоты, в виде бикарбонатных ионов и карбонатных ионов (связанной углекислоты).

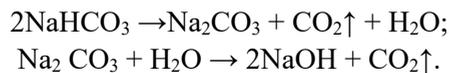
Имеется прямая связь между формами углекислоты и показателем pH раствора, по которой при водородном показателе раствора $pH < 4,3$ CO_2 находится в воде в свободной форме (CO_2 , $H_2CO_3^*$). При $pH \leq 8,33$ содержание диоксида углерода в свободной форме будет минимальным. При дальнейшем увеличении pH произойдет увеличение содержания CO_3^{2-} (карбонат-ионов) и уменьшение HCO_3^- (гидрокарбонат-ионов), свободные формы диоксида углерода будут стремиться к нулю.

Как известно, наличие в воде свободной углекислоты, особенно при высоких температурах среды, приводит к кислородной коррозии трубопроводов и оборудования ТЭС. Кроме того, она оказывает воздействие на величину водород-

ного показателя рН, происходит его снижение, что в присутствии растворенного кислорода приводит к отложениям на поверхности металла. Диоксид углерода является катализатором коррозии, увеличивает ее интенсивность в три раза, приводит к отслаиванию защитных оксидных пленок на поверхности металла и, как следствие, к поступлению кислорода к поверхности.

Таким образом, уголекислота совместно с кислородом оказывают отрицательное воздействие на металл труб и оборудования.

Процессы выделения свободной уголекислоты и разложения бикарбоната натрия взаимосвязаны. Термическое разложение бикарбонатов начинается с момента, когда количество свободного диоксида углерода в растворе будет меньше равновесного, необходимого для удержания в растворе данного количества бикарбонатов. Для нормального осуществления процесса разложения бикарбонатов натрия (аммония) необходимо обеспечить непрерывный отвод из деаэрируемой воды в паровую фазу выделяющейся свободной уголекислоты и непрерывную вентиляцию парового объема. Процесс полного термического разложения бикарбоната натрия протекает в две стадии: вначале образуется карбонат натрия, а затем едкий натр:



Содержащаяся в паре свободная уголекислота замедляет термическое разложение бикарбоната. Однако ее содержание в греющем паре, поступающем в деаэратеры на электростанциях, обычно настолько незначительно, что оно практически не оказывает влияния ни на степень разложения бикарбонатов, ни на конечное содержание свободной уголекислоты в деаэрированной воде. Степень разложения бикарбонатов увеличивается с повышением температуры, с увеличением времени пребывания воды в аппарате и начальной концентрации бикарбоната натрия в исходной деаэрируемой воде. При повышении эффективности выделения из воды свободной уголекислоты ускоряется процесс термического разложения бикарбонатов натрия и наоборот.

Термические деаэратеры паротурбинных установок электростанций делятся:

По назначению:

- 1) на деаэратеры питательной воды паровых котлов;
- 2) деаэратеры добавочной воды и обратного конденсата внешних потребителей;
- 3) деаэратеры подпиточной воды тепловых сетей.

По давлению греющего пара:

- 1) на деаэратеры повышенного давления ДП, работающие при давлении 0,6–0,8 МПа, а на АЭС – до 1,25 МПа и использующиеся в качестве деаэраторов питательной воды ТЭС и АЭС;

- 2) атмосферные деаэратеры (ДА), работающие при давлении 0,12 МПа;

- 3) вакуумные (ДВ), в которых деаэрация происходит при давлении ниже атмосферного: 7,5–50 кПа.

По способу обогрева деаэрируемой воды на:

- 1) деаэраторы смешивающего типа со смешением греющего пара и обогреваемой деаэрируемой воды;
- 2) деаэраторы перегретой воды с внешним предварительным нагревом воды отборным паром.

По способу распределения потоков воды и пара в ступенях аппарата:

- 1) деаэраторы с поверхностью контакта, образующейся в процессе движения пара и воды:
 - струйно-барботажные;
 - пленочного типа (с упорядоченной и неупорядоченной насадками);
 - струйного типа;
 - комбинированного типа.

В комбинированных деаэраторах различные типы деаэрационных колонок могут сочетаться с барботажным устройством, применяемым в качестве очередной ступени деаэрации воды. Барботажное устройство может располагаться в баке или в нижней части колонки. Использование комбинированной схемы обработки обеспечивает наиболее глубокую и стабильную деаэрацию воды, уменьшает высоту конструкции деаэратора.

По конструктивному исполнению:

- с колонкой;
- без колонки.

В настоящее время существуют нестандартные конструкции деаэраторов с центробежно-вихревыми элементами: кавитационные типа «АВАКС», щелевые деаэраторы ООО «КВАРК ПромЭнергоСистемы», распылительные деаэраторы В.С. Галустова, струйные вихревые деаэраторы (СВД), центробежно-вихревые деаэраторы (ДЦВ) Б.А. Зимина, деаэраторы распылительного типа.

Наибольшее значение для работы электростанций имеют деаэраторы питательной воды паровых котлов (ДПВ). Деаэраторы выполняют в тепловых схемах три основные функции:

- деаэрирования воды;
- дополнительной емкости;
- подогревателя смешивающего типа.

Как правило, конструктивно деаэратор представляет собой бак с установленной на нем деаэрационной колонкой. Однако в настоящее время выпускаются также и бесколоночные агрегаты.

Деаэрированная вода собирается под деаэрационной колонкой в деаэраторном (аккумулирующем) баке горизонтальной цилиндрической формы. Деаэраторные баки предназначены в основном для аккумуляции запаса питательной (подпиточной) воды, обеспечивающего надежное питание паровых котлов в течение некоторого определенного времени, т.е. выполняют функцию демпфирующей емкости в пароводяном тракте. Кроме того, в деаэраторном баке заканчива-

ется процесс дегазации воды – выделения дисперсных газов и разложения бикарбонатов. Для этого в нижней части деаэрационной колонки и в баках некоторых деаэраторов применяют барботажные устройства. Деаэраторы смешивающего типа снабжаются большей частью охладителями паровоздушной смеси (выпара), включенными на подводе деаэрируемой воды. В охладителе выпара пар конденсируется и конденсат его возвращается в деаэратор; воздух удаляется в атмосферу непосредственно, если в деаэраторе поддерживается избыточное давление, или через паровоздушный эжектор, если деаэратор вакуумный. Для надежной работы питательных насосов уровень воды в баках поддерживается постоянным посредством регулятора уровня.

Термическая деаэрация конденсата и питательной воды осуществляется, хотя и в меньшей мере, также и во всех подогревателях системы регенеративного подогрева воды турбоустановки, так как подогрев воды в них каждый раз приближается к температуре насыщения. Больше всего это справедливо для смешивающих ПНД. В верхних частях корпусов поверхностных ПВД и ПНД скапливаются неконденсирующиеся газы, которые каскадно отсасываются и сбрасываются в деаэратор из ПВД и в конденсатор из ПНД.

Конденсат отработавшего пара турбин на выходе из конденсатора должен содержать минимальное количество растворенных газов, в первую очередь агрессивных газов, во избежание процессов коррозии. Современные конденсаторы с высокой воздушной плотностью и с правильно выбранными и работающими эжекторами паровоздушной смеси выдают конденсат с малым содержанием растворенного кислорода. Их деаэрирующая способность снижается с понижением нагрузки и в режимах пуска. Для дополнительного снижения количества кислорода в конденсате пара применяют барботажную деаэрацию в конденсатосборнике конденсатора (рис. 9.4). Такими устройствами снабжены все современные конденсаторы мощных энергоблоков.

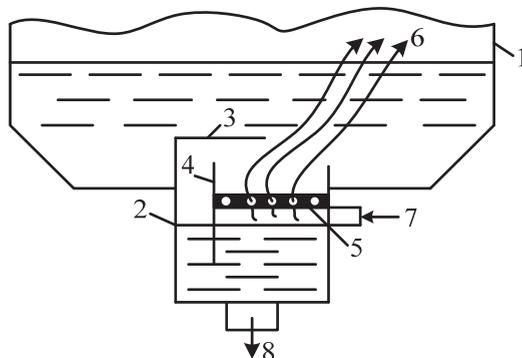


Рис. 9.4. Схема деаэрационного устройства конденсатора паротурбинной установки:

- 1 – корпус нижней части конденсатора; 2 – конденсатосборник; 3 – направляющая перегородка; 4 – переливная перегородка; 5 – барботажный дырчатый лист; 6 – отвод паровоздушной смеси к отсосу из конденсатора; 7 – подвод пара; 8 – отвод конденсата

Таким образом, на ТЭС термическая деаэрация реализуется:

- в конденсационных установках паровых турбин;
- в деаэрационно-питательных установках паровых котлов;
- в технологических системах добавочной воды цикла; здесь деаэрация

применяется

– в технологических системах подпитки тепловых сетей для обеспечения защиты от коррозии трубопроводов тепловых сетей;

– в технологических системах регенеративного подогрева питательной воды и нагрева сетевой воды;

– в испарительных установках; здесь деаэрации подвергается питательная вода испарителей для обеспечения надежной работы их теплообменных поверхностей;

– в технологических системах водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением (деаэрация циркулирующей в системе охлаждающей воды обеспечивается путем применения вакуумного бака);

Основная классификация термических деаэраторов на ТЭС производится по давлению греющего пара.

9.2. Описание деаэраторов различных типов

Вакуумные деаэраторы

Деаэраторы вакуумного типа используются на водогрейных котельных, тепловых пунктах, предприятиях пищевой промышленности, для подпитки тепловой сети ТЭС. В качестве греющего теплоносителя в вакуумных деаэраторах используется, как правило, перегретая вода. В вакуумных деаэраторах температура деаэрируемой воды составляет менее 100 °С при атмосферном давлении.

Согласно Постановлению Главного государственного санитарного врача РФ от 7 апреля 2009 г №20 «Об утверждении СанПиН 2.1.4.2496-09» применение вакуумных деаэраторов ограничено. При открытой системе теплоснабжения деаэрация должна проводиться при температуре более 100 °С во избежание развития патогенных организмов. Необходимо отметить, что в атмосферных деаэраторах воду перед подачей в аккумуляторные баки охлаждают до 70–80°С, что удовлетворяет условиям размножения микроорганизмов в аккумуляторных баках. С этой целью должна проводиться их периодическая дезинфекция.

На ТЭС вакуумные деаэраторы используются для подготовки подпиточной воды. На некоторых ТЭЦ для подогрева потоков исходной и перегретой воды перед вакуумными деаэраторами до сих пор используется пар высокопотенциальных производственных отборов турбин, что делает вакуумную деаэрацию менее экономичной, чем деаэрация под атмосферным давлением с использованием пара отопительных отборов. Учеными и конструкторами предпринимаются попытки разработать конструкцию, в которой будет осуществляться деаэрация под вакуу-

мом. Саратовским заводом энергетического машиностроения серийно выпускаются перспективные струйно-барботажные вакуумные деаэраторы вертикального типа производительностью 5–300 т/ч и горизонтального типа производительностью 400 и 800 т/ч.

Важным отличием вакуумного деаэратора от остальных заключается в организации выпара. Он удаляется при помощи вакуумного насоса – эжектора, водокольцевого насоса. При удалении выпара из вакуумного деаэратора давление в деаэраторе падает до давления насыщения соответствующего температуре воды поступающей в деаэратор. Вода в деаэраторе находится в точке кипения. На границе раздела фаз вода – газ возникает разница концентраций по растворенным в воде газам (кислород, углекислота) и соответственно появляется движущая сила процесса деаэрации.

Вакуумные деаэраторы бывают вертикальной и горизонтальной конструкции. На рисунке 9.5 приведена конструкция вакуумного деаэратора горизонтального типа.

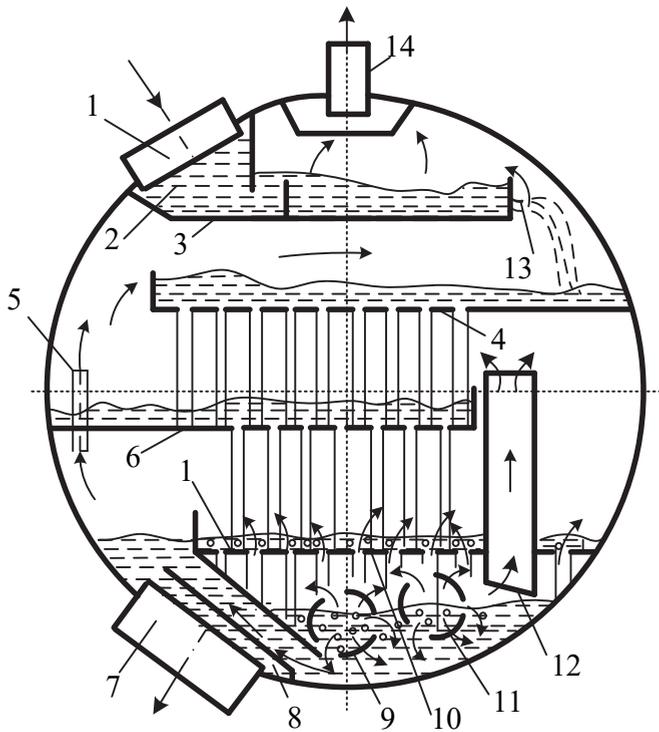


Рис. 9.5. Вакуумный деаэратор горизонтального типа:

- 1 – исходная вода; 2 – распределительный коллектор; 3 – деаэрационная тарелка № 1;
- 4 – деаэрационная тарелка № 2; 5 – трубы, обеспечивающие дополнительную вентиляцию зоны отвода деаэрированной воды, 6 – деаэрационная тарелка № 3, 7 – отвод воды; 8 – канал;
- 9 – подача греющей среды; 10 – барботажный лист; 11 – патрубок подачи пара (дополнительного теплоносителя); 12 – перепускная труба; 13 – порог; 14 – отвод неконденсирующихся газов

Исходная вода через штуцер 1 поступает в распределительный коллектор 2 (сюда же попадает поток химически очищенной воды от системы охлаждения пароструйного эжектора) и далее на первую тарелку 3. Перфорация первой тарелки рассчитана на пропуск 30% воды при номинальной нагрузке деаэратора. Остальная вода через порог 13 сливается на вторую тарелку 4. При нагрузках, отличных от номинальной, происходит перераспределение расходов воды через отверстия и перелив, однако, расход воды в отверстиях не может превысить 30% номинальной нагрузки. Прошедшая сквозь отверстия первой тарелки вода сливается струями также на вторую тарелку. Вторая тарелка является основной, ее зона перфорации секционирована перегородкой таким образом, что при минимальной нагрузке работает только часть отверстий тарелки. С увеличением нагрузки включаются в работу все отверстия. Таким образом, исключается возможность «перекосов» по пару и воде. Со второй тарелки 4 вода стекает струями на третью тарелку 6, которая служит для организации подачи воды на начало барботажного листа 10. Перфорированная часть тарелки 6 невелика и максимально приближена к ее борту. Обработанная на непривальном барботажном листе 10 вода отводится из деаэратора по трубе 7. Греющая среда (перегретая деаэрированная вода) подается в деаэратор через перфорированную трубу 9. При этом вода вскипает, и выделившийся пар поступает под барботажный лист, а оставшаяся вода по каналу 8 вытесняется на уровень барботажного листа и отводится из деаэратора, смешиваясь с деаэрированной водой. Пар, проходя сквозь отверстия барботажного листа и слой воды на нем, догревает и интенсивно обрабатывает воду. При этом под листом 10 образуется соответствующая паровая подушка, высота которой с увеличением расхода пара возрастает, и избыточный пар перепускается трубой 12 в струйный отсек между второй и третьей тарелками. Сюда же направляется пар, прошедший сквозь отверстия барботажного листа, пересекая при этом струйный поток, сливающийся с третьей тарелки. В этом отсеке осуществляется основной подогрев воды и конденсации пара. Трубы 5 обеспечивают дополнительную вентиляцию зоны отвода деаэрированной воды. В отсеке между первой и второй тарелками происходит конденсация оставшегося пара. Охлажденные неконденсирующиеся газы отсасываются эжектором по трубе 14. Патрубок 11 служит для подачи в деаэратор пара в качестве дополнительного теплоносителя в схемах приготовления добавочной воды энергетических котлов. По трубе 9 в этом случае подается конденсат с производства.

Конструкция деаэратора вертикального типа приведена на рис. 9.6.

Применение вакуумных деаэраторов при подготовке добавочной питательной воды котлов ТЭЦ с использованием струйно-барботажных деаэраторов горизонтального типа должны поддерживать следующие параметры температурного режима водоподготовки:

- температура исходной воды перед декарбонизаторами 30°C;
- температура обессоленной воды перед деаэраторами 35–45°C;

– температура воды, используемой в качестве греющего агента в вакуумных деаэраторах, 90–100°C (при использовании в качестве греющего агента пара из отборов турбин его параметры определяются характеристиками отбора турбины, из которого пар подается на деаэраторы);

- подогрев деаэрируемой воды в деаэраторах 10–20°C;
- температура деаэрированной воды 50–55°C.

При деаэрации воды в струйно-барботажных вакуумных деаэраторах вертикального типа рекомендуется поддерживать следующий температурный режим:

- температура обрабатываемой воды перед деаэраторами 50–60°C;
- температура воды, используемой в качестве греющего агента в вакуумных деаэраторах, 120–150°C;
- подогрев деаэрируемой воды в деаэраторах 15–30°C;
- температура деаэрированной воды 70–80°C.

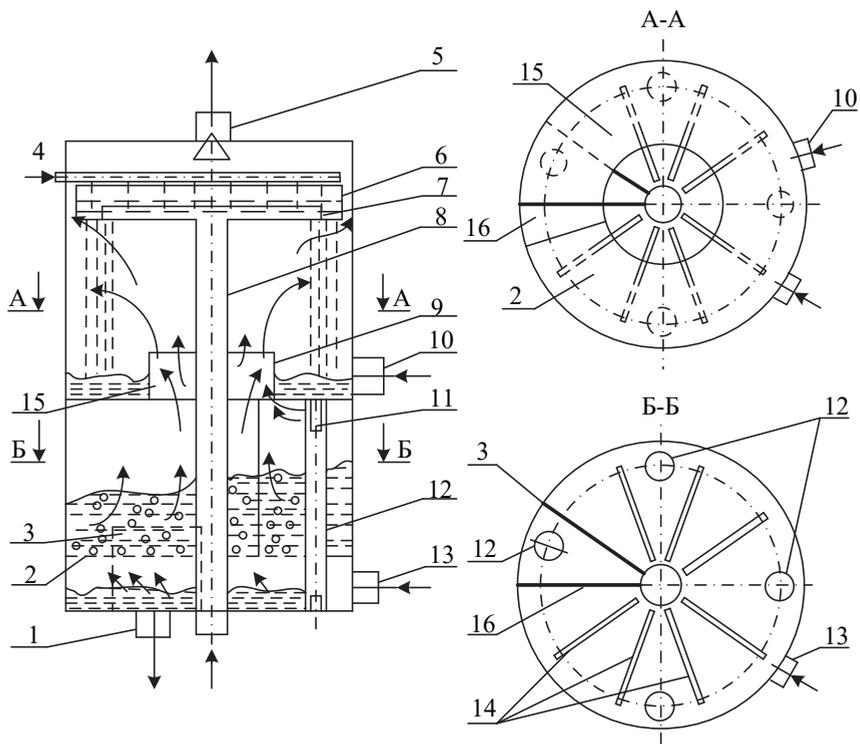


Рис. 9.6. Вакуумный деаэратор вертикального типа:

- 1 – отвод деаэрированной воды; 2 – барботажный лист; 3 – водосливной порог;
- 4 – подвод химически умягченной воды после охладителя выпара; 5 – отвод паровоздушной смеси;
- 6 – верхняя тарелка; 7 – кольцевой порог; 8 – подвод химически умягченной воды;
- 9 – водосливной порог; 10 – подвод конденсата; 11 – пароперепускные отверстия;
- 12 – пароперепускные трубы; 13 – подвод пара; 14 – щели или отверстия на барботажном листе;
- 15 – отверстие для перепуска воды; 16 – вертикальная перегородка

Кроме того, при наличии в водоподготовительной установке декарбонизаторов температура исходной воды перед ними должна быть 30–35 °С при обработке добавочной питательной воды котлов, а при обработке подпиточной воды тепловой сети 35–50°С.

Достоинства вакуумных деаэраторов:

- использование для деаэрации низкопотенциальных источников теплоты с температурой не более 100°С;
- снижение потерь теплоты с уходящими газами в котельных установках;
- снижение потерь конденсата греющего пара при подготовке подпиточной воды;
- снижение капитальных затрат на деаэрационную установку.

Недостатки работы типовых вакуумных деаэраторов:

- резкое снижение качества деаэрации при нагрузках деаэратора выше 50% (по общему потоку воды);
- снижение качества деаэрированной воды при переменных нагрузках;
- перерасход электроэнергии на перекачку греющей воды из теплосети и обратно в сеть через деаэраторы при снижении давления воды до атмосферного;
- потери пара на обеспечение вакуума паровыми эжекторами;
- высокие затраты труда на обслуживание и ремонт большого количества деаэраторов, работающих при малых нагрузках.

В таблице 9.2 приведены характеристики типовых вакуумных деаэраторов.

Таблица 9.2

Характеристики вакуумных деаэраторов

Параметры		ДВ-5	ДВ-15	ДВ-25	ДВ-50	ДВ-75	ДВ-100	ДВ-150	ДВ-200
Деаэратор	Производительность номинальная, т/ч	5	15	25	50	75	100	150	200
	Диапазон производительности, %	30÷120						30÷120	30÷120
	Диапазон производительности, т/ч	1,5÷6	4,5÷18	7,5÷30	15÷60	22,5÷90	30÷120	45÷180	60÷240
	Давление рабочее, абсолютное, МПа	0,0075÷0,05	0,0075÷0,05	0,0075÷0,05	0,0075÷0,05	0,0075÷0,05	0,0075÷0,05	0,0075÷0,05	0,0075÷0,05
	Абсолютное максимальное давление при срабатывании защитного устройства, МПа	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17
	Температура деаэрированной воды, °С	40÷80	40÷80	40÷80	40÷80	40÷80	40м80	40÷80	40÷80
	Нагрев воды при номинальной производительности, °С	15/25	15/25	15/25	15/25	15/25	15/25	15/25	15/25
	Температура теплоносителя, °С	70÷180						70÷180	70÷180

	Параметры	ДВ-5	ДВ-15	ДВ-25	ДВ-50	ДВ-75	ДВ-100	ДВ-150	ДВ-200
Колонка	Масса сухая, кг	520	600	722	1023	1056	2030	1800	2185
Охладитель	Обозначение охладителя выпара	ОВВ-2	ОВВ-2	ОВВ-2	ОВВ-8	ОВВ-8	ОВВ-8	ОВВ-16	ОВВ-16
	Площадь поверхности теплообмена, кв.м.	2	2	2	8	8	8	16	16
	Масса сухая, кг	177	177	177	362	362	362	510	510
Эжектор водоструйный	Обозначение эжектора ($P_{вс}=0,02$ МПа)	ЭВ-10	ЭВ-10	ЭВ-30	ЭВ-60	ЭВ-60	ЭВ-60	ЭВ-100	ЭВ-100
	Масса сухая, кг	11,4	11,4	20,7	46	46	46	60,26	60,26
	Масса сухая, кг	20,7	20,7	46	46	60,26	60,26	78	78

Атмосферные деаэраторы

Деаэраторы атмосферного типа применяются в качестве деаэраторов питательной воды электростанций в котельных низкого и среднего начального давления пара, деаэраторов добавочной воды цикла теплофикационных электростанций при большем начальном давлении пара, деаэраторов подпиточной воды тепловых сетей закрытого типа, деаэраторов питательной воды испарительных и паропреобразовательных установок электростанций. Иногда данные деаэраторы используются в теплосети открытого типа с использованием охладителей деаэрированной воды.

Наиболее распространенными деаэраторами атмосферного типа являются струйные. В колонке данного деаэратора по высоте располагаются тарелки с отверстиями. Когда вода подается на тарелки, происходит ее распределение на струи. Снизу колонки подается пар. Таким образом организуется противоточное обтекание паром деаэрируемой воды.

На рисунке 9.7 приведен пример конструкции струйной колонки атмосферного давления, серийно выпускавшейся Черновицким машиностроительным заводом. Химически умягченная вода через штуцер 1 и конденсат через штуцер 2 поступают в открытую камеру 3, откуда после смешения переливаются через водостливный порог 4 и попадают на первую тарелку 5. В этой тарелке имеется горловина 6 для прохода выпара. Затем вода проходит каскадом еще через четыре тарелки 7, 8, 9, 10 и сливается в бак-аккумулятор. Конденсат бойлеров с температурой, превышающей температуру насыщения, соответствующую давлению в деаэраторе, по штуцерам 11 подводятся на вторую тарелку 7. Пар в деаэратор по-

стует по трубопроводу 12 и посредством кольцеобразного коллектора 13 распределяется по всему поперечному сечению колонки. Проходя через горловины тарелок 8, 10 и зазоры между корпусом аппарата и тарелками 7, 9, пар омывает стекающие струи жидкости и подогревает ее до температуры, близкой к температуре насыщения. Выпар отводится из верхней части колонки через штуцер 14.

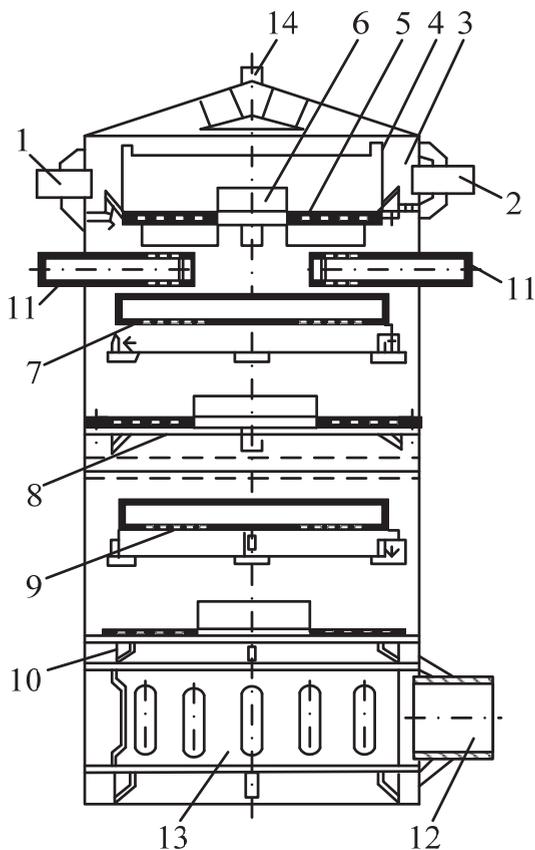


Рис. 9.7. Струйная колонка атмосферного давления

Недостатками деаэраторов данного типа (рис. 9.7) являются:

- при номинальной нагрузке колонки не допускают нагрева воды более чем на 10–15°C;
- срывы работы при небольших перегрузках (10–15% сверх номинальной производительности), так и при нагрузках менее 40%;
- сравнительно низкая интенсивность десорбции газов из воды при распределении по тарелкам;
- большая высота колонок и деаэрационной установки при типовом размещении колонки на баке-аккумуляторе;

– конструкция не обеспечивает вентиляцию парового пространства бака-аккумулятора от выделяющихся через поверхность воды значительных объемов удаляемых газов;

– наличие множества фланцевых соединений на подводящих штуцерах;

– повышенная металлоемкость и излишняя сложность внутренних устройств струйных колонок.

В конструкциях деаэраторов атмосферного давления в верхней части деаэрационной колонки используются низконапорные водораспределительные устройства – гидравлические струйные форсунки, а в деаэраторном баке – «затопленное» барботажное устройство. Применение струйных ступеней в колонке и развитого «затопленного» барботажного устройства в баке (рис. 9.8) позволяет надежно гарантировать необходимые нагрев и деаэрацию воды в заданных режимах работы деаэратора. Таким образом были разработаны и освоены в производстве усовершенствованные деаэраторы с малогабаритной колонкой производительностью от 5 до 300 т/ч.

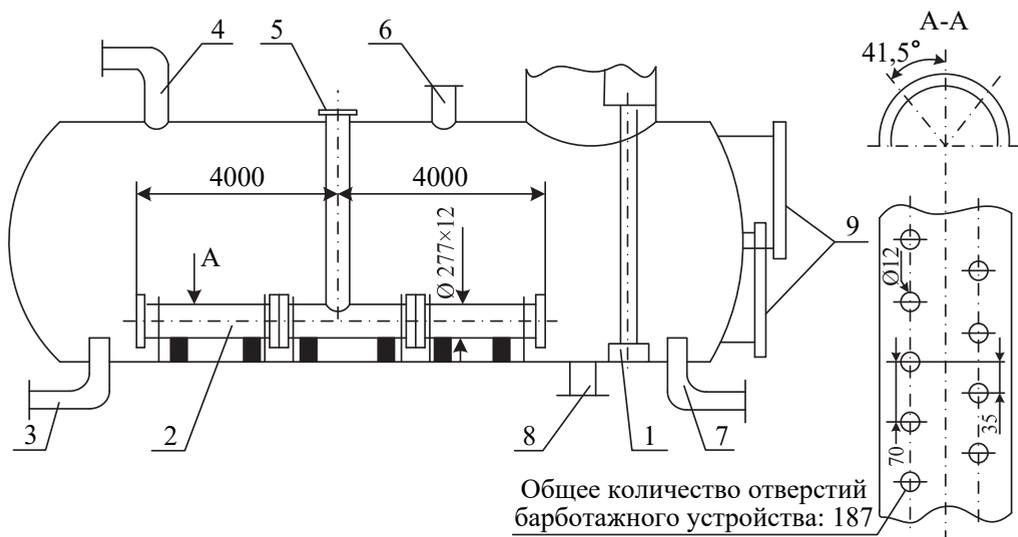


Рис. 9.8. Конструкция деаэратора с затопленным барботажным листом

- 1 – стакан сливной опускающих труб деаэрационной колонки; 2 – перфорированный барботажный коллектор деаэраторного бака; 3 – трубопровод отвода деаэрированной воды;
- 4 и 5 – трубо-проводы ввода соответственно основного и барботажного пара;
- 6 и 7 – трубопроводы подключения деаэратора к паровой и водяной уравнильным линиям;
- 8 – трубопровод дренажный; 9 – уравнимерное устройство

Вода из деаэрационной колонки поступает в деаэраторный бак (в некоторых модификациях по опускающим трубам в сливной стакан 1) и направляется в сторону трубопровода деаэрированной воды 3. При этом поступательном движе-

нии она обрабатывается барботажным паром, выходящим из отверстий барботажного коллектора 2. Подача пара в сам барботажный коллектор 2 осуществляется через трубопровод 5. Второй паровой поток – основной пар – поступает в надводное пространство деаэрационного бака через трубопровод 4. В надводном пространстве бака этот поток пара смешивается с несконденсировавшейся частью барботажного пара, далее смесь паровых потоков движется в сторону деаэрационной колонки, обеспечивая вентиляцию надводного пространства деаэрационного бака и эвакуацию выделившихся из воды в баке газов. Бак оборудован также вспомогательными трубопроводами 6, 7 и 8, уровнемерным устройством 9.

Достоинства конструкции с затопленным барботажным листом:

- минимально необходимое значение удельного расхода пара на барботаж по условию обескислороживания воды и удалению связанной углекислоты составляет 15 кг/т; при меньших значениях удельного расхода пара на барботаж эффективность деаэрации резко снижается; увеличение удельного расхода пара на барботаж до значения более 15 кг/т не приводит к заметному изменению эффекта десорбции кислорода, а степень разложения бикарбонатов в деаэрационном баке при этом увеличивается по закону, близкому к логарифмическому;

- при значениях удельного расхода пара на барботаж от 15 кг/т и более на эффективность десорбции кислорода в деаэрационном баке практически не оказывают влияния прочие теплогидравлические параметры работы деаэрата;

- с увеличением длины барботажного коллектора эффективность десорбции кислорода и хемосорбции-десорбции углекислоты повышается;

- подтверждается линейный характер зависимости степени разложения бикарбонатов от времени пребывания воды в деаэрационном баке.

Недостатки с затопленным барботажным листом:

- сравнительно большая металлоёмкость;

- высокая вероятность возникновения гидравлических ударов;

- уменьшение экономичности при нагрузках менее 50% и при сверхноминимальной производительности;

- сложность регулирования и автоматизации процесса деаэрации за счёт большого количества измеряемых параметров и регулирующих устройств.

Имеются разработки деаэраторов атмосферного давления для подпитки тепловых сетей в качестве теплоносителя используют «перегретую» относительно температуры насыщения при давлении в деаэраторе воду соответствующих параметров (без использования пара отборов турбины).

В 2009–2010 гг. деаэратор конструкции ДА-500/100 производительностью 500 т/ч был изготовлен и смонтирован на Юго-Западной ТЭЦ в г. Санкт-Петербурге в рамках строительства первой очереди. В деаэраторе применена двухступенчатая схема деаэрации: первая ступень – струйно-капельная (в колонке), вторая ступень – барботажная (в баке) (рис. 9.9).

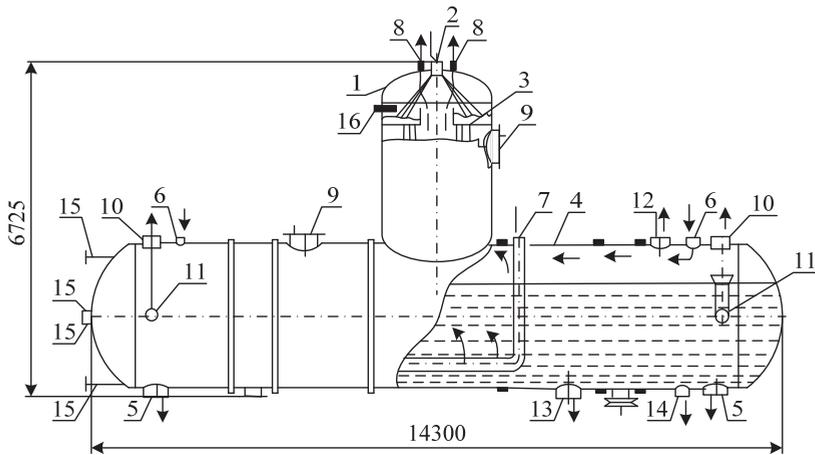


Рис. 9.9. Принципиальная схема атмосферного деаэриатора

- 1 – деаэрационная колонка; 2 – низконапорное водораспределительное устройство;
 3 – перфорированная тарелка; 4 – бак деаэрационный; 5 – штуцеры расходные;
 6 – штуцеры подвода греющей воды; 7 – штуцер подвода греющей воды на барботаж;
 8 – штуцеры отвода пара; 9 – люк; 10 – штуцеры отвода пара на гидрозатвор;
 11 – штуцеры перелива; 12 – штуцер уравнильный по пару; 13 – штуцер уравнильный по воде;
 14 – дренаж; 15 – штуцеры указателя уровня; 16 – штуцер подвода конденсата от охладителя выпара

Исходная (подпиточная) вода, подлежащая деаэрации, подаётся в деаэрационную колонку 1 через низконапорное водораспределительное устройство 2, представляющее собой струйную форсунку. Вода, выходя из отверстий форсунки, дробится на струи и капли и поступает на перфорированную тарелку 3. Затем вода струями последовательно стекает с расположенных ниже в колонке перфорированных тарелок и направляется в бак 4. Из бака деаэрированная вода отводится через штуцеры 5. Греющая (перегретая) вода подаётся в бак через штуцеры 6 (в паровой объём) и 7 (в барботажную ступень). При поступлении в деаэрацию греющая вода вскипает. Выделившийся при этом пар вентилирует паровой объём бака и поступает в колонку под нижнюю перфорированную тарелку. Затем пар последовательно проходит каскады струй, стекающих с тарелок и выходящих из форсунки. В струях осуществляется нагрев воды до температуры, близкой к температуре насыщения, удаление основной массы газов и конденсация большей части пара, образовавшегося при вскипании греющей воды. Выпар удаляется из верхней зоны колонки через штуцеры 8. Оставшаяся при вскипании теплоносителя часть воды поступает в водяной объём бака деаэриатора и отводится из него вместе с деаэрированной водой. Процесс дегазации завершается в деаэрационном баке. Барботажное устройство состоит из подводящих трубопроводов и перфорированных труб, в которые подаётся греющая вода. Выходя из отверстий труб, греющая вода вскипает, выделившийся пар проходит через слой воды в баке, обрабатывая и догревая её до температуры насыщения, поступает в паровой объём бака и далее в колонку.

Дальнейшее совершенствование деаэраторов струйно-барботажного типа направлено на уменьшение их габаритов, металлоемкости и повышение надежности эффекта деаэрации при переменных режимах работы.

Помимо распространенных струйно-барботажных деаэраторов в настоящее время выпускаются бесколонковые атмосферные деаэраторы. Деаэраторы подобной конструкции применяются на ПГУ. На рисунке 9.10 приведен пример конструкции такого деаэратора. Деаэратор представляет собой горизонтальный цилиндрический сосуд с распылителем, перегородками и паровой гребенкой. Аппарат снабжен штуцерами для подключения соответствующих технологических трубопроводов и приборов КИПиА. В днище аппарата имеется люк для удобства обслуживания аппарата, внутреннего осмотра, выполнения ремонтных работ внутри аппарата. Во избежание попадания воды в трубопровод подачи пара, уравнильный паропровод подачи пара, установлен между емкостью деаэратора и входной паровой магистралью. На этом трубопроводе установлен обратный клапан на случай, если давление греющего пара внезапно упадет. Это позволит поддержать давление в деаэраторе некоторое время. Уравнильный трубопровод будет подавать пар вместо воды.

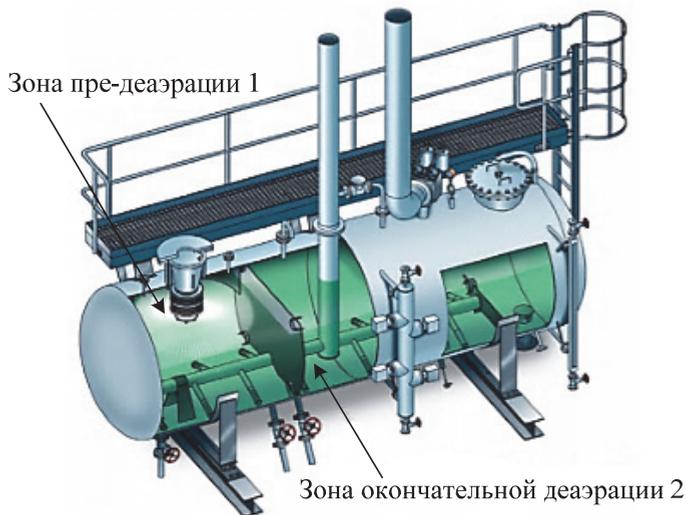


Рис. 9.10. Деаэратор распылительного типа

Через распылитель в деаэратор вводится вода (конденсат/подпиточная вода) и одновременно ниже уровня воды инжесктируется пар.

Функционирование деаэратора основано на физическом принципе дегазации, который осуществляется в два этапа:

- предварительная деаэрация, при которой вода впрыскивается в пар;
- окончательная деаэрация в резервуаре для воды, где пар взаимодействует с водой.

Распылитель и внутренняя паровая гребенка спроектированы специально для деаэрации поступающей воды.

В таблице 9.3 приведены технические характеристики современных деаэраторов атмосферного давления.

Таблица 9.3

Характеристики деаэраторов атмосферного давления

Обозначение и наименование	Производительность, т/час	Рабочее давление (абсолютное), МПа	Рабочая температура, °С	Масса деаэратора, кг
Деаэратор ДА-100/35	100	0,02	104	8710
Деаэратор ДА-100/25	100	0,02	104	7370
Деаэратор ДП-50/15	50	0,02	104	4920
Деаэратор ДП-25/8	25	0,02	104	3700
Деаэратор ДП-15/4	15	0,02	104	2120
Деаэратор ДП-5/2	5	0,02	104	1650

Деаэраторы ДА-200М и ДА-300М

Конструкции деаэрационных установок атмосферного давления типа ДА-200М и ДА-300М производительностью 200 и 300 т/ч соответственно имеют некоторые существенные особенности (рис. 9.11).

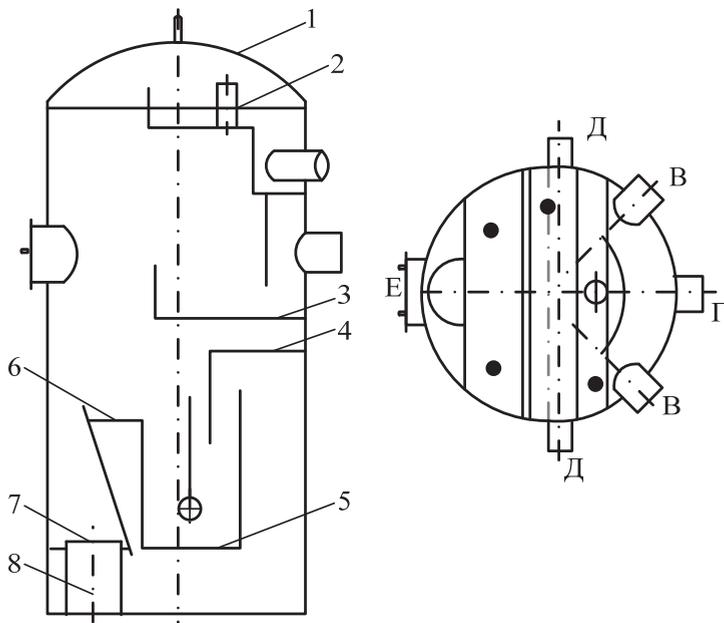


Рис. 9.11. Принципиальная схема деаэрационных колонок КДА-200, КДА-300 (ДА-200М, ДА-300М):

- 1 – корпус колонки; 2 – верхняя тарелка; 3 – средняя тарелка; 4 – переливная тарелка; 5 – клапан перепускной; 6 – лист барботажный; 7 – камера сливная; 8 – труба слива; Д – коллектор паровой; В – штуцер подвода ХОВ; Г – штуцер выпара; Е – вход пара

Деаэрируемый поток воды, направляется в колонку через патрубки В на верхнюю перфорированную тарелку 2. С верхней тарелки деаэрируемая вода стекает струями на расположенную ниже на среднюю 3 и перепускную тарелки 4, откуда сливается на барботажный лист (тарелку) 6.

В барботажную тарелку 6 встроен пароперепускной клапан 5 (гидрозатвор), в подъемном канале которого установлена дополнительно барботажная труба. Гидрозатвор, защищает деаэратор от опасного превышения давления и уровня воды в баке.

Пар подводится к барботажной трубе с одной стороны (с другой устанавливается заглушка) от трубопровода греющего пара. Расход пара определяется из расчета 20–30 кг на тонну деаэрированной воды и в процессе эксплуатации не регулируется. Основной (регулируемый) расход греющего пара подается в деаэраторный бак, откуда поступает в колонку под барботажную тарелку. При увеличении тепловой нагрузки пар проходит не только через отверстия барботажной тарелки, но и через пароперепускной клапан 5, интенсивно обрабатывая воду. При снижении тепловой нагрузки гидрозатвор пароперепускного клапана заливается всем объемом воды, находящимся на тарелке, и перепуск пара через клапан прекращается. Через сливную трубу 8 вода сливается в аккумуляторный бак. Характеристики деаэрационных колонок ДА-200М, ДА-300М приведены в табл. 9.4.

Таблица 9.4

Характеристики деаэрационных колонок

Наименование	Значение	
	ДА-200М	ДА-300М
Деаэрационная колонка	ДА-200М	ДА-300М
Производительность номинальная, т/ч	200	300
Диапазон производительности, т/ч	60–240	90–360
Давление рабочее, МПа (кгс/см ²)	0,012 (0,12)	
Наименование рабочей среды	Вода, пар	
Температура рабочая, °С	104,25	
Пробное гидравлическое давление, МПа (кгс/см ²)	0,3 (3,0)	
	10–40	
Максимальное давление при работе предохранительного устройства, МПа (кгс/см ²)	0,17 (1,7)	
	0,3 (3,0)	
Диаметр колонки, мм	1416	1816
Высота колонки, мм	2750	3060
Объем колонки, м ³	3,7	5,94
Масса колонки ориентировочная, кг	1265	1850

Деаэраторы повышенного давления

Деаэраторы повышенного давления, как правило, применяются для подготовки питательной воды на ТЭС. Иногда деаэраторы используются для подготовки подпиточной воды котельных.

На рисунке 9.12 приведена принципиальная схема деаэрационной колонки ДП-1000 для деаэрата повышенного давления.

Принцип работы колонки следующий. Основной конденсат через штуцеры 2 поступает в водосмесительное устройство 3 и далее через отверстия в перфорированной тарелке 4 сливается на барботажный лист 5. Двигаясь по листу, вода обрабатывается паром, проходящим через отверстия листа, и сливается через сливной канал 6, гидрозатвор 7 и горловину бака 9 в бак-аккумулятор 8. Пар подается по коллектору 10 под барботажное устройство. При незначительных расходах пара в работе находится только барботажный лист. Пароперепускной клапан 11 в это время закрыт (гидрозатвором). При увеличении тепловой нагрузки включается в работу перепускной клапан и избыточный пар через него отводится в струйный отсек. Одновременно с этим достигается дополнительная обработка воды. Пар, прошедший через барботажное устройство, попадает в струйный отсек, пересекает пучок струй и конденсируется в них. В струйном отсеке вода нагревается до температуры, близкой к температуре насыщения, и происходит предварительная дегазация воды. Затем процесс дегазации воды продолжается на барботажном листе 5, где вода нагревается до температуры насыщения и завершается за счет отстоя в деаэрационном баке. Часть несконденсированного пара в виде выпара отводится из деаэрата через штуцер 12.

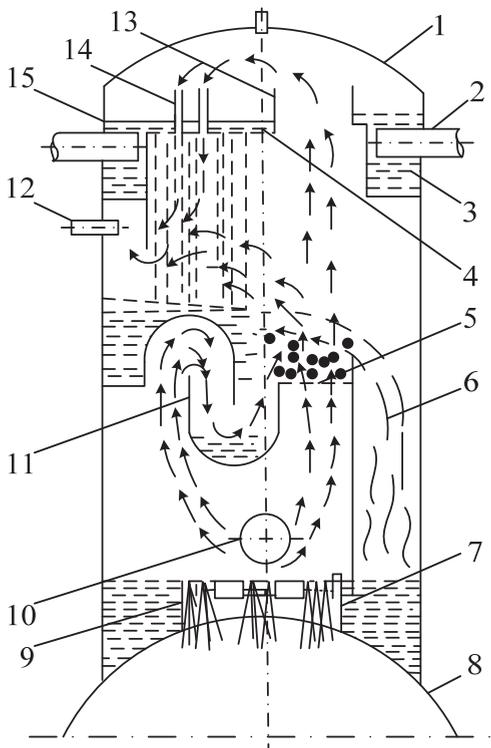


Рис. 9.12. Деаэрационная колонка ДП-1000

Верхняя перфорированная тарелка разделена секционирующей перегородкой 15 на две зоны. При минимальной гидравлической нагрузке вода попадает в наружную зону. При этом увеличивается площадь прохода пара для подогрева воды на верхней тарелке: вместе с каналом 13 используются трубы 14 и внутренняя зона перфорации. При гидравлической нагрузке, превышающей минимальную, вода сливается через обе зоны перфорации.

В настоящее время выпускаются деаэраторы повышенного давления бесколонкового исполнения. На рисунке 9.13 приведена конструкция данного типа деаэраторов.

Через распылитель в деаэратор вводится вода (конденсат/подпиточная вода) и одновременно ниже уровня воды инжектируется пар.

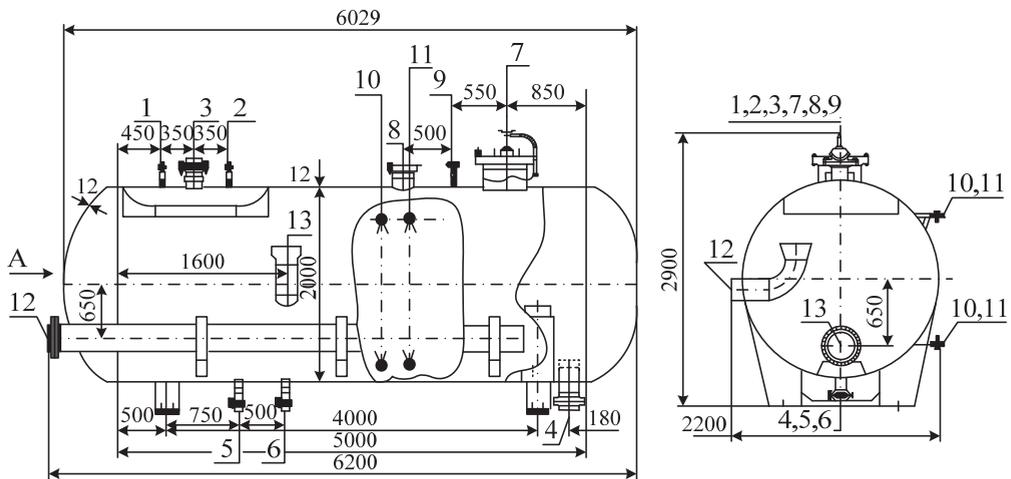


Рис. 9.13. Бесколонковый деаэратор повышенного давления

- 1,2 – клапаны, 3 – ввод конденсата; 4 – выход питательной воды; 5 – ввод рециркуляции; 6 – дренажный выход, 7 – люк-лаз; 8 – предохранительный клапан, 9 – манометр; 10 – уровнемер; 11 – передатчик уровня; 12 – горячая вода; 13 – переливной патрубок

Работа аппарата осуществляется в два этапа:

- предварительная деаэрация, при которой вода впрыскивается в пар;
- окончательная деаэрация в резервуаре для воды, где пар взаимодействует с водой.

Распылитель и внутренняя паровая гребенка спроектированы специально для деаэрации поступающей воды. Деаэратор служит одновременно смесителем/подогревателем и резервуаром для хранения воды.

Распылитель конденсата состоит:

- из клапана системы впрыска;
- муфты (корпуса).

Распылитель имеет автоматическую регулировку. Вода попадает в распределитель под давлением, превышающим давление деаэратора на несколько метров водяного столба для обеспечения разности давлений, требуемой для распы-

ления. Клапан распыления работает сверху вниз от давления нагнетания таким образом, чтобы очищались отверстия в клапане, позволяя таким образом распылять воду в деаэраторе. Клапан распыления удерживается при помощи нажимной пружины. В случае полного или частичного перебоя подачи воды клапан распыления направляется вверх при помощи пружины. Данный тип распылителя не требует технического обслуживания. Распылитель помещается в приемный патрубок для поступающей воды и фиксируется между фланцем этого патрубка и фланцем трубопровода.

Необходимо отметить, что бесколонковое исполнение деаэратора приводит к ряду трудностей при эксплуатации:

- имеется проблема выделения коррозионно-активных газов непосредственно в баке;
- удорожание конструкции в сравнении с колонковыми деаэраторами;
- инерционность управления.

Основным недостатком деаэраторов повышенного давления является необходимость обеспечения высоких параметров теплоносителя, подаваемого в деаэратор. Главным достоинством – высокая эффективность.

В таблице 9.5 приведены технические характеристики современных деаэраторов повышенного давления.

Таблица 9.5

Характеристики деаэраторов высокого давления

Обозначение	Производительность, т/час	Рабочее давление (абсолютное), МПа	Рабочая температура, °С	Наружный диаметр корпуса колонки или бака, мм		Длина аппарата, мм	Высота от оси де- аэраторного бака, мм	Полезная вместимость деаэраторного бака, м ³	Примечания
				D1	D2				
ДП-225/65	225	0,6	158	1826	3439	9100	5337	65	Не блочный
ДП-500/65	500	0,7	164	2032	3439	9100	5021	65	
ДП-500/100	500	0,7	164	2032	3439	13500	5021	100	
ДП-500/100-2	500	0,7	164	2032	3439	13500	5021	100	
ДП-500/120	500	0,7	164	2032	3439	17000	5021	120	
ДП-1000/65	1000	0,7	164	2432	3439	9100	5924	65	Блок 200-300 МВт
ДП-1000/100	1000	0,7	164	2432	3439	13500	5924	100	Блок 200-300 МВт

Обозначение	Производительность, т/час	Рабочее давление (абсолютное), МПа	Рабочая температура, °С	Наружный диаметр корпуса колонки или бака, мм		Длина аппарата, мм	Высота от оси деаэрационного бака, мм	Полезная вместимость деаэрационного бака, м ³	Примечания
				D1	D2				
ДП-1000/100-2	1000	1,05	181	2440	3451	13500	4000	100	Блок 300 МВт
ДП-1000/150	1000	1	180	2440	3451	20120	6250	150	Блок 300 МВт
ДП-1600/150	1600	0,7	164	3439	3439	20120	9000	150	Блок 500 МВт
ДП-2800/185	2800	0,75	167	3439	3439	24270	8400	185	Блок 800 МВт
ДП-2800/185-2	2800	0,7	164	3439	3439	24270	8505	185	Блок 800 МВт
ДП-80/20	80	0,3	133	1016	1016	8090	2360	20	для ПГУ КС
ДП-80/20-2	80	0,6	158	1020	1020	7092	2360	20	для ПГУ КС
ДП-700/100	700	0,23	133	2426	2426	13460	4690	100	для ПГУ-345

9.3. Схемы включения, тепловой расчет деаэраторов

Деаэратор питательной воды – элемент тепловой схемы, обеспечивающий удаление из воды агрессивных газов, ее подогрев, выполняющий функции резервной емкости и надежной подачи питательной воды к питательной установке энергоблока. Выбор его места среди остальных регенеративных подогревателей – важная и ответственная задача. Повышение давления и температуры воды за деаэратором уменьшает число ПВД, а на одноконтурных АЭС с реакторами РБМК при $p_d=1,25$ МПа позволяет отказаться от них. Однако с повышением температуры воды увеличивается ее удельный объем и мощность привода питательной установки (на 6 % при переходе от $p_d=0,12$ МПа к $p_d=0,6$ МПа). Увеличение давления пара в деаэраторе удорожает деаэратор из-за утолщения стенки колонки и деаэрационного бака.

Применяют различные схемы присоединения деаэратора к отборам турбины в зависимости от его предназначения и типа электростанции. На КЭС используют следующие схемы включения (рис. 9.14).

Деаэратор работает при постоянном давлении

а) предвключенная схема (рис. 9.14, а) – деаэратор присоединяют через дроссельный регулирующий клапан к регенеративному отбору, питающему паром следующий за деаэратором по ходу воды поверхностный регенеративный подогреватель (ПВД). Суммарный подогрев в ПВД и деаэраторе должен равняться экономически целесообразному подогреву воды в данной ступени. В этом случае такое включение деаэратора, несмотря на дросселирование пара, не ухудшает экономичность схемы. Этот способ включения деаэратора применяется в тепловой схеме турбоустановок К-100-90, К-210-130, К-220-44, К-500-160 ЛМЗ; К-300-240 и К-1000-60/1500 ХТЗ;

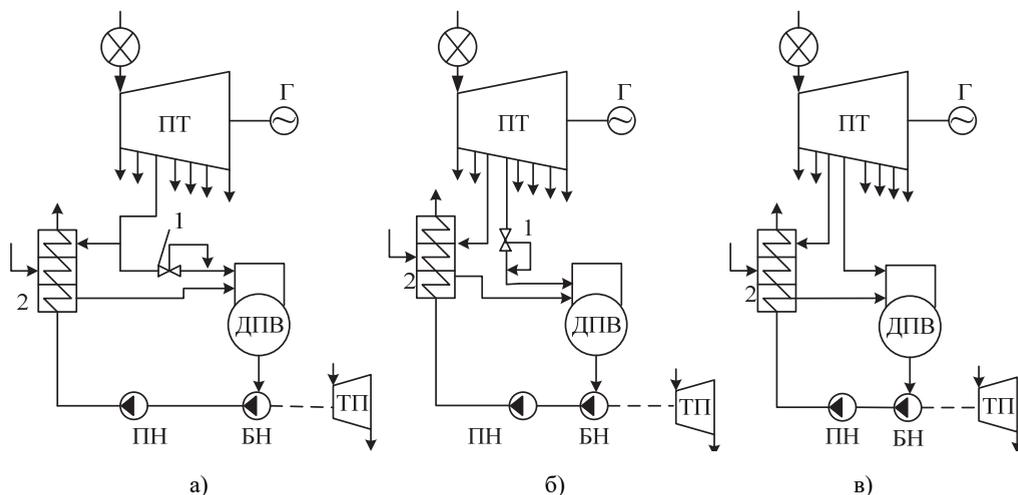


Рис. 9.14. Схемы включения деаэратора питательной воды:

а – предвключенная схема ($p_d = \text{const}$); б – деаэратор как самостоятельная ступень регенерации

($p_d = \text{const}$); в – деаэратор на «скользящем» давлении;

1 – регулятор давления; 2 – ПВД

б) деаэратор на самостоятельном регенеративном отборе пара (рис. 9.14, б). Давление пара в отборе при номинальной нагрузке принимают примерно на 30% выше давления пара в деаэраторе, что позволяет работать без переключения на одном и том же отборе в диапазоне нагрузок примерно от 70 до 100%. При дальнейшем снижении нагрузки предусматривают переключение деаэратора на питание паром из вышележащих отборов. В пусковых режимах энергоблоков деаэрацию питательной воды осуществляют паром из коллектора пара «собственных нужд».

Деаэратор работает на «скользящем» давлении (рис.9.14, в). Постоянное давление пара, искусственно поддерживаемое в деаэраторе, благоприятно сказывается на работе последнего, но нарушает оптимальное распределение регенеративного подогрева питательной воды. Присоединение деаэратора только к одно-

му регенеративному отбору пара без установки на линии регулятора давления и соответствующей арматуры позволяет работать в режиме «скользящего» давления. Такой режим экономичнее, так как исключает потери на дросселирование, снижает мощность привода питательной установки с уменьшением температуры воды, упрощает обслуживание деаэратора.

Вместе с тем снижается надежность работы системы деаэратор – питательная установка. При переменном режиме уменьшается кавитационный запас насоса и возможен срыв его работы. Вода, находящаяся во всасывающем трубопроводе насоса, может оказаться перегретой по сравнению с уменьшившимся давлением пара в деаэраторе.

Вода в деаэраторном баке в результате «набухания» может забрасываться в деаэрационную колонку. Чтобы уменьшить влияние этих побочных явлений режима скользящего давления, увеличивают вместимость деаэраторного бака, используют насосы с высокими антикавитационными характеристиками, увеличивают скорость воды в отводящем трубопроводе за деаэратором, предусматривают снижение температуры воды введением на вход насоса более холодной воды.

На отопительных ТЭЦ деаэратор питательной воды работает при постоянном давлении преимущественно по предвключенной схеме (Т-110-130, Т-175-130, Т-180-130). При использовании на промышленно-отопительных ТЭЦ турбин типов ПТ и Р деаэратор присоединяют по предвключенной схеме к регулируемому промышленному отбору пара (Р-50-130, Р-100-130, ПТ-60-130, ПТ-135-130). На этих ТЭЦ в связи со значительными потерями рабочего тела обычно применяют двухступенчатую деаэрацию воды. Первой ступенью является атмосферный деаэратор на паре регенеративного отбора турбины, после которого добавочная вода направляется в линию основного конденсата; вторая ступень деаэрации – деаэратор питательной воды. Для лучшего использования низкопотенциальных регенеративных отборов пара в последнее время для деаэрации добавочной воды на ТЭЦ используют вакуумные деаэраторы.

К деаэратору питательной воды (рис. 9.15) подводят потоки основного конденсата турбины после ПНД $D_{\text{кл}}$, дренажей пара из ПВД $D_{\text{др}}^{\text{ПВД}}$, греющего пара деаэратора $D_{\text{д}}$, пара из уплотнений стопорно-регулирующих клапанов и уплотнений турбины $D_{\text{д.у}}$; в отдельных случаях (на электростанциях с барабанными котлами) – также пар расширителей непрерывной продувки и др. Из деаэратора отводится поток питательной воды $D_{\text{п.в.}}$, а кроме того – пар на концевые уплотнения турбины и на эжекторы конденсатора и уплотнений турбины $D_{\text{э.у}}$, паровоздушная смесь выпара деаэратора.

Вследствие малых значений последней можно пренебречь в тепловом и материальном балансах.

Тепловой расчет деаэратора, как и любого смешивающего подогревателя, включает составление и решение уравнений материального и теплового балансов.

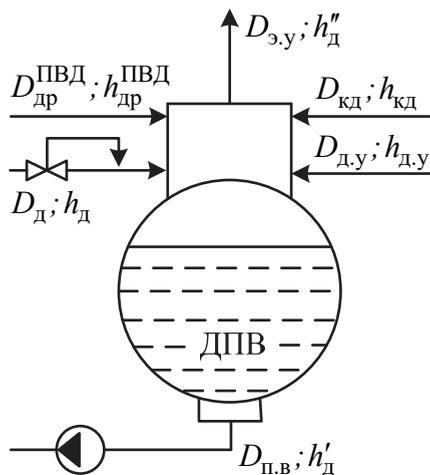


Рис. 9.15. Схема к тепловому расчету деаэратора питательной воды

Материальный баланс деаэратора (без учета выпара и протечек воды из уплотнения бустерного и питательного насосов):

$$D_{п.в} + D_{э.у} = D_{э.у} + D_{д.у} + D_д + D_{др}^{ПВД}. \quad (9.3)$$

В долях расхода пара на турбину:

$$\alpha_{п.в} + \alpha_{э.у} = \alpha_{кд} + \alpha_{д.у} + \alpha_д + \alpha_{др}^{ПВД}. \quad (9.4)$$

Тепловой баланс деаэратора:

$$D_{п.в} \cdot h'_д + D_{э.у} \cdot h''_д = D_{кд} \cdot h_{кд} + D_{д.у} \cdot h_{д.у} + D_д \cdot h_д + D_{др}^{ПВД} \cdot h_{др}^{ПВД}. \quad (9.5)$$

Аналогично в долях расхода пара на турбину:

$$\alpha_{п.в} \cdot h'_д + \alpha_{э.у} \cdot h''_д = \alpha_{кд} \cdot h_{кд} + \alpha_{д.у} \cdot h_{д.у} + \alpha_д \cdot h_д + \alpha_{др}^{ПВД} \cdot h_{др}^{ПВД}. \quad (9.6)$$

Из приведенных уравнений определяют $D_д$ и $D_{кд}$ или $\alpha_д$ и $\alpha_{кд}$.

9.4. Питательные насосные установки

Генерация пара в паровом котле и в ядерной паропроизводящей установке требует непрерывного восполнения соответствующим количеством питательной воды. Питательная насосная установка нагнетает питательную воду, повышая ее давление до $p_{п.н} = (1,25 - 1,3) \cdot p_0$ с учетом сопротивления питательного тракта и парового котла.

Возможно несколько схем включения питательных насосов (рис. 9.16):

1) одноподъемная, при которой питательный насос подает воду с конечным давлением через ПВД к питательному узлу парового котла (рис. 9.16, а);

2) одноподъемная с последовательным включением бустерного (предвключенного) и основного питательного насосов (рис. 9.16, б);

3) двухподъемная, при которой питательные насосы первого подъема прокачивают воду через ПВД к питательным насосам второго подъема, подающим воду в паровой котел (рис. 9.16, в).

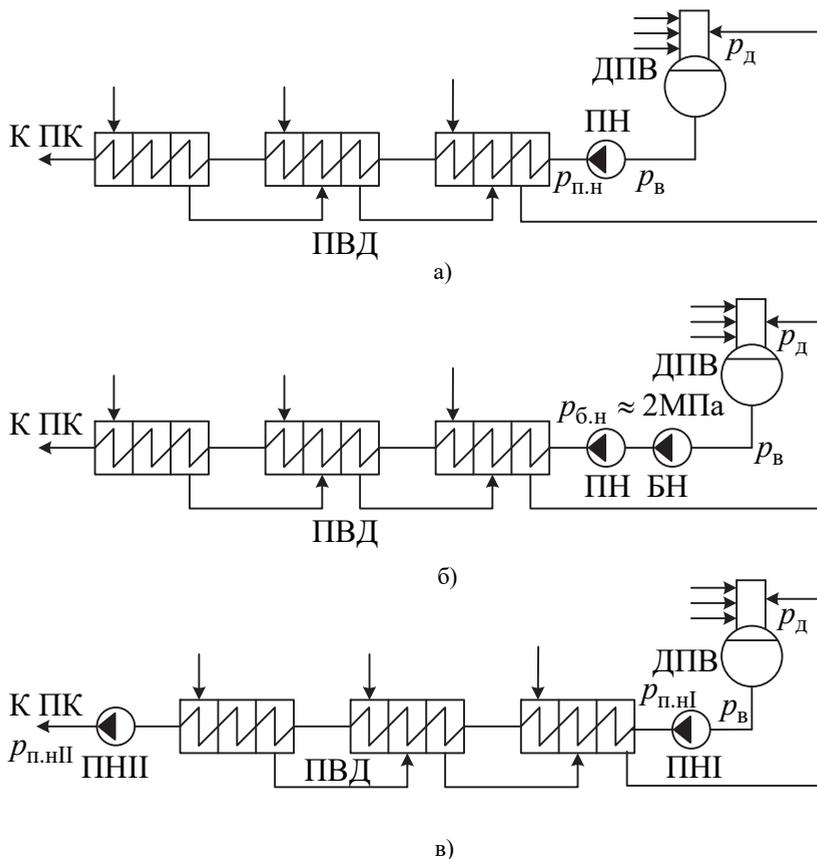


Рис. 9.16. Схемы включения питательных насосов:

а – одноподъемная; б – одноподъемная с бустерным (БН) и главным питательным насосом (ПН);

в – двухподъемная; ПК – паровой котел; ДПВ – деаэрактор питательной воды

Преимущество двухподъемной схемы перед одноподъемными – выполнение ПВД на менее высокое давление ($p_{п.нл} \approx 10$ МПа), определяемое тем, что давление воды на входе в насосы второго подъема должно для предотвращения кавитации несколько превышать давление насыщения при температуре воды перед насосами. Недостатки схемы – пониженная надежность питательных насосов второго подъема, перекачивающих воду с высокой конечной температурой; услож-

нение и удорожание питательной установки; повышенный расход электроэнергии на перекачку воды с более высокой температурой; необходимость синхронизации работы насосов I и II подъема и сложность их регулирования.

Сравнение одноподъемной и двухподъемной схем питательной установки показало, что эти схемы по энергозатратам примерно равноценны. Ввиду того, что надежность одноподъемной схемы выше, она применяется повсеместно как в России, так и за рубежом.

На энергоблоках небольшой мощности (до 210–220 МВт включительно) применяют одноподъемную схему с одним питательным насосом (рис. 9.16, а), имеющим обычно электрический привод. Это обеспечивает простоту и компактность питательной установки, быстроту ее включения в работу.

Используемые в качестве привода асинхронные электродвигатели с частотой вращения 3000 об/мин имеют ограниченную мощность, не превышающую 6000–8000 кВт.

При неблочной структуре электростанции производительность питательной установки регулируется прежде всего числом работающих насосов. Для снижения расхода воды, подаваемой электропитательным насосом, при частичных нагрузках применяют гидромуфты. Они позволяют осуществить бесступенчатое изменение частоты вращения насоса при неизменной частоте вращения приводного электродвигателя с относительно небольшой энергетической потерей. На ТЭС и АЭС применяют гидромуфты типов МГ-2-650, ЛМЗ-8000 и др. с номинальной передаваемой мощностью 7–8 МВт и автоматической глубиной регулирования по скольжению 3–20%. В качестве рабочей жидкости используют турбинное масло Т-22 (расход масла 70 м³/ч).

Регулирование подачи электропитательных насосов методом дросселирования необходимо избегать. Несмотря на свою простоту, этот метод неэкономичен, так как сопровождается потерей давления, износом регулирующих клапанов, значительными энергетическими потерями.

Повышение производительности питательной установки и рост необходимого давления за насосами, что связано с внедрением в энергетику мощных энергоблоков со сверхкритическими параметрами пара, приводит к росту относительной и абсолютной мощности питательных насосов. Эти обстоятельства определяют переход к более компактным насосам с частотой вращения ротора до 6000–8000 об/мин, использующим паротурбинный привод. Рост подачи и частоты вращения уменьшает кавитационный запас насоса.

Необходимым условием отсутствия кавитации является превышение с некоторым запасом давления воды на входе в насос над давлением насыщенного пара при данной температуре. Решение задачи привело к разделению давления, создаваемого питательным насосом в одноподъемной схеме, между бустерным и главным питательным насосами (рис. 9.17).

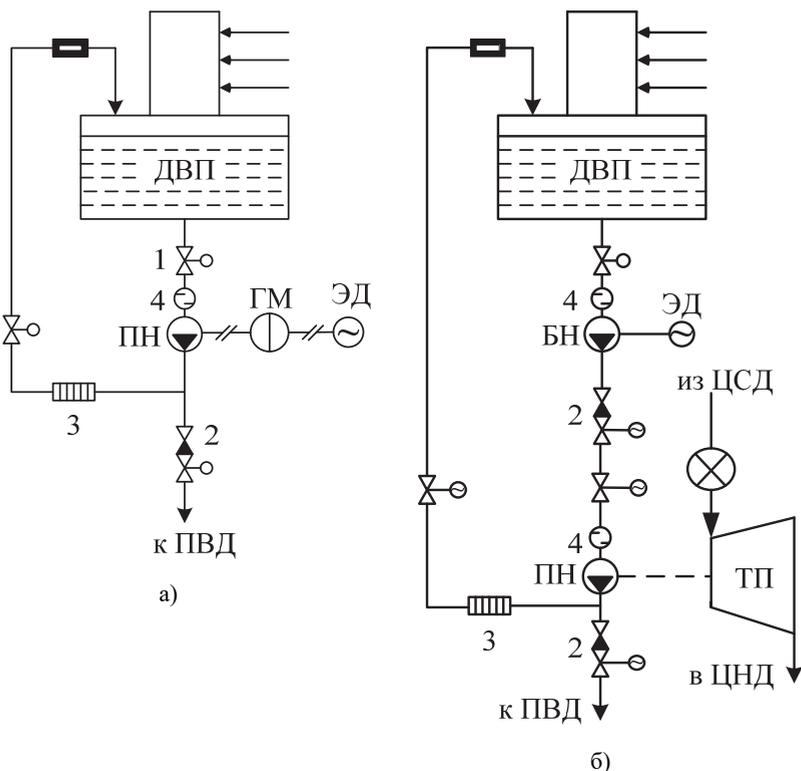


Рис. 9.17. Типы привода питательной установки:

- а – электропривод; б – турбопривод основного и электропривод бустерного насоса;
 1 – запорная задвижка с электроприводом; 2 – обратный клапан; 3 – дроссельные шайбы;
 4 – водяной фильтр; ГМ – гидромуфта; ЭД – электродвигатель;
 БН, ПН – бустерный и питательный насосы; ТП – турбопривод

Бустерный насос рассчитывают на давление воды за ним примерно 2 МПа и на пониженную частоту вращения, что обеспечивает его бескавитационную работу. Повышение давления воды на входе главного питательного насоса за счет работы бустерного насоса надежно защищает питательную установку от процессов кавитации. На первых энергоблоках сверхкритических параметров бустерные насосы имели самостоятельный электрический привод; на современных энергоблоках 500–1200 МВт бустерные насосы через понижающий редуктор приводятся в действие от общего турбопривода питательной установки.

Установка деаэраторов питательной воды на определенную отметку (выше питательных насосов на 12–15 м) также увеличивает кавитационный запас насосов.

Питательная установка включает дополнительно запорные задвижки на входе и выходе насосов, обратные клапаны, фильтры предварительной очистки воды. Предусматривается сбросное устройство насоса на линии рециркуляции. Оно защищает насосы от запаривания при пуске и работе на холостом ходу и рассчитано на сброс 10–15% полного расхода питательной воды в деаэратор.

При переменной нагрузке паротурбинный привод питательных насосов целесообразнее электрического привода. Мощность, потребляемая питательным насосом с электроприводом, изменяется пропорционально второй степени расхода воды $D_{п.н}$, а с паротурбинным приводом – прямо пропорционально третьей степени расхода воды, то есть близко к условиям идеального регулирования:

$$N_{п.н} = a \cdot D_{п.н}^2, N_{т.п.н} = a_1 \cdot D_{п.н}^3, \quad (9.7)$$

где a и a_1 – коэффициенты пропорциональности.

Таким образом, потребление мощности насосом с турбинным приводом всегда меньше, чем насосом с электроприводом. Турбинный привод позволяет плавно изменять частоту вращения изменением подачи пара на приводную турбину.

Для привода питательных насосов применяют турбины конденсационного типа (рис. 9.18, б) или с противодавлением (рис. 9.18, в). Конденсационные приводные турбины имеют обычно свой конденсатор, эжекторную установку, конденсатные насосы и другое необходимое оборудование. Отработавший пар конденсационной приводной турбины в некоторых случаях отводят непосредственно в конденсатор главной турбины (рис. 9.18, а).

Питание приводной турбины свежим паром невыгодно, так как из-за высоких параметров пара ее КПД низок. Отработавший пар турбопривода питательного насоса с противодавлением (рис. 9.18, в) смешивается в главной турбине с основным потоком пара (питательные установки турбин К-300-240, Т-250-240), и в последующих ступенях работает объединенный поток пара.

При большой мощности главной турбины для разгрузки последних ее ступеней целесообразно иметь приводную турбину с конденсацией пара (рис. 9.18, б). Такой тип приводной турбины широко применяется в России и за рубежом в крупных энергоблоках.

Кроме приведенных выше примеров параллельного включения приводной турбины по отношению к главной турбине, возможно последовательное включение турбопривода: на свежем паре перед главной турбиной или между ее цилиндрами взамен части турбинных ступеней. Ввиду ненадежности схемы она не применяется.

На электростанциях с промежуточным перегревом пара на турбопривод питательных насосов можно отбирать пар как холодный (до промежуточного перегрева), так и горячий (после промежуточного перегрева). Использование холодного пара связано с потерей дополнительной работы, получаемой благодаря промежуточному перегреву пара (рис. 9.18,б,в). Холодный пар после работы в приводной турбине с противодавлением не следует возвращать в ступени главной турбины, так как при недостаточно тщательном перемешивании его с основным, более горячим потоком пара в деталях турбины могут возникнуть дополнительные термические напряжения, снижающие надежность ее работы (рис. 9.18,г,д). Приводная турбина конденсационного типа при этом неприменима ввиду недопустимо высокой влажности отработавшего пара приводной турбины, работающей на холодном паре.

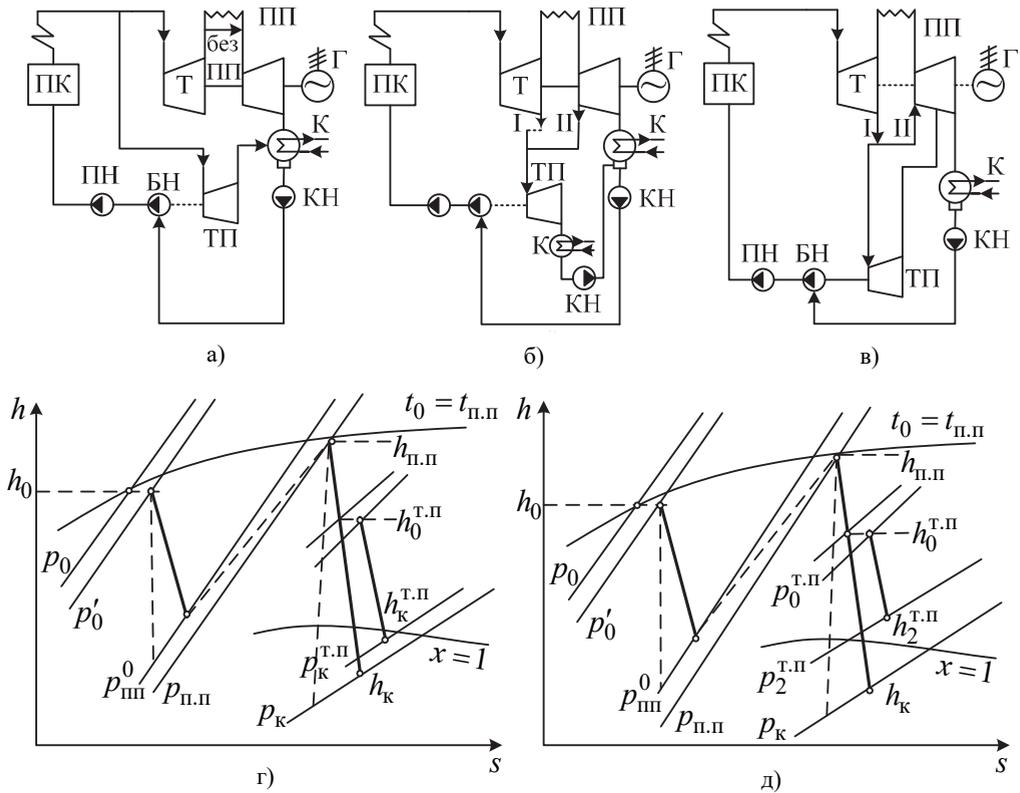


Рис. 9.18. Схемы включения приводных турбин питательной установки:

- а – турбопривод на свежем паре (главная турбина с промежуточным перегревом пара и без него);
 б – турбопривод конденсационного типа на холодном (I) и горячем (II) паре после промпрегрева;
 в – турбопривод с противодавлением на холодном (I) и горячем (II) паре после промежуточного перегрева; г – процесс работы пара главной и приводной турбины конденсационного типа;
 д – процесс работы пара главной турбины и турбопривода с противодавлением

Расход пара $D_{т.п}$ на приводную турбину бустерного и главного питательного насосов, кг/с (при наличии общего привода), определяется из уравнения энергетического баланса:

$$D_{т.п} = \frac{D_{п.н} \cdot V_{ср} \cdot (P_{п.н} - P_{в.п})}{H_i^{т.п} \cdot \eta_n \cdot \eta_m^{т.п}}, \quad (9.8)$$

где $D_{п.н}$ – подача воды питательным насосом, кг/с; $V_{ср}$ – удельный объем воды, м³/т; $H_i^{т.п}$ – теплоперепад пара в турбоприводе, кДж/кг; η_n – КПД насоса; $\eta_m^{т.п}$ – механический КПД приводной турбины; $p_{п.н}$ – давление воды за питательным насосом, МПа; $p_{в.п} \approx p_d$ (давление пара в деаэраторе). При электрическом приводе бустерного насоса принимают $p_{в.п} = p_{б.н} = p_{н.в} + \Delta p_k$ МПа. Давление $p_{н.в}$ соответствует температуре насыщения жидкости перед главным питательным насосом, кавитационный запас которого соответствует $\Delta p_k \approx 0,9$ МПа.

В долях расхода свежего пара на главную турбину D_0 получим:

$$\alpha_{т.п} = \frac{D_{т.п}}{D_0} = \alpha_{п.н} \cdot \frac{V_{ср} \cdot (P_{п.н} - P_B)}{H_i^{т.п} \cdot \eta_n \cdot \eta_M^{т.п}}, \quad (9.9)$$

где $\alpha_{п.н} \geq 1$.

Таким образом, доля расхода пара на приводную турбину зависит в основном от отношения работы насоса $H_{н.а} = V_{ср} \cdot (P_{п.н} - P_B)$, кДж/кг, и работы пара в приводной турбине $H_i^{т.п}$. Если приводная турбина конденсационная и снабжается свежим паром, то $H_i^{т.п} = H_i$, где H_i – теплоперепад пара в главной турбине. При значениях $H_{н.а} = 35$ кДж/кг; $H_i^{т.п} = H_i = 1500$ кДж/кг; $\eta_n \cdot \eta_M^{т.п} = 0,83 \cdot 0,99 = 0,82$; $\alpha_{п.н} = 1,015$ будем иметь $\alpha_{т.п} \approx 1,24$; $\frac{H_{н.а}}{H_i^{т.п}} \approx 1,24 \cdot \frac{35}{1500} \approx 0,029$, то есть расход пара на приводную турбину составляет около 2,9% расхода пара на главную турбину. Если приводная турбина питается паром из отбора главной турбины и $H_i^{т.п} = 950$ или 600 кДж/кг (приводная турбина конденсационная или с противодавлением), то соответственно $\alpha_{т.п} \approx 1,24 \cdot \frac{35}{950} \approx 0,046$ и $\alpha_{т.п} \approx 1,24 \cdot \frac{35}{600} \approx 0,068$.

Условием тепловой экономичности парового или электрического привода питательного насоса служит следующее соотношение:

$$\eta_n^{т.п} \cdot \eta_{т.п} \geq \eta_n^{эп} \cdot \eta_{эн}, \quad (9.10)$$

где коэффициенты полезного действия преобразования и передачи энергии при турбоприводе и электроприводе соответственно равны:

$$\eta_{т.п} = \eta_{oi}^{т.п} \cdot \eta_M^{т.п} \cdot \eta_{др};$$

$$\eta_{эп} = \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_g \cdot \eta_{тр.э} \cdot \eta_{эд} \cdot \eta_{гм},$$

где η_{oi} , $\eta_{oi}^{т.п}$ – внутренние относительные КПД главной и приводной турбин; η_M , $\eta_M^{т.п}$ – механические КПД главной и приводной турбин; $\eta_{др}$ – коэффициент дросселирования при транспорте пара в тракте приводной турбины; η_g – КПД генератора; $\eta_{тр.э}$ – КПД электрического трансформатора и электрической сети собственных нужд; $\eta_{эд}$ – КПД приводного электродвигателя; $\eta_{гм}$ – КПД гидромуфты.

Конечным критерием тепловой экономичности любого типа привода служат расчеты, учитывающие капитальные и эксплуатационные расходы. Результат сравнения зависит от режима работы насосов и стоимости топлива; при продолжительной работе их с пониженными нагрузками и относительно дорогим топливе может быть выгоднее паротурбинный привод питательного насоса, а не электропривод.

Теплоэлектроцентрали с начальным давлением пара перед турбинами 9 и 13 МПа большей частью не имеют промежуточного перегрева пара и работают по неблочной схеме. Питательные насосы имеют, как правило, электрический привод. Паровой привод питательных насосов целесообразен, если отработавший пар приводных турбин можно использовать в течение всего года для нужд внешнего

теплового потребления. Такое решение безусловно экономически выгодно, если паром, отработавшим в приводных турбинах, не вытесняется пар из отборов главных турбин и с отработавшим паром приводных турбин отпускается дополнительное количество теплоты внешним потребителям. В случае вытеснения этим паром отборов из главных турбин выбор парового или электрического привода питательных насосов подлежит технико-экономическому сравнению.

9.5. Бездеаэрационные схемы паротурбинных установок

На ряде отечественных энергоблоков сверхкритических параметров пара применяется так называемый нейтрально-кислородный водный режим (НКВР) с дозированием в тракт основного конденсата избыточного количества кислорода. Переход энергоблока с традиционного гидразин-аммиачного водного режима на НКВР допустим при условии низкой удельной электрической проводимости конденсата, не превышающей 0,2 мкСм/см, т.е. при 100%-ной очистке конденсата в блочной обессоливающей установке (БОУ) во избежание язвенной коррозии углеродистых и малолегированных сталей, а также коррозионного растрескивания аустенитных сталей.

Дополнительным условием НКВР является тщательная очистка от органических примесей, термолит которых может привести к недопустимому снижению рН среды. Поэтому для поддержания слабощелочного режима производится дозировка небольших количеств аммиака.

Однако применение на прямоточных котлах нейтрально-кислородного водно-химического режима (НКВР) создает благоприятные условия для углубления термолит органических веществ до образования простейших карбоновых кислот (уксусной и муравьиной). При параметрах теплоносителя в котле карбоновые кислоты уносятся с паром на турбину и повышают коррозионную активность среды, особенно в зоне первичной конденсации пара. Органические примеси и продукты их термолит, не ушедшие с паром, способны образовывать накипь на экранных трубах котла.

Опыт применения НКВР показал, что благоприятное влияние избыточного кислорода позволяет отказаться от применения нержавеющей сталей при изготовлении трубок поверхностей нагрева регенеративных подогревателей и использовать для этой цели низколегированную перлитную сталь.

На некоторых ТЭС переход к НКВР осуществлен закрытием выпара из деаэратора питательной воды, вводом в тракт перед конденсатными насосами II ступени кислорода в количестве 150–200 мг/кг, 100%-й очисткой конденсата в БОУ. Применение НКВР при открытом выпаре деаэратора позволяет вывести углекислоту, образующуюся при термическом разложении бикарбонатов в конденсатном тракте. При такой схеме работы дозировка кислорода должна осуществляться в двух точках – на входе конденсатных и питательных насосов.

Использование бездеаэрационных схем энергоблоков связано не только с возможностью отказа от деаэрации воды при переходе к нейтрально-кислородному водному режиму. При этом повышается экономичность турбоустановки из-за отсутствия дросселирования отборного пара и выпара деаэратора, снижается расход электроэнергии на собственные нужды (отсутствие бустерных насосов), уменьшаются капиталовложения, отпадает необходимость предпусковой деаэрации воды. Однако следует помнить, что деаэратор выполняет в тепловой схеме ряд ответственных функций, связанных с работой системы регенерации и питательной установки. К нему подводятся дренажи греющего пара ПВД, пар из расширителя непрерывной продувки, конденсат испарителей, пар уплотнения турбины и штоков стопорно-регулирующих клапанов. В деаэрационный бак возвращается питательная вода линии рециркуляции питательных насосов и т. п.

Бездеаэрационная схема осуществима и в режиме деаэрации питательной воды, если учесть, что процесс деаэрации конденсата осуществляется в конденсаторе главной турбины и особенно в вакуумных смешивающих ПНД. Применение бездеаэрационной схемы требует некоторого увеличения давления воды за последней ступенью конденсатных насосов с учетом необходимого кавитационного запаса на всасе питательных насосов ($p_{\text{П.Н}}^{\text{вх}} \geq 2,2$ МПа). Исключение из схемы ПВД-3 снижает гидравлическое сопротивление тракта. Применительно к энергоблоку 300 МВт затраты мощности на насосы пароводяного тракта, уменьшаются примерно на 150 кВт.

Впервые бездеаэрационная схема была реализована на Кармановской ГРЭС для энергоблока 300 МВт. Первые ПНД после конденсатора выполнены смешивающего типа, вертикальными, включенными по схеме с перекачивающими конденсатными насосами. Эти ПНД имеют в своих корпусах определенный демпфирующий запас воды для устойчивой работы конденсатных насосов. Необходимое количество этой воды с учетом ее наличия в конденсатосборнике конденсатора главной турбины составляет на энергоблоках 300–800 МВт 20–50 м³. Деаэратор питательной воды заменен дополнительным пятым ПНД поверхностного типа (на Кармановской ГРЭС его функции выполняет исключенный из схемы ПВД-3). Конденсатные насосы третьей ступени служат также в качестве бустерных насосов; сами бустерные насосы из схемы исключены. Дренажи греющего пара после ПВД-1 и ПВД-2 введены в смеситель перед питательным насосом. Это мероприятие наряду с повышением температуры воды за ПНД-5 из-за отсутствия дросселирования пара четвертого отбора увеличило температуру питательной воды перед питательными насосами до 180°С и позволило отказаться от ПВД-3. Удаление ПВД-3 из тепловой схемы обусловлено и понижением надежности его работы по сравнению с надежностью работы ПВД-1 и ПВД-2. В обычной схеме в ПВД-3 по сравнению с ПВД-1 и ПВД-2 наблюдается более интенсивная кавитационная эрозия, зависящая от кавитационного запаса. Примерно 70–80% соединений железа, поступающих из регенеративного тракта, выносятся из ПВД-3.

Бездеаэраторные схемы в России были внедрены на ТЭЦ-22 г. Москва, Пермской ГРЭС, на территории бывшего СССР – Ладыжинской и Зуевской ТЭС, а также других энергообъектах.

На рисунке 9.19 приведен вариант бездеаэраторной схемы крупного энергоблока на сверхкритических параметрах пара. Проведенные расчеты подтвердили целесообразность включения пароохладителя дополнительного ПНД по схеме Виолен. Сам ПНД рассчитан на давление воды за конденсатными насосами, а его пароохладитель – на полное давление питательной воды. Ликвидация деаэраторного бака в качестве демпфирующей емкости пароводяного тракта и необходимость повышения надежности эксплуатации энергоблоков с ростом их мощности требуют поддержания достаточного уровня воды в конденсатосборниках конденсатора и смешивающих ПНД и автоматического регулирования уровней воды и режима работы насосов. Дополнительный запас воды на электростанции предусмотрен в утепленных баках запаса конденсата (БЗК), он используется при работе регулятора уровня в конденсаторе (РУК). Автоматические регуляторы уровня предусмотрены и в смешивающих ПНД. В некоторых случаях в бездеаэраторной схеме предусматривают дополнительный демпферный бак вместимостью до 100 м³, подключаемый параллельно смешивающему ПНД-7 на входе III ступени конденсатных насосов.

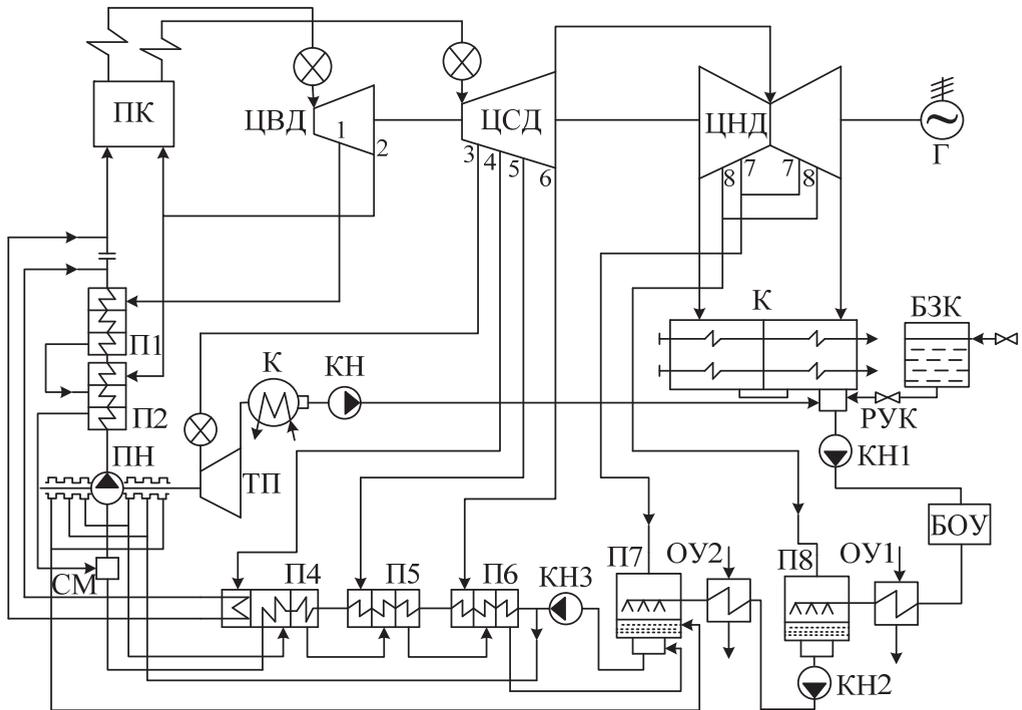


Рис. 9.19. Бездеаэраторная схема энергоблока на сверхкритических параметрах пара:
 БЗК – бак запаса конденсата; РУК – регулятор уровня конденсата; СМ – смеситель

Бездеаэрационные схемы нашли применение в зарубежной энергетике. На рисунке 9.20 приведена принципиальная тепловая схема энергоблока 1175 МВт двухконтурной АЭС. Схема регенеративного подогрева воды состоит из одного ПВД, шести ПНД, охладителя сепарата влаги СПП и подогревателя уплотнений.

Бездеаэрационные схемы также имеют недостатки:

- повышения мощности питательного насоса, вызванное более высоким объемным пропуском воды из-за более высокой ее температуры при сливе дренажа ПВД в смеситель перед насосом. Недовыработка электроэнергии, выраженная через падение внутренней мощности главной турбины, приводит к величине 500 кВт для блоков 300 МВт;

- использование бездеаэрационных тепловых схем на ТЭС затруднено прежде всего особенностью их работы – большую часть года теплофикационная турбина работает с закрытой диафрагмой ЦНД, и поэтому ПНД, работающий под вакуумом, не может играть роль деаэраатора.

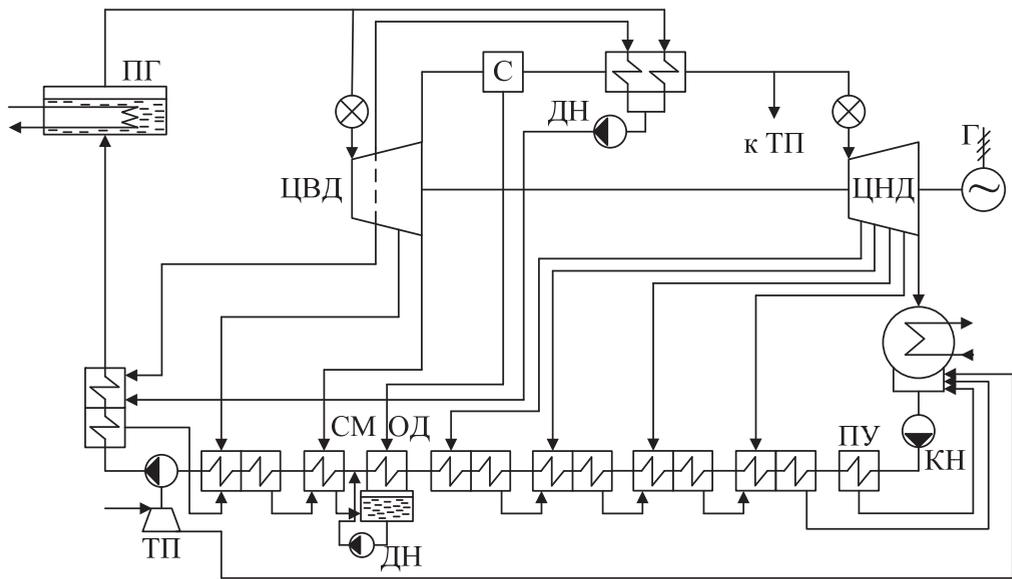


Рис. 9.20. Бездеаэрационная схема энергоблока мощностью 1175 МВт АЭС фирмы «Вестингауз»:
 ОД – охладитель сепарата влаги СПП; СМ – смеситель;
 ПУ – подогреватель уплотнений; ДН – дренажный насос

На основании анализа разработанных проектных решений выявлено, что основное преимущество при переходе на бездеаэрационные схемы связано с дросселированием отборного пара деаэраатора, отсутствием потерь с выпаром из него и отказом от бустерного насоса.

Контрольные вопросы и задания

1. С какой целью на ТЭС применяется деаэрация воды? В каких элементах тепловых схем паротурбинных и парогазовых ТЭС она осуществляется?
2. Какие типы деаэрации вы знаете?
3. По каким категориям классифицируются деаэраторы?
4. Каковы области применения следующих типов деаэраторов: повышенного и атмосферного давлений, вакуумных. В чем заключаются особенности их конструкций и работы в составе тепловых схем ТЭС?
5. Изобразите варианты включения деаэраторов в схему паротурбинной ТЭС.
6. Назовите преимущества и недостатки предвключенной схемы деаэратора.
7. Назовите преимущества и недостатки включения деаэратора в тепловую схему на собственном отборе от паровой турбины.
8. Назовите преимущества и недостатки включения деаэратора на «скользящем» давлении.
9. Изобразите элемент тепловой схемы с деаэратором. Напишите для него уравнения теплового и материального балансов. Необходимые величины и параметры принять самостоятельно.
10. Какие схемы включения питательных насосов в схемах паротурбинных ТЭС вы знаете? В чем их преимущества и недостатки?
11. Для чего в схеме питательного тракта ТЭС устанавливаются бустерные насосы?
12. Какие типы приводов питательных насосов применяются на ТЭС? Укажите область применения каждого типа привода.

Глава 10. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС

10.1. Энергетические характеристики энергоблоков

Графические и аналитические зависимости расходов пара, теплоты, условного топлива на энергоблок от электрической нагрузки называются энергетическими характеристиками энергоблока.

Спрявленная топливная характеристика описывается для области электрических нагрузок энергоблока следующими выражениями:

– до излома

$$B = B_x + b' \cdot N_{\text{э}} \quad ; \quad (10.1)$$

– после излома

$$B = B_x + b' \cdot N'_{\text{э}} + b'' \cdot (N_{\text{э}} - N'_{\text{э}}) . \quad (10.1a)$$

Таким образом, характеристика действительна для диапазона нагрузок от минимально допустимой $N_{\text{т.м}}$ до номинальной $N_{\text{ном}}$.

На рисунке 10.1 в качестве примера приведена топливная характеристика энергоблока 300 МВт с пылеугольным котлом.

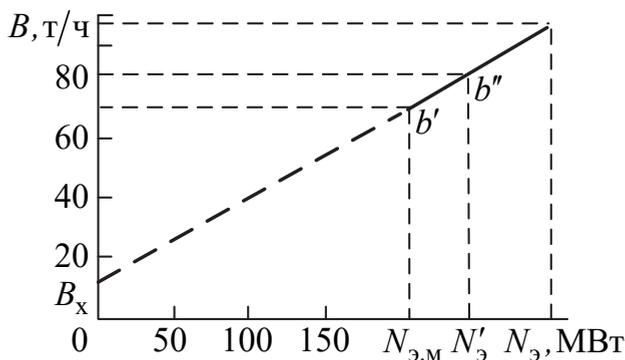


Рис. 10.1. Топливная характеристика энергоблока 300 МВт

Приведем показатели для трех режимов в табл. 10.1. Наиболее экономичным является режим номинальной нагрузки. Это справедливо для всех отечественных энергоблоков.

При минимальной нагрузке повышение удельного расхода топлива по сравнению с режимом номинальной нагрузки достигает 3,3%.

Показатели энергоблока 300 МВт

	$N_{т.м}$	N'	$N_{ном}$
$N_э$, МВт	210	250	300
B , т/ч	70,26	81,70	97,15
b^y , кг/(кВт·ч).	0,335	0,327	0,324
То же, %	103,3	100,9	100

Энергетические характеристики энергоблоков типа (10.1) опытным путем могут быть получены прямым балансом с достаточной точностью только при работе на газе.

Топливная характеристика энергоблока подсчитывается на базе энергетических характеристик турбин и котла:

$$B = \frac{N_э}{\eta_{т.у} \cdot \eta_{п.к} \cdot \eta_{тр} \cdot Q_H^p} \cdot \quad (10.2)$$

Так как $N_э/\eta_{т.у} = Q_э$ – теплота, направляемая на выработку электроэнергии, имеем:

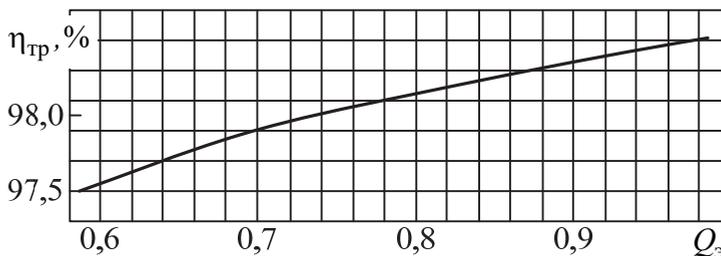
$$B = Q_э / (\eta_{п.к} \cdot \eta_{тр} \cdot Q_H^p) \cdot \quad (10.3)$$

Величины $Q_э = f(N_э)$ и $\eta_{т.у} = f(Q_{т.у})$ являются характеристиками турбины и котла, которые используются при расчете значения B ; $\eta_{тр}$ – коэффициент транспорта теплоты:

$$\eta_{тр} = \frac{Q_{ту}}{Q_{п.к}} = \frac{Q_{ту}}{Q_{ту} + \Delta Q_{тр}} = \frac{1}{1 + \Delta Q_{тр}/Q_{ту}} \cdot \quad (10.4)$$

Потери энергии $\Delta Q_{тр}$ не зависят от нагрузки $\Delta Q_{тр} = \Delta Q_{тр}^{ном}$.

На рисунке 10.2 дана кривая изменения $\eta_{тр}$ с изменением нагрузки.

Рис. 10.2. Кривая изменения $\eta_{тр}$ в зависимости от мощности

Энергетические характеристики энергоблоков используются при расчете технико-экономических показателей (ТЭП) энергоблоков и ТЭС как при проектировании (расчетные показатели), так и в процессе эксплуатации и при оптимизации режимов работы ТЭС.

10.2. Энергетические характеристики конденсационных турбин

В состав типовых энергетических характеристик турбин включаются диаграммы режимов с необходимыми поправками для приближенных оценок показателей турбоустановки.

Типовые характеристики определяют зависимости $D_0=f(N_3)$; $Q_{\text{ты}}=f(N_3)$, которые действительны при определенных условиях $D_0=D_{\text{п.в}}$, т.е. не учитываются продувка и отпуск пара из отборов турбины на собственные нужды; параметры свежего пара и промежуточного перегрева – номинальные; тепловая схема полностью соответствует расчетной; $G_{\text{п.в}}=G_{\text{ц.в}}^{\text{НОМ}}$; $t_{\text{в1}}=t_{\text{в1}}^{\text{P}}$ – расчетная температура охлаждающей воды.

Типовые характеристики содержат многочисленные поправочные кривые, позволяющие внести поправки на отклонения параметров турбоустановки от их номинальных значений. Значимость этих поправок существенно различна. Наиболее значительна поправка на вакуум. Разрабатываются графики для определения поправки к давлению в конденсаторе при изменении температуры охлаждающей воды.

Приведем примеры типовых энергетических характеристик $Q_{\text{ты}}=f(N_3)$, МВт:

– для К-200-130 $Q_{\text{ты}}=23,25+2,16 \cdot N_3+0,1 \cdot (N_3-190)$;

– для К-300-240 (ХТГЗ) $Q_{\text{ты}}=76,0+2,0 \cdot N_3+0,217 \cdot (N_3-251,83)$.

Характеристика для К-200-130 справедлива при $G_{\text{ц.в}}^{\text{P}}=25000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $t_{\text{в1}}^{\text{P}}=10$; характеристика для К-300-240 действительна при $p_{\text{к}}=0,0035 \text{ МПа}$.

Как видно из приведенных выражений, типовые характеристики турбин спрямленные с переломом. Таким образом, типовые характеристики не отражают кривизну действительных характеристик турбин, обусловленную дросселированием пара в их регулирующих клапанах.

На рисунке 10.3 приведена характеристика турбины К-200-130 по данным испытаний для области открытия 3-го и 4-го клапанов.

Кривизна характеристики отражает влияние дросселирования пара при открытии третьего, а затем четвертого клапанов.

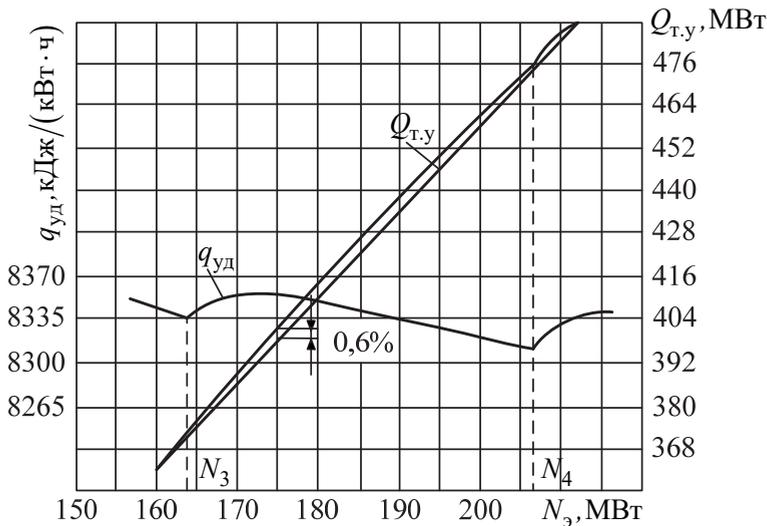


Рис. 10.3. Энергетическая характеристика турбины К-200-130 по опытным данным

Типовые характеристики строятся по результатам нескольких тепловых испытаний, разнящихся между собой, а потому их усредняют и спрямляют. Ломаная линия с одним переломом достаточно точно отражает характеристику турбины, а также энергоблока.

10.3. Энергетические характеристики теплофикационных турбин

В главе 7 приводились данные о типовой характеристике турбины Р-100-130/15. Там же сказано о характеристиках турбины ПТ-60-130. Энергетическая характеристика турбины ПТ-60-130 типа $D_0=f(D_{пpп}, D_{тpт})$ требует набора поправок прежде всего на отклонения давлений $p_{п}$ и $p_{т}$ от номинальных значений. На практике используют также аналитические многофакторные характеристики теплофикационных турбин, полученные путем обработки данных типовых характеристик с использованием регрессионного анализа. Аналитические характеристики обычно даются в форме полиномов второй степени.

Рассмотрим аналитические многофакторные энергетические характеристики турбины Т-100-130. Для режимов с трехступенчатым подогревом сетевой воды имеем: $N_э=f(Q_т, G_{с.в}, t_{о.с})$; $Q_т$, МВт; $G_{с.в}$, т/ч; $t_{о.с}$, °С. В нормированном виде имеем следующую аналитическую характеристику:

$$N_э=71,37+12,23 \cdot X_1+2,58 \cdot X_2-3,84 \cdot X_3-0,48 \cdot X_1^2+0,97 \cdot X_1 \cdot X_2-0,98 \cdot X_1 \cdot X_3-1,11 \cdot X_2^2-0,91 \cdot X_2 \cdot X_3-0,59 \cdot X_3^2, \quad (10.5)$$

где $X_1=(Q_т-139)/23,2$; $X_2=(G_{с.в}-4000)/1000$; $X_3=(t_{о.с}-55)/10$.

Характеристика действительна для следующей области:

$$\begin{aligned} 92,6 \leq Q_T \leq 186 \text{ МВт}; \\ 2900 \leq G_{\text{с.в.}} \leq 5100 \text{ м}^3/\text{ч}; \\ 35 \leq t_{\text{о.с.}} \leq 70^\circ\text{С}. \end{aligned}$$

Пример 10.1. Рассчитать режим трехступенчатого подогрева сетевой воды турбиной Т-100-130 при $Q_T=180$ МВт; $G_{\text{с.в.}}=3600$ м³/ч; $t_{\text{о.с.}}=45^\circ\text{С}$.

По (10.5) имеем:

$$\begin{aligned} X_1 = \frac{180-139}{23,2} = +1,75; \quad X_2 = \frac{3600-4000}{1000} = -0,4; \quad X_3 = \frac{45-55}{10} = -1,0. \\ N_3 = 71,37 + 12,23 \cdot 1,75 + 2,58 \cdot (-0,4) - 3,84 \cdot (-1,0) - 0,48 \cdot 1,75^2 + 0,97 \cdot 1,75 \cdot (-0,4) - \\ - 0,98 \cdot 1,75 \cdot (-1,0) - 1,11 \cdot (-0,4)^2 - 0,91 \cdot (-0,4) \cdot (-1,0) - 0,59 \cdot (-1,0)^2 = 94,04 \text{ МВт}; \\ \Xi = \frac{94,04}{180} = 0,5 (606 \text{ кВт} \cdot \text{ч/Гкал}). \end{aligned}$$

Результат показывает, что в рассмотренном режиме работы турбины по тепловому графику развиваемая электрическая мощность оказывается меньше номинальной из-за повышенных давлений теплофикационных отборов.

Аналитическая характеристика показывает влияние основных факторов – Q_T , $G_{\text{с.в.}}$, $t_{\text{о.с.}}$ на электрическую мощность и удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении э, значения которых снижаются при снижении $G_{\text{с.в.}}$ и повышении $t_{\text{о.с.}}$. Это обусловлено тем, что давления отопительных отборов при Q_T повышаются со снижением $G_{\text{с.в.}}$ и повышением $t_{\text{о.с.}}$ и, соответственно, снижается N_3 .

Поскольку режим трехступенчатого подогрева сетевой воды является режимом с противодавлением, удельный расход теплоты на выработку электроэнергии следует считать по приведенной выше формуле (7.7).

Для режима двухступенчатого подогрева сетевой воды при работе турбины Т-100-130 по тепловому графику имеем:

$$\begin{aligned} N_3^T = 75,63 + 12,56 \cdot X_1 + 1,54 \cdot X_2 - 2,51 \cdot X_3 - \\ - 0,26 \cdot X_1^2 + 0,78 \cdot X_1 \cdot X_2 - 0,54 \cdot X_1 \cdot X_3 - 0,81 \cdot X_2^2 + 0,27 \cdot X_2 \cdot X_3. \end{aligned} \quad (10.6)$$

Для этого же режима мощность теплового потока на турбину равна:

$$\begin{aligned} Q_{\text{ТТ}} = 221,0 + 37,3 \cdot X - 1,73 \cdot X_2 + 1,27 \cdot X_3 + \\ + 0,116 \cdot X_1^2 - 0,58 \cdot X_1 \cdot X_2 + 1,62 \cdot X_2^2 - 1,04 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,46 \cdot X_3^2. \end{aligned} \quad (10.7)$$

Для режима одноступенчатого подогрева сетевой воды при работе турбины Т-100-130 по тепловому графику:

$$\begin{aligned} N_3 = 72,56 + 11,59 \cdot X_1 + 1,73 \cdot X_2 - 2,89 \cdot X_3 - 0,34 \cdot X_1^2 + \\ + 0,37 \cdot X_1 \cdot X_2 - 0,29 \cdot X_1 \cdot X_3 - 0,33 \cdot X_2^2 - 0,48 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,46 \cdot X_3^2. \end{aligned} \quad (10.8)$$

Для этого режима мощность теплового потока на турбину:

$$\begin{aligned} Q_{\text{ТТ}} = 230 + 38,3 \cdot X_1 - 2,67 \cdot X_2 + 2,44 \cdot X_3 + \\ + 0,116 \cdot X_1^2 - 0,69 \cdot X_1 \cdot X_2 + 1,97 \cdot X_2^2 - 0,69 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,465 \cdot X_3^2. \end{aligned} \quad (10.9)$$

При работе по электрическому графику расход пара и мощность теплового потока на турбину зависят от пяти факторов:

$$Q_{\text{ТГ}} = f(Q_{\text{Т}}, G_{\text{с.в.}}, t_{\text{о.с.}}, N_3, t_{\text{в1}}), \quad (10.10)$$

где $t_{\text{в1}}$ – температура охлаждающей воды.

В этих режимах $N_3 > N_3^{\text{T}}$, где N_3^{T} – мощность при том же режиме тепловой нагрузки, но при работе по тепловому графику. При двухступенчатом подогреве сетевой воды и при работе турбины Т-100-130 по электрическому графику мощность теплового потока на турбину $Q_{\text{ТГ}}$, МВт равна

$$Q_{\text{ТГ}} = 252,0 + 11,25 \cdot X_1 - 4,4 \cdot X_2 + 5,93 \cdot X_3 + 20,4 \cdot X_4 + 1,74 \cdot X_5 + 0,575 \cdot X_1 \cdot X_4 - 0,35 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,81 \cdot X_3 \cdot X_4 - 2,08 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,925 \cdot X_1 \cdot X_3 + 2,2 \cdot X_2^2 - 2,43 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,69 \cdot X_5^2, \quad (10.11)$$

где $X_4 = \frac{N_3 - 90}{10}$; $X_5 = \frac{t_{\text{о.в.}} - 20}{10}$.

Характеристика действительна при $40 < N_3 < 110$ МВт; $5 < t_{\text{о.в.}} < 33$ °С.

Мощность теплового потока на турбину $Q_{\text{ТГ}}$, МВт, при одноступенчатом подогреве и работе по электрическому графику равна:

$$Q_{\text{ТГ}} = 269 + 12,1 \cdot X_1 - 6,75 \cdot X_2 + 9,5 \cdot X_3 + 23,9 \cdot X_4 + 2,44 \cdot X_5 + 0,58 \cdot X_4^2 - 0,35 \cdot X_1 \cdot X_4 + 0,81 \cdot X_3 \cdot X_4 + 1,04 \cdot X_1^2 - 2,44 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,81 \cdot X_1 \cdot X_3 + 3,35 \cdot X_2^2 - 0,464 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,7 \cdot X_5^2. \quad (10.12)$$

Для конденсационного режима применимы двухфакторные характеристики типа:

$$N_3 = f(D_0, t_{\text{о.в.}}); \quad Q_{\text{ТГ}} = f(D_0, t_{\text{о.в.}}).$$

Мощность теплового потока на турбину Т-100-130 при конденсационном режиме

$$Q_{\text{ТГ}} = 178 + 44,6 \cdot X_4 - 3,37 \cdot X_5 + 0,23 \cdot X_4^2 - 0,116 \cdot X_4 \cdot X_5 - 1,62 \cdot X_5^2. \quad (10.12a)$$

Приведем аналитические характеристики для турбины Т-175-130. Для режимов с двухступенчатым подогревом сетевой воды при работе по тепловому графику, т.е. с отключением ЦНД задвижками на ресиверных трубах и с подачей в ЦНД охлажденного пара из верхнего теплофикационного отбора в количестве 30 т/ч мощность, развиваемая турбиной, МВт:

$$N_3 = 131,8 + 30,62 \cdot X_1 + 10,92 \cdot X_2 - 23,9 \cdot X_3 - 5,5 \cdot X_1^2 + 5,58 \cdot X_1 \cdot X_2 - 5,75 \cdot X_1 \cdot X_3 - 3,65 \cdot X_2^2; \quad (10.13)$$

– расход пара на турбину, т/ч,

$$D_0 = 573 + 174,1 \cdot X_1 + 14,2 \cdot X_2 - 36,1 \cdot X_3 - 4,3 \cdot X_1^2 + 7,15 \cdot X_1 \cdot X_2 - 8,2 \cdot X_1 \cdot X_3 - 4,73 \cdot X_2^2; \quad (10.14)$$

– мощность теплового потока на выработку электроэнергии, МВт:

$$Q_3 = 160 + 29,3 \cdot X_1 + 8,3 \cdot X_2 - 17,9 \cdot X_3 - 4,9 \cdot X_1^2 + 4,05 \cdot X_1 \cdot X_2 - 5,1 \cdot X_1 \cdot X_3 - 4,3 \cdot X_2^2$$

Для приведенных характеристик турбины Т-175-130: $X_1 = \frac{Q_{\text{Т}} - 243}{81,6}$;

$$X_2 = \frac{G_{\text{с.в.}} - 5000}{1000}; \quad X_3 = \frac{t_{\text{о.с.}} - 55}{20}.$$

Приведем также аналитические характеристики для режимов двухступенчатого подогрева по электрическому графику:

$$N_3 = 155,1 + 29,4 \cdot X_2 - 15,2 \cdot X_3 + 10,4 \cdot X_4 - 4,3 \cdot X_5 - 1,4 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,6 \cdot X_2 \cdot X_5 - 3,4 \cdot X_3^2 + 5,7 \cdot X_3 \cdot X_4 - 3,6 \cdot X_3 \cdot X_5 - 5,3 \cdot X_4^2 + 3,3 \cdot X_4 \cdot X_5 - 0,1 \cdot X_5^2; \quad (10.15)$$

$$D_0=526,9+76,7 \cdot X_1+51,8 \cdot X_3-35,7 \cdot X_4+14,8 \cdot X_5-2,6 \cdot X_1^2+ \\ 14,2 \cdot X_3^2-18,6 \cdot X_3 \cdot X_4+10,5 \cdot X_3 \cdot X_5+17,21 \cdot X_4^2-11,6 \cdot X_1 \cdot X_5+0,5 \cdot X_5^2, \quad (10.16)$$

где $X_1=\frac{N_3-150}{50}$; $X_2=\frac{D_0-600}{100}$; $X_3=\frac{Q_T-232}{58}$; $X_4=\frac{G_{c.b}-4000}{1000}$; $X_5=\frac{t_{o.c}-55}{10}$.

Пример 10.2. Рассмотрим изменение N_3 при работе турбины Т-175-130 по тепловому графику в течение отопительного сезона. Данные по кривой Россандера выберем из примера в главе 8; $\tau'_{o.T}=2178$ ч – время работы с полной нагрузкой отопительных отборов. Режиму соответствует $t_{н.в}=-5,0^\circ\text{C}$.

Рассмотрим режимы при $t_{н.в}=-25,2$; -10 ; -5 ; 0 ; $+8^\circ\text{C}$. Приводим расчет режимов по характеристикам при двухступенчатом подогреве по (10.13), (10.14).

Режим $t_{н.в}=-25,2^\circ\text{C}$:

$$Q_T=Q_T^{\text{НОМ}}313,2 \text{ МВт}; t_{o.c}=50^\circ\text{C}; t_{п.c}=150^\circ\text{C};$$

$$G_{c.b}=\frac{Q_{c.b}}{C_b \cdot t_{п.c}-C_b \cdot t_{o.c}}=\frac{522 \cdot 10^3}{(150-50) \cdot 4,19}=1230 \text{ кг/с}=4455 \text{ т/ч};$$

$$X_1=\frac{313,2-243}{81,6}=+0,86; X_2=\frac{4455-5000}{1000}=-0,545; X_3=\frac{50-55}{20}=-0,25;$$

$$N_3=131,8+30,62 \cdot 0,86-10,92 \cdot 0,545+23,9 \cdot 0,25-5,05 \cdot 0,86^2-5,58 \cdot 0,86 \cdot 0,545+ \\ +5,75 \cdot 0,86 \cdot 0,25-3,65 \cdot 0,545^2=151,86 \text{ МВт}.$$

Режим $t_{н.в}=-10^\circ\text{C}$:

$$Q_T=Q_T^{\text{НОМ}}=313,2 \text{ МВт}; t_{o.c}=40^\circ\text{C}; G_{c.b}=4455 \text{ т/ч};$$

$$X_1=+0,86; X_2=-0,545; X_3=\frac{40-55}{20}=-0,75;$$

$$N_3=131,8+30,62 \cdot 0,86-10,92 \cdot 0,545+23,9 \cdot 0,75-5,05 \cdot 0,86^2-5,58 \cdot 0,86 \cdot 0,545+ \\ +5,75 \cdot 0,86 \cdot 0,75-3,65 \cdot 0,545^2=166,26 \text{ МВт}.$$

Режим $t_{н.в}=-5^\circ\text{C}$:

$$Q_T=Q_T^{\text{НОМ}}=313,2 \text{ МВт}; t_{o.c}=37,5^\circ\text{C}; G_{c.b}=4455 \text{ т/ч}; t_{o.c}=40.;$$

$$X_1=+0,86; X_2=-0,545; X_3=\frac{37,5-55}{20}=-0,88;$$

$$N_3=131,8+30,62 \cdot 0,86-10,92 \cdot 0,545+23,9 \cdot 0,88-5,05 \cdot 0,86^2-5,58 \cdot 0,86 \cdot 0,545+ \\ +5,75 \cdot 0,86 \cdot 0,88-3,65 \cdot 0,545^2=170,00 \text{ МВт}.$$

Для этого режима, являющегося крайним для области с полной загрузкой отборов, определим расход пара на турбину D_0 , т/ч, по (10.14):

$$D_0=573+174,1 \cdot 0,86-14,2 \cdot 0,545+36,1 \cdot 1,0-4,3 \cdot 0,86^2+7,15 \cdot 0,86 \cdot 0,545+ \\ +8,2 \cdot 0,86 \cdot 1,0-4,73 \cdot 0,545^2=740,6 \text{ т/ч}.$$

Режим $t_{н.в}=0^\circ\text{C}$:

$$Q_T=254 \text{ МВт}; t_{o.c}=35^\circ\text{C}; G_{c.b}=4455 \text{ т/ч};$$

$$X_1=\frac{254-243}{81,6}=+0,135; X_2=-0,545; X_3=\frac{35-55}{20}=-1,0;$$

$$N_3=131,8+30,62+0,135-10,92 \cdot 0,545+23,9 \cdot 1,0-5,05 \cdot 0,135^2-5,58 \cdot 0,135 \cdot 0,545+ \\ +5,75 \cdot 0,135 \cdot 1,0-3,65 \cdot 0,545^2=153 \text{ МВт}.$$

Режим $t_{н.в}=+8^\circ\text{C}$:

$$Q_T=194 \text{ МВт}; t_{o.c}=35^\circ\text{C}; G_{c.b}=4287 \text{ т/ч};$$

$$X_1 = \frac{194-243}{81,6} = -0,615; X_2 = \frac{4287-5000}{1000} = -0,713; X_3 = -1,0;$$

$$N_3 = 131,8 - 30,62 \cdot 0,615 - 10,92 \cdot 0,713 + 23,9 \cdot 1,0 - 5,05 \cdot 0,615^2 + \\ + 5,58 \cdot 0,615 \cdot 0,713 - 5,75 \cdot 0,615 \cdot 1,0 - 3,65 \cdot 0,713^2 = 125,4 \text{ МВт.}$$

Наносим N_3 для рассчитанных режимов на кривой Россандера (рис. 8.9) и получаем линию изменения N_3 в режимах работы по тепловому графику. При $t_{н.в} = -5^\circ\text{C}$ ($=t'_{0.т}$) имеем наибольшую мощность 170 МВт, которая, однако, не достигает $N_3^{\text{НОМ}} = 175$ МВт из-за повышенных давлений отборов. Далее, при снижении Q_t из-за снижения $Q_{с.в.}$, при повышении $t_{н.в}$ при работе по тепловому графику мощность N_3 снижается. При $Q_t < Q_t^{\text{НОМ}}$ можно работать по любому электрическому графику, например, при постоянной мощности N_3 при снижении Q_t за счет увеличения конденсационного потока пара или при постоянном расходе пара на турбину $D_0 = 740,6$ т/ч.

Найдем мощность N_3 для режима $t_{н.в} = +8^\circ\text{C}$ при $D_0 = 740,6$ т/ч по (10.15):

$$X_2 = \frac{740,6-600}{100} = +1,4; X_3 = \frac{194-232}{58} = -0,67; X_4 = \frac{4287-4000}{1000} = 0,287; \\ X_5 = \frac{35-55}{10} = -2,0;$$

$$N_3 = 155,1 + 29,4 \cdot 1,4 - 15,2 \cdot 0,67 + 10,4 \cdot 0,287 + 4,3 \cdot 1,4 - 1,4 \cdot 1,4 \cdot 0,287 - 0,6 \cdot 1,4 \cdot 2,0 - \\ - 3,4 \cdot 0,67^2 - 5,7 \cdot 0,67 \cdot 0,287 - 3,5 \cdot 0,67 \cdot 2,0 - 5,3 \cdot 0,287^2 - 3,3 \cdot 0,287 \cdot 2,0 - 0,1 \cdot 2,0^2 = \\ = 201,6 \text{ МВт.}$$

Наносим на рис. 8.9 $t_{н.в} = +8^\circ\text{C}$, $N_3^{\text{эл}} = 201,6$ МВт, соединяем с точкой $N_3 = 170$ МВт при $t_{н.в} = -5^\circ\text{C}$ и получаем линию изменения мощности при работе по электрическому графику (область работы по электрическому графику). Площадь под линиями изменения N_3 дает выработку электроэнергии за отопительный сезон.

Для турбины Т-250-240 режим работы по тепловому графику соответствует режиму с отсечкой пара в ЦНД, когда задвижка на ресиверной трубе закрывается, а в ЦНД подается охлажденный пар верхнего теплофикационного отбора в количестве около 30 т/ч (в зависимости от давления верхнего отбора). Для этого режима имеем:

$$N_3 = 204,1 + 40,2 \cdot X_1 + 1,2 \cdot X_2 - 5,9 \cdot X_3 + 1,1 \cdot X_1 \cdot X_2 - 1,0 \cdot X_1 \cdot X_3 - 1,4 \cdot X_2^2. \quad (10.17)$$

При этом:

$$X_1 = \frac{Q_t - 314}{58,1}; 270 < Q_t < 370 \text{ МВт}; \\ X_2 = \frac{G_{с.в.} - 1940}{278}; 1500 < G_{с.в.} < 2400 \text{ кг/с}; \\ X_3 = \frac{t_{0.с} - 50}{5}; 42 < t_{0.с} < 54^\circ\text{C}.$$

В соответствии с приведенной характеристикой определена зависимость для удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении ε , кВт·ч/ГДж:

$$\varepsilon = 158 - 3,2 \cdot X_1 + 4,46 \cdot X_2 - 12,7 \cdot X_3 + 1,3 \cdot X_1 \cdot X_2 - 2,2 \cdot X_2^2 - 10,0 \cdot X_3^2. \quad (10.17a)$$

Пример 10.3. Выбор оптимального гидравлического режима градирен ТЭС с использованием упрощенных характеристик турбин, конденсаторов и градирен.

При недостаточной производительности охлаждающих устройств на ТЭС максимальной электрической нагрузки конденсационных паровых турбин принято добиваться увеличением до разрешенного максимума расхода охлаждающей воды через конденсаторы или, чаще, до разрешенной максимальной плотности орошения поверхности охладителей.

По характеристикам градирен максимум плотности орошения не соответствует максимуму охлаждения циркуляционной воды.

Для вычисления максимальной электрической нагрузки ТЭС упростим характеристики турбин и градирен до линейных зависимостей.

1. Температура циркуляционной воды, охлажденной в градирене,

$$t' = t'_0 + a_1 \cdot u,$$

где $t'_0 = t'_{x,x} + a \cdot \Delta t$; $a_1 = a_{01} + a_{10} \cdot \Delta t$;

где u – плотность орошения; Δt – охлаждение воды в градирене (нагрев в конденсаторе); отсюда:

$$t' = t'_{x,x} + a \cdot \Delta t + (a_{01} + a_{10} \cdot \Delta t) \cdot u. \quad (10.18)$$

Для градири $F = 1600 \text{ м}^2$; $t'_{x,x} = 22^\circ\text{C}$; $a = 0,2$; $a_{01} = 0,8^\circ\text{C} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{ч/т}$; $a_{10} = 0,06 \text{ м}^2 \cdot \text{ч/т}$; $u = 0,5 - 6,6 \text{ м}^3 / (\text{ч} \cdot \text{м}^2)$.

2. Электрическая мощность и расход теплоты на конденсационную турбину

$$Q_0 = Q_{x,x} + q \cdot N_3, \quad ,$$

отсюда $N_3 = (Q - Q_{x,x}) / q$; с учетом $A \cdot N_3 = Q_0 - Q_k$ получим

$$N_3 = (Q_k - Q_{x,x}) / (q - A). \quad (10.19)$$

Для турбины Т-110-130 $Q_{x,x} = 16 \text{ Гкал/ч}$; $q = 2,0 \text{ Гкал/(МВт} \cdot \text{ч)}$; $N_3 = 40 \div 110 \text{ МВт}$. Максимально допустимая температура циркуляционной воды на входе в конденсатор $t'_* = 33^\circ\text{C}$.

Из (10.18) следует, что

$$\Delta t = (t'_* - t'_{x,x} - a_{01} \cdot u) / (a + a_{10} \cdot u). \quad (10.20)$$

Так как $Q_k = G \cdot \Delta t = F \cdot u \cdot \Delta t$, подстановка (10.19) в (10.18) позволяет для режима с максимально допустимой температурой охлажденной воды получить соотношение

$$N_3 = \frac{F \cdot u \cdot (t'_* - t'_{x,x} - a_{01} \cdot u)}{(a + a_{10} \cdot u) \cdot (q - A)} - \frac{Q_{x,x}}{q - A}. \quad (10.21)$$

Максимум N_3 при варьировании параметра совпадает с максимумом Q_k .

Для вычисления максимума Q_k определим производную:

$$\partial N_3 / \partial u = -F [a_{01} \cdot a_{10} \cdot u^2 + 2 \cdot a \cdot a_{01} \cdot u - a \cdot (t'_* - t'_{x,x})] / (a + a_{10} \cdot u)^2. \quad (10.21a)$$

Из (10.20a) следует, что $\partial N_3 / \partial u = 0$, если:

$$a_{01} \cdot a_{10} \cdot u^2 + 2 \cdot a \cdot a_{01} \cdot u - a \cdot (t'_* - t'_{x,x}) = 0. \quad (10.22)$$

Решая это уравнение относительно u , получаем:

$$u_{\text{опт}} = -a/a_{10} + \sqrt{(a/a_{10})^2 + a \cdot (t'_* - t'_{\text{х.х}})/(a_{01} \cdot a_{10})}.$$

Отрицательное значение корня уравнения (10.22) не имеет физического смысла. Для турбины Т-110-130 с градирней $F=1600\text{м}^2 \cdot u_{\text{опт}} = 4.2 \text{ т}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$.

Увеличение электрической мощности при уменьшении плотности орошения от максимального до оптимального значения составляет 8,8 МВт (11,9%). С учетом ограничения давления отработавшего пара $P_{\text{к}} = 12 \text{ кПа}$ значение допустимой плотности орошения следует несколько увеличить (табл. 10.2).

Таблица 10.2

Результаты расчета

	$Q_{\text{к}}$, Гкал/ч	N , МВт	Δt , °С	$p_{\text{к}}$, кПа
При максимальном $u = 6,6 \text{ т}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$	100,7	74,4	10	10,6
При оптимальном $u = 4,2 \text{ т}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$	110,9	83,2	18	17
При допустимом $u = 5,3 \text{ т}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$	106,0	79,7	12	12

Оптимизация режимов оборудования, характеристики которого представлены упрощенными зависимостями, должна проводиться с проверкой целесообразности перераспределения нагрузок по более точным методикам. В данном случае использование типовых энергетических характеристик подтверждает выигрыш конденсационной максимальной мощности за счет уменьшения количества охлаждающей воды. Попутно получается выигрыш от уменьшения расхода на перекачку охлаждающей воды циркуляционными насосами.

10.4. Энергетические характеристики паровых котлов

Коэффициент полезного действия парового котла брутто зависит от ряда факторов: тепловой нагрузки $Q_{\text{п.к}}$, МВт; температуры питательной воды $t_{\text{п.в}}$, °С; коэффициента избытка воздуха в режимном сечении за конвективным пароперегревателем $\alpha''_{\text{пп}}$; температуры холодного воздуха $t_{\text{х.в}}$, °С; коэффициента рециркуляции дымовых газов r ; присосов воздуха в тракте режимного сечения – дымососа $\Delta\alpha$.

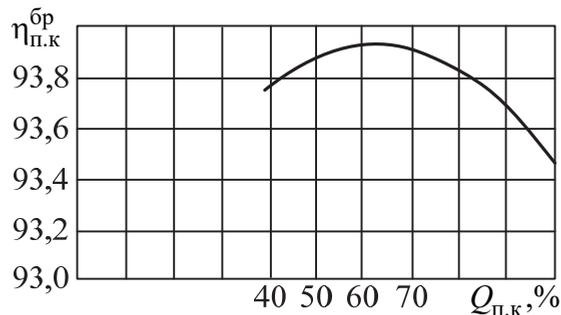
Таким образом, можно записать:

$$\eta_{\text{п.к}}^{\text{бр}} = f(Q_{\text{п.к}}, t_{\text{п.в}}, \alpha''_{\text{пп}}, t_{\text{х.в}}, r, \Delta\alpha).$$

В таблице 10.3 в качестве примера приведены данные из типовой характеристики котла ТГМП-314 при работе на природном газе. Из перечисленных факторов решающим является тепловая нагрузка. На рисунке 10.4 приведен график $\eta_{\text{п.к}}^{\text{бр}} = f(Q_{\text{п.к}})$ в соответствии с табл. 10.1. На рисунке 10.5 дана зависимость $N_{\text{п.к}}^{\text{с.н}}$ от нагрузки котла.

Характеристики котла ТГМП-314

Показатель типовой характеристики парового котла	Теплопроизводительность $Q_{п.к}^{бр}$, МВт, (%)						
	274 (40)	342,5 (50)	410 (60)	480 (70)	553 (80)	621 (90)	685 (100)
Паропроизводительность $D_{пс}$, т/ч	380	475	570	665	760	855	950
Температура холодного воздуха $t_{х.в}$, °С	10	10	10	10	10	10	10
Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_{в.п}$, °С	16	15	15	14	14	14	17
Коэффициент рециркуляции дымовых газов r , %	25	20	15	11	8	6	5
Температура питательной воды $t_{п.в}$, °С	227	238	246	254	261	267	271
Температура уходящих газов $t_{ух}$, °С	116,5	116,5	117,6	119,9	123,5	128,3	134,4
Коэффициент избытка воздуха в режимном сечении $\alpha''_{шт}$	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
Присосы воздуха на тракте: режимное сечение – дымосос $\Delta\alpha$	0,3	0,29	0,27	0,26	0,25	0,23	0,22
Потери теплоты с уходящими газами q_2 , %	5,73	5,69	5,73	5,81	5,92	6,08	6,36
Потери теплоты в окружающую среду q_5 , %	0,5	0,4	0,33	0,29	0,25	0,22	0,20
Коэффициент полезного действия брутто $\eta_{п.к}^{бр}$, %	93,77	93,91	93,90	93,90	93,83	93,70	93,44
Суммарная мощность механизмов собственных нужд котла $N_{п.к}^{с.н}$, МВт	1,8	2,0	2,25	2,5	2,8	3,25	4,25

Рис. 10.4. Зависимость КПД котла брутто $\eta_{п.к}^{бр}$ от тепловой нагрузки котла $Q_{п.к}$

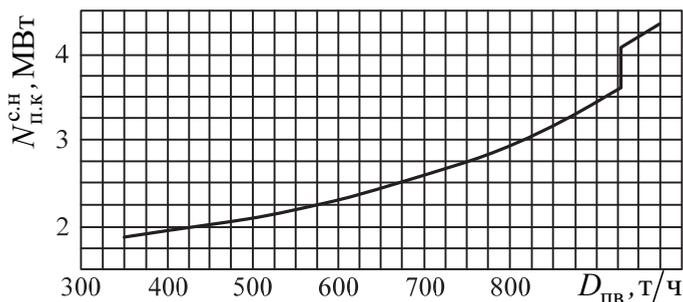


Рис. 10.5. Зависимость суммарной электрической нагрузки собственных нужд котла ТГМП-314 при работе на газе от расхода питательной воды

В качестве еще одного примера приведем аналитическую характеристику двухкорпусного пылеугольного котла энергоблока 200 МВт $\eta_{п.к}^{бр} = f(Q_{п.к}, t_{п.в}, \alpha''_{пп}, t_{х.в}, A^{п.р})$, полученную путем обработки опытных данных; для корпуса с неработающей пылесистемой (т.е. без сброса водяных паров в топку):

$$\eta_{п.к}^{бр} = 93,3 - 0,13 \cdot X_1 - 0,78 \cdot X_2 - 0,23 \cdot X_3 - 0,64 \cdot X_4 - 0,2 \cdot X_1^2 - 0,14 \cdot X_1 \cdot X_2 - 0,1 \cdot X_3^2 - 0,14 \cdot X_4^2 - 0,1 \cdot X_5^2, \quad (10.23)$$

$$\text{где } X_1 = \frac{Q_{п.к} - 221}{23,2}; \quad X_2 = \frac{\alpha''_{пп} - 1,4}{0,1}; \quad X_3 = \frac{t_{п.в} - 210}{10}; \quad X_4 = \frac{t_{х.в} - 40}{10}; \quad X_5 = \frac{A^{п.р} - 3}{1,0}.$$

Пример 10.4. Подсчитаем $\eta_{п.к}^{бр}$ для некоторого режима корпуса котла:

$$Q_{п.к} = 244,2 \text{ МВт}; \quad X_1 = \frac{244,2 - 221}{23,2} = +1,0;$$

$$\alpha''_{пп} = 1,5; \quad X_2 = \frac{1,5 - 1,4}{0,1} = +1,0;$$

$$T_{п.в} = 205^\circ\text{C}; \quad X_3 = \frac{205 - 210}{10} = -0,5;$$

$$t_{х.в} = 50^\circ\text{C}; \quad X_4 = \frac{50 - 40}{10} = +1,0;$$

$$A^{п.р} = 4,0; \quad X_5 = \frac{4 - 3}{1,0} = +1;$$

$$\eta_{п.к}^{бр} = 93,3 - 0,13 - 0,78 + 0,115 - 0,64 - 0,2 - 0,14 - 0,025 - 0,14 - 0,1 = 92,745\%.$$

10.5. Энергетические характеристики ГТУ

Расчет тепловой схемы энергетической газотурбинной установки в переменных режимах весьма сложная задача. В полном объеме она выполняется фирмами-изготовителями установки с использованием собственных расчетных методов, стендовых испытаний, моделирования и результатов замера характеристик первых опытных образцов. Их используют и по ним оценивают возможности той или иной ГТУ. При наличии информации энергетические показатели ГТУ для различных режимов работы можно определить, аппроксимируя информацию фирм-изготовителей оборудования.

Характеристики ГТУ при номинальной нагрузке можно описать полиномами с использованием многочленов второго и третьего порядков:

$$F(T_{\text{нв}}) = \sum_{i=0}^n a_i T_{\text{нв}}^i \quad (10.24)$$

либо:

$$F(T_{\text{нв}}) = F_0 \cdot \sum_{i=0}^n b_i T_{\text{нв}}^i, \quad (10.25)$$

где F_0 – номинальная характеристика ГТУ по условиям международной организации по стандартизации ИСО 2314 (1013,25 мбар, 15°C, относительная влажность 60%, Δp на входе = 0, Δp на выходе = 0).

К примеру, для энергетической ГТУ средней мощности компании Сименс можно получить следующие зависимости:

– электрическая нагрузка ГТУ:

$$N_3^{\Gamma} = 24,6 \cdot (1,075 - 3,182 \cdot 10^{-3} \cdot T_{\text{нв}} - 1,017 \cdot 10^{-4} \cdot T_{\text{нв}}^2 - 1,494 \cdot 10^{-6} \cdot T_{\text{нв}}^3), \text{ МВт};$$

– электрический КПД ГТУ:

$$\eta_3^{\Gamma} = 34,2 \cdot (1,006 - 4,002 \cdot 10^{-4} \cdot T_{\text{нв}}) \%,$$

– расход газов за ГТУ:

$$G_{\text{кт}} = 79,2 \cdot (1,057 - 3,52 \cdot 10^{-3} \cdot T_{\text{нв}} - 1,97 \cdot 10^{-5} \cdot T_{\text{нв}}^2), \text{ кг/с};$$

– температура газов за ГТУ:

$$T_k = 534 \cdot (0,9887 + 7,003 \cdot 10^{-4} \cdot T_{\text{нв}} + 2,727 \cdot 10^{-6} \cdot T_{\text{нв}}^2), \text{ }^\circ\text{C}.$$

Для характеристик некоторых энергетических газотурбинных установок характерно наличие излома параметров работы при определенной температуре наружного воздуха $T_{\text{изл}}$. Это объясняется ограничениями по максимально-возможной электрической нагрузке генератора ГТУ. В таком случае описание характеристик установки состоит из двух уравнений, каждое из которых корректно для определенного интервала температур:

$$\begin{cases} F(T_{\text{нв}}) = \sum_{i=0}^n c_i T_{\text{нв}}^i, & \text{при } T_{\text{нв}} < T_{\text{изл}} \\ F(T_{\text{нв}}) = \sum_{i=0}^n d_i T_{\text{нв}}^i, & \text{при } T_{\text{нв}} > T_{\text{изл}}. \end{cases} \quad (10.26)$$

Так, например, характеристики зарубежной энергетической ГТУ средней мощности, аппроксимированные с учетом излома, представлены в табл. 10.4. Коэффициенты c_i , d_i характеристик ГТУ.

Таблица 10.4

Характеристики ГТУ

Параметр	Коэффициент	Степень полинома			
		0	1	2	3
Электрическая мощность ГТУ, МВт	c_i	70	0	0	0
	d_i	68,10	-0,3448	-7,119×10-4	0
Электрический КПД ГТУ, %	c_i	36,29	-0,01232	-1,136×10-4	0
	d_i	36,22	-0,02821	-1,430×10-3	1,354×10-5
Расход газов на выхлопе ГТУ, кг/с	c_i	211,66	1,736	0,08334	1,371×10-3
	d_i	200,99	-0,5386	-2,984×10-3	0
Температура газов на выхлопе ГТУ, °C	c_i	522,6	0,2757	-1,544×10-3	4,856×10-6
	d_i	522,7	0,3074	-3,768×10-3	7,829×10-5

Примечание: коэффициенты c_i для $T_{\text{нв}} < -60^\circ\text{C}$; d_i для $T_{\text{нв}} \geq -60^\circ\text{C}$.

В случае если необходимо произвести аппроксимацию зависимостей параметров ГТУ не только от температуры наружного воздуха, но и от ее нагрузки, пользуются более сложными зависимостями. В общем виде они могут быть представлены в виде:

$$F(T_{\text{нв}}, \bar{N}) = \sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^n (a_{i,j} T_{\text{нв}}^i \cdot \bar{N}^j), \quad (10.27)$$

где \bar{N} – относительная нагрузка ГТУ.

Так, например, при определении зависимости электрического КПД зарубежной энергетической ГТУ средней мощности получены следующие значения коэффициента $a_{i,j}$ для полинома при $n=3$:

$$a_{i,j} = \begin{bmatrix} -0,5044\text{E}+01 & 0,1233\text{E}+03 & -0,1355\text{E}+03 & 0 \\ -0,4125\text{E}-01 & 0 & 0,2722\text{E}-02 & 0 \\ -0,1411\text{E}-02 & 0 & 0,6003\text{E}-03 & -0,8318\text{E}-04 \\ 0 & 0,5231\text{E}+02 & -0,8317\text{E}-04 & 0,8372\text{E}-04 \end{bmatrix}.$$

В этом полиноме среднеквадратичное отклонение при аппроксимации равно 0,22%, что вполне удовлетворяет точность расчетов. Проведенные исследования показали, что дальнейшее увеличение максимальной степени полинома не приводит к повышению точности определения параметров.

Контрольные вопросы и задания

1. Что входит в понятие энергетических характеристик ТЭС ?
2. Расскажите, как определяются энергетические характеристики основного оборудования ТЭС.
3. В чем особенность определения энергетических характеристик ГТУ ?
4. Приведите пример использования энергетических характеристик.

Глава 11. СОСТАВЛЕНИЕ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПАРОТУРБИННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

11.1. Содержание, основы составления и примеры принципиальной тепловой схемы

Принципиальная тепловая схема (ПТС) электростанции определяет основное содержание технологического процесса преобразования тепловой энергии на электростанции. Она включает основное и вспомогательное теплоэнергетическое оборудование, участвующее в осуществлении этого процесса и входящее в состав пароводяного тракта электростанции.

На чертеже, изображающем ПТС, показывают теплоэнергетическое оборудование вместе с линиями (трубопроводами) пара, воды, конденсата и других теплоносителей, связывающими это оборудование в единую установку. Принципиальная тепловая схема изображается обычно как одноагрегатная и однолинейная схема, одинаковое оборудование изображается в схеме условно 1 раз: линии технологической связи одинакового назначения также показывают в виде одной линий, т. е. каждый элемент данного рода показывают в ПТС 1 раз.

Принципиальная тепловая схема КЭС ввиду блочной структуры электростанции является, как правило, ПТС энергоблока. В ее состав, кроме основных агрегатов и связывающих их линий пара и воды, входят: регенеративные подогреватели высокого и низкого давления, деаэратор питательной воды, трубопроводы отборного пара к подогревателям, питательная установка, включающая обычно питательные и бустерные насосы и их привод, конденсатные и дренажные насосы, блочная обессоливающая установка.

При термической водоподготовке в схему включают испарительную установку. На первых энергоблоках КЭС принято устанавливать сетевую подогревательную установку для отопления зданий жилого поселка и служебных помещений электростанций.

Для мощных энергоблоков характерно использование паротурбинных приводов питательных насосов, а для котлов под наддувом и приводных паровых турбин-воздуходувок. Во вновь проектируемых турбоустановках первые два ПНД после конденсатора – смешивающего типа для повышения надежности и экономичности схемы. В связи с этим число ступеней конденсатных насосов увеличивается до трех.

В зависимости от вида сжигаемого топлива в тепловую схему включают: калориферную установку предварительного подогрева котельного воздуха на отборном паре или с использованием горячего конденсата ПНД; линии отвода пара на разогрев топлива и на его предварительную подсушку.

При составлении ПТС решают вопрос о схеме отвода дренажей греющего пара (каскадную или с дренажными насосами), о наличии в регенеративных подогревателях охладителей пара и дренажа, об использовании в деаэраторах питательной воды постоянного или скользящего давления и выборе этого давления, об использовании протечек пара из уплотнений роторов турбины, стопорных и регулирующих клапанов, протечек уплотнений питательных и бустерных насосов в системе регенеративного подогрева воды.

На рисунках 11.1–11.4 показаны примеры ПТС серийных конденсационных энергоблоков.

Принципиальная тепловая схема теплоэлектроцентрали имеет ряд особенностей по сравнению с ПТС КЭС. Для ТЭЦ с однотипными турбоагрегатами (чаще всего типа Т) составляют схему данной турбоустановки. На ТЭЦ с промышленной и отопительной нагрузкой часто устанавливают теплофикационные турбоагрегаты двух или трех различных типов (ПТ, Р, Т), технологически связанные между собой. Так, общими являются линии промышленного отбора пара турбин ПТ и Р, линии обратного конденсата внешних потребителей, добавочной воды, подпиточной воды тепловой сети. Сетевые подогревательные установки выполняют индивидуальными у каждого турбоагрегата Т и ПТ, а магистрали прямой и обратной сетевой воды и пиковые водогрейные котлы являются общими для всей ТЭЦ.

В схеме с разнотипными турбоустановками предусматривают преимущественно один тип паровых котлов, а теплофикационные турбоагрегаты на сверхкритических параметрах пара работают по блочному принципу.

При проектировании ТЭЦ необходимо в результате расчета ПТС уточнить состав ее основного и вспомогательного оборудования в соответствии с заданными значениями электрической и тепловой нагрузки. На рисунках 11.1–11.3 показаны примеры принципиальных тепловых схем ТЭЦ с серийными советскими теплофикационными турбоагрегатами.

Принципиальная тепловая схема атомной электростанции содержит ряд элементов общего характера для любой тепловой электростанции, какой является и АЭС. Вместе с тем в схеме отражены и элементы, свойственные технологическому процессу и работе турбоустановок на насыщенном или слабоперегретом паре. Облик тепловой схемы АЭС в значительной мере определяется типом ядерного реактора.

Установка на АЭС водо-водяных корпусных реакторов типов ВВЭР-1000, ВВЭР-2000 предполагает применение двухконтурной тепловой схемы, где к первому контуру относят сам ядерный реактор с его установками по обеспечению надежной и бесперебойной эксплуатации, главные циркуляционные насосы (ГЦН), парогенераторы и связывающие их с реактором водяные трубопроводы в виде самостоятельных петель, количество которых обычно выбирают от трех до шести. Второй контур питается паром парогенераторов и включает турбогенераторные установки с их вспомогательными элементами.

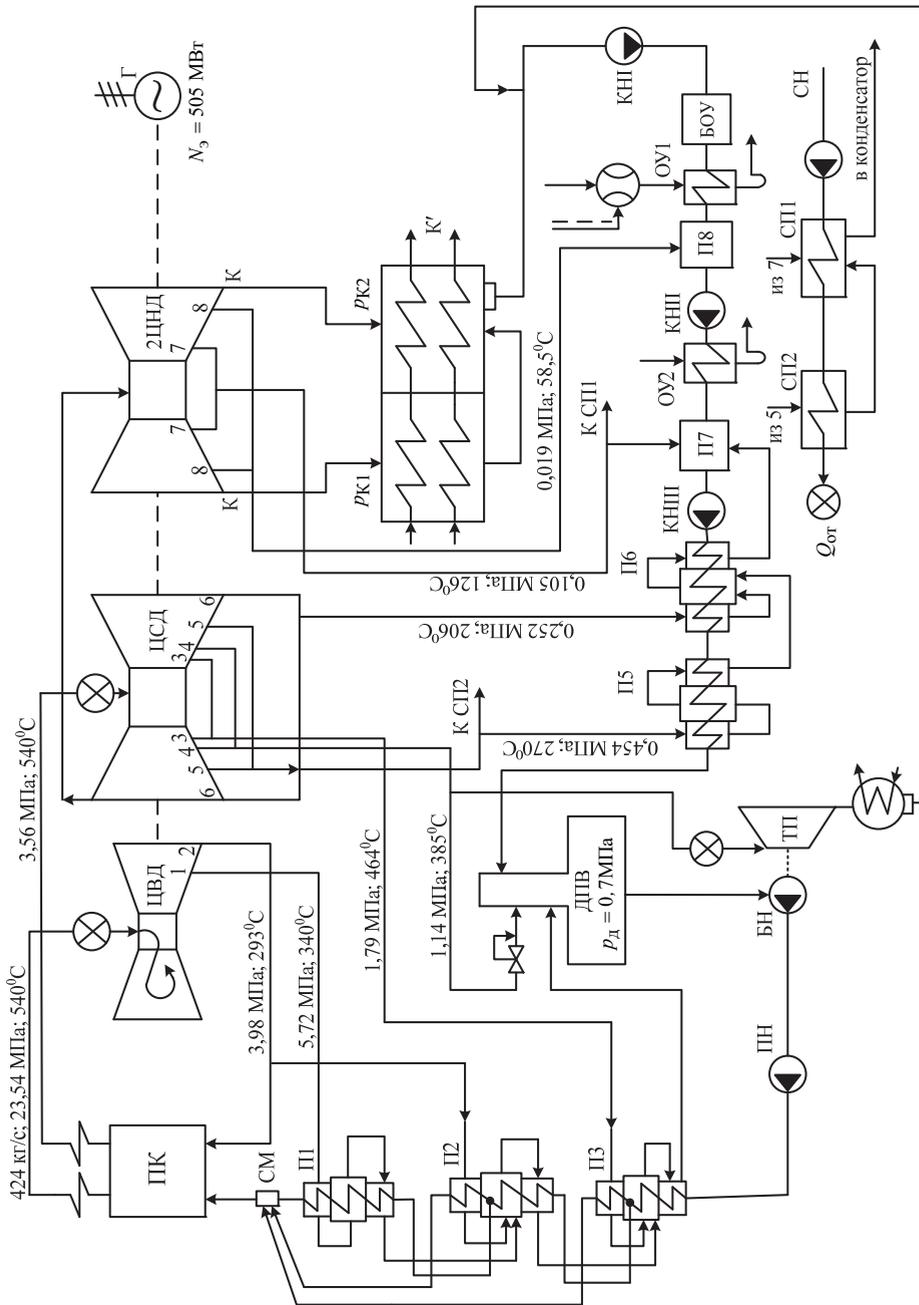


Рис. 11.1. ПТС энергоблока с турбоустановкой К-500-240-4

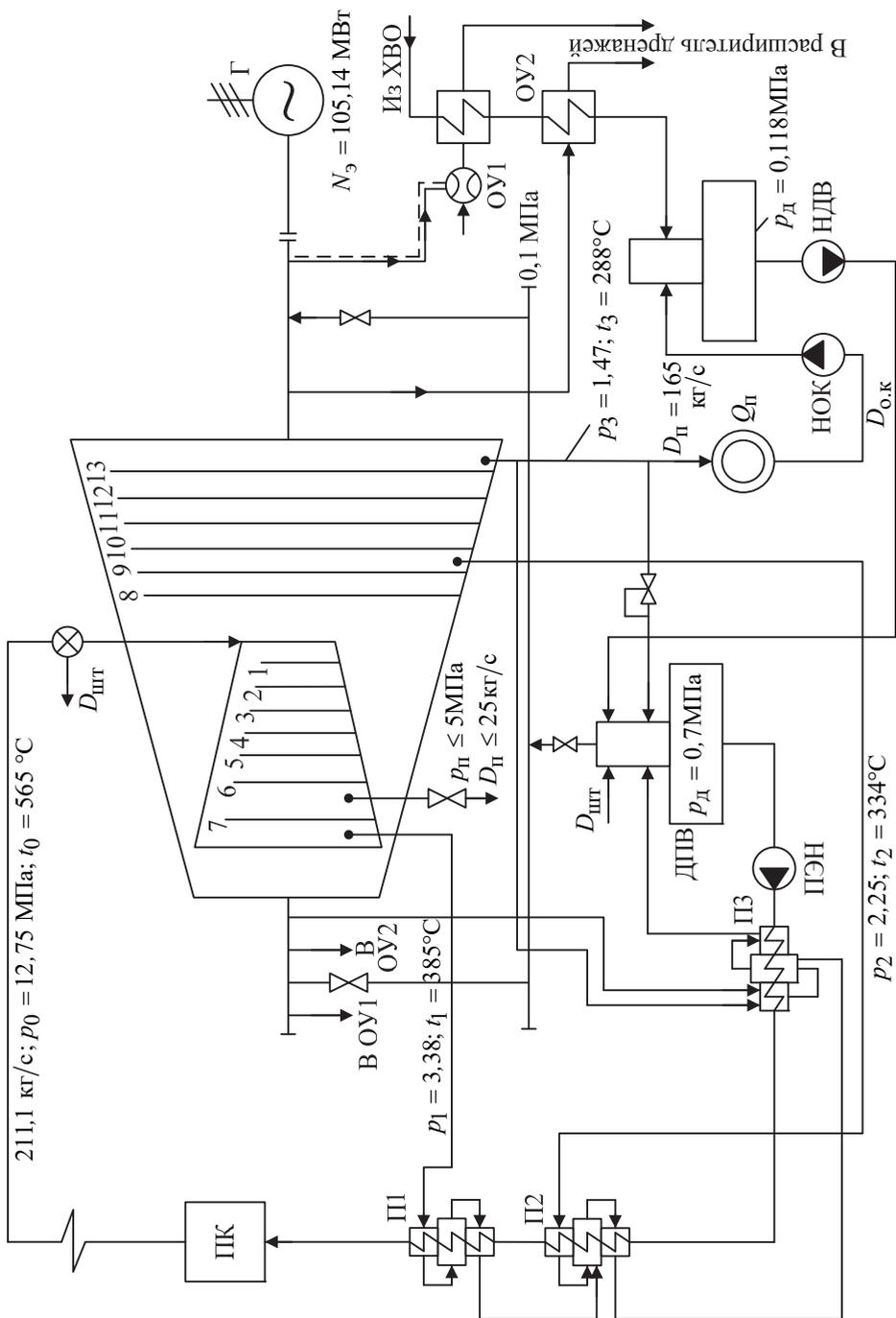


Рис. 11.2. ПТС ТЭЦ с турбоустановкой Р-100-130/15

Применение реакторов на быстрых нейтронах (бридеров) с целью совершенствования топливного цикла АЭС связано в настоящее время с использованием жидкого натрия в качестве теплоносителя и с внедрением на таких АЭС трехконтурной тепловой схемы.

При определенном значении разделительного давления за ЦВД турбоустановки АЭС устанавливается сепаратор влаги и одноступенчатый или двухступенчатый паровой промежуточный перегреватель пара (СПП).

Система регенеративного подогрева питательной воды включает от четырех до пяти ПНД, деаэратор и от одного до трех ПВД.

В новых тепловых схемах турбоустановок АЭС намечен переход к одноступенчатому промежуточному перегреву пара, что упрощает и удешевляет СПП, но сопровождается энергетической потерей. Для снижения этой потери дренаж греющего пара из СПП вводят в смеситель после ПВД.

Повышение давления пара в деаэраторе с 0,7 до 1,3 МПа позволяет сократить число ПВД с трех до одного, а в отдельных случаях и отказаться от них. Первые ПНД по ходу конденсата рекомендуется выполнять смешивающего типа.

На рисунке 11.4 показан пример принципиальной тепловой схемы АЭС с конденсационной турбиной и реактором ВВЭР-1000.

11.2. Методика расчета принципиальной тепловой схемы КЭС

Основная цель расчета ПТС проектируемого конденсационного энергоблока (электростанции) заключается в определении технических характеристик теплового оборудования (расходов пара, воды и топлива) и энергетических показателей энергоблока (электростанции) и его частей (КПД и удельных расходов теплоты и топлива). ПТС при проектировании рассчитывается при максимальной (номинальной) мощности энергоблока (электростанции) N_3 . Эта величина является исходной в расчете и определяет выбор оборудования энергоблока (электростанции).

Расчет ПТС выполняют в определенной последовательности.

Первый этап расчета заключается в определении состояний водяного пара в ступенях турбины. Для этого строят процесс работы пара в турбине в h, S -диаграмме. Исходными данными для построения процесса служат полученные в результате технико-экономических расчетов значения начального давления и температуры пара перед турбиной, давления и температуры промежуточного перегрева пара, конечного давления отработавшего пара в конденсаторе турбины. Кроме того, необходимо знать значения внутреннего относительного КПД отдельных отсеков (группы ступеней) турбины. Значения η_{oi} отсеков типовых турбин определяют по расчетным данным заводов-изготовителей, материалам испытаний и эксплуатации. КПД турбин новых типов (с новыми параметрами пара или

повышенной мощности) при расчете ПТС определяют оценочно, приближенно по аналогии с известными типами турбин в зависимости от объемного пропуска и перепада давлений пара в данном отсеке.

Давление пара в регенеративных отборах турбины на данном этапе определяют по результатам оптимального распределения регенеративного подогрева воды.

Второй этап расчета ПТС, как и первый, носит подготовительный характер и имеет целью составление сводной таблицы параметров пара и воды в турбоустановке. Ее составляют по результатам построения рабочего процесса пара в турбине и на основании расчета оптимального распределения регенеративного подогрева воды между ступенями. При этом давление первого отбора пара из ЦВД выбирают в зависимости от технико-экономического обоснования оптимальной температуры питательной воды $t_{п.в}^{опт}$. Одним из регенеративных отборов, обычно вторым, является отбор из противодавления ЦВД, из холодной линии промежуточного перегрева. В подогреватель №3 поступает пар с наибольшим перегревом. При обычной схеме включения пароохладителя этого подогревателя вследствие большей необратимости процесса теплообмена в горячей ступени применяют подогрев в холодной ступени (паром за ЦВД) $\tau_2 > \tau_3$, а именно $\tau_2 = \beta_{2,3} \tau_3 = (1,3 - 1,7) \cdot \tau_3$. Наглядно это можно объяснить также тем, что отбор пара в горячей ступени уменьшается, вследствие чего пропуск пара в конденсатор турбины и потери теплоты в нем возрастают.

Один из изложенных ранее аналитических методов распределения значений τ_2 и τ_3 – метод индифферентной точки. Его использование предполагает предварительное определение следующих значений:

- 1) подогрева воды в питательном насосе (v , м³/т; p , МПа):

$$\tau_{п.н} = \frac{H_{п.н}}{\eta_{п.н}} = \frac{v \cdot (p_{п.н} - p_{в})}{\eta_{п.н}}. \quad (11.1)$$

Гидравлический КПД насоса $\eta_{п.н}$ можно принять 0,85;

- 2) доли расхода питательной воды:

$$\alpha_{п.в} = \alpha_{п.к} + \alpha_{пр} = \alpha_0 + \alpha_{пр}; \quad (11.2)$$

3) доли расходов пара на ПВД из ЦВД турбины (протечки пара из уплотнений не учтены):

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_{п.в} \cdot \tau_1 \cdot \eta_{п1}^{-1}}{q_1}; \quad (11.3)$$

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_{п.в} \cdot \tau_2 \cdot \eta_{п2}^{-1} - \alpha_1 \cdot (h_{др1} - h_{др2})}{q_2}; \quad (11.3a)$$

4) внутреннего абсолютного КПД условной конденсационной турбины, состоящей из одного ЦВД:

$$\eta_i^{пвд} = \frac{\alpha_0 \cdot (h_0 - h_1) + (\alpha_0 - \alpha_1) \cdot (h_1 - h_{п.н}^0)}{\alpha_0 \cdot (h_0 - h_{пв})}, \quad (11.4)$$

где $\alpha_0 = 1$;

5) разности между энтальпией пара на входе в ЦСД и энтальпией пара в индифферентной точке:

$$H_{и} = \eta_i^{цвд} \cdot (h_{п.п} - h_{п.п}^0) \cdot (1 - \alpha_1 - \alpha_2). \quad (11.5)$$

Далее определяют параметры пара в индифферентной точке и распределяют подогрев воды в ступенях 3, 4, ..., z по геометрической прогрессии:

$$\frac{\tau_{и}}{\tau_3} = \frac{\tau_3}{\tau_4} = \dots = \frac{\tau_{z-1}}{\tau_z} = \frac{q_{и}}{q_3} = \frac{q_3}{q_4} = \dots = \frac{q_z}{q_k} = m, \quad (11.6)$$

где $\tau_{и} = h'_{и} - h_{вз}$ и $q_{и} = h_{и} - h'_{и}$, кДж/кг.

При включении пароохладителя третьего подогревателя по схемам Виолени или Рикара-Некольного принимают $\tau_2 \approx \tau_3$.

При известном давлении пара в деаэраторе и давлении промежуточного перегрева $p_{п.п} = p_2$ сумма $\tau_2 + \tau_3$ известна. В этом случае распределение подогрева осуществляют для ступеней 4, 5, ..., z по геометрической прогрессии:

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{\tau_4}{\tau_5} = \dots = \frac{\tau_{z-1}}{\tau_z} = m, \quad (11.7)$$

соблюдая условие $p_{и} > p_3$.

Давление пара за ЦСД турбины по возможности согласуется с оптимальным распределением подогрева воды по ступеням, составляя примерно 0,2–0,3 МПа.

По температурам основного конденсата и питательной воды за регенеративными подогревателями $t_{вг}$, °С, и значениям недогрева в них θ_r , °С, определяют температуру насыщения и, следовательно, давление греющего пара p_r , МПа, перед подогревателями. Учитывая падение давления в паропроводах от турбины до подогревателя в размере 5–7% от давления пара в отборе, устанавливают давление пара p , МПа, в отборах турбины. После этого завершают построение процесса работы пара в турбине.

В сводную таблицу входят значения параметров пара начальных, промежуточного перегрева и конечных; давления и температуры пара в отборах турбины и у подогревателей; параметров воды, а также значения подогревов воды в регенеративных подогревателях τ_r , кДж/кг, и теплоты, отдаваемой греющим паром при конденсации $q_r = h_r - h_{дрr}$, кДж/кг, при наличии охладителей дренажа. Значения конечных недогревов воды в подогревателях θ_r должны учитывать установку пароохладителей.

При составлении сводной таблицы параметров процесса потери при дроселировании пара в стопорных и регулирующих клапанах турбины принимают в размере $p'_0 = (0,95 \div 0,97) \cdot p_0$, потери давления пара в тракте промежуточного перегрева, включая отсечные клапаны ЦСД, оценивают в размере $(0,12 \div 0,13) \cdot p_{п.п}^0$; потери давления пара в ресиверных трубах между ЦСД и ЦНД принимают в размере 2% давления пара за ЦСД. Давление питательной воды за питательным насосом $p_{п.н} \approx 1,3 \cdot p_0$, а потеря давления воды в каждом ПВД составляет $\Delta p_{пвд} \approx 0,2 \div 0,5$ МПа. Давление воды за конденсатными насосами перед поверхностными ПНД $p_{к.н} \approx 2 \div 3$ МПа, а потеря давления воды в каждом поверхностном ПНД $\Delta p_{пнд} \approx 0,10$ МПа. Остаточный перегрев в пароохладителях при-

нимают $\theta_{\text{по}} = 10 \div 15^\circ\text{C}$, температурный напор на холодном конце в охладителях дренажа $\theta_{\text{о.д}} \approx 10^\circ\text{C}$. Рассеяние теплоты регенеративными подогревателями в окружающую среду оценивают коэффициентом $\eta_{\text{пн}} = 0,991 \div 0,999$ (в зависимости от параметров пара).

Третий этап расчета ПТС заключается в составлении соотношений материальных балансов потоков пара, конденсата и воды.

$$D_0 = \sum D_r + \sum D_y + \sum D_e + D_{\text{к}}^{\text{п}} + D_{\text{ут}}, \quad (11.8)$$

где D_0 – расход свежего пара на турбину; $\sum D_r$ – расход пара регенеративных отборов; $\sum D_y$ – расход пара протечек через уплотнения; $\sum D_e$ – расход пара на подсушку топлива, привод питательных насосов и воздуходувок, подогрев топлива и воздуха для парового котла и т.п.; $D_{\text{к}}^{\text{п}}$ – пропуск пара в конденсатор.

Пар после промежуточного перегрева возвращается полностью в турбину, а потери пара и воды от утечек через неплотности и по другим причинам $D_{\text{ут}}$ условно относят к регенеративным отборам пара или к потоку конденсата.

Паровой баланс энергоблока:

$$D_{\text{п.к}} = D_0. \quad (11.9)$$

Баланс питательной воды барабанного парового котла

$$D_{\text{пр}} = D_{\text{п.к}} + D_{\text{пр}}, \quad (11.10)$$

где $D_{\text{пр}}$ – расход продувочной воды.

Баланс добавочной воды определяется потерями рабочего тела – внутренними $D_{\text{вн}}$ и внешними $D_{\text{внш}}$:

$$D_{\text{д.в}} = \sum D_{\text{пот}} = D_{\text{вн}} + D_{\text{внш}}, \quad (11.11)$$

где $D_{\text{вн}} = D_{\text{ур}} + D'_{\text{пр}}$; $D'_{\text{пр}}$ – поток продувочной воды из расширителя продувки. При установке испарителей общий расход добавочной воды возрастает на расход продувки испарителей $D''_{\text{пр}}$.

Принципиальную тепловую схему конденсационного энергоблока удобно рассчитывать, принимая расход свежего пара на турбину за единицу и выражая остальные потоки пара и воды в долях от D_0 , т.е. принимая $\alpha_r = D_r/D_0$; $\alpha_y = D_y/D_0$; $\alpha_{\text{к}}^{\text{п}} = D_{\text{к}}^{\text{п}}/D_0$; $\alpha_{\text{ур}} = D_{\text{ур}}/D_0$; $\alpha_{\text{п.к}} = D_{\text{п.к}}/D_0$; $\alpha_{\text{п.в}} = D_{\text{п.в}}/D_0$; $\alpha_{\text{пр}} = D_{\text{пр}}/D_0$ и т.д. При этом значения $\alpha_{\text{п.к}}$ и $\alpha_{\text{п.в}}$ больше или равны единице, все остальные – правильные дроби.

Целесообразно при необходимости устанавливать на энергоблоках КЭС сетевые подогреватели для отпуска теплоты на отопление жилого поселка и помещений электростанции. В этом случае по заданному значению отопительной нагрузки $Q_{\text{от}}$ определяют расходы пара на верхнюю и нижнюю ступени сетевой установки. Подогрев воды в этой установке принимают обычно от 70 до 130°C , распределяя его примерно поровну между ступенями. Для питания паром этих подогревателей подбирают отборы с соответствующими давлениями и с учетом недогрева воды в подогревателях на $3-7^\circ\text{C}$.

Расходы пара на сетевые подогреватели определяют в долях общего расхода пара на турбину следующим образом. Принимают $D_0 = \beta_p \cdot D_{0(k)}$, где $\beta_p = 1/(1 - \sum y_i \cdot \alpha_i) = 1,25-1,35$ в зависимости от температуры питательной воды за турбоустановкой;

$$D_{0(k)} = \frac{3600 \cdot N_a}{H_{ki} \cdot \eta_m \cdot \eta_T}; \quad (11.12)$$

здесь H_{ki} – действительный теплоперепад конденсационного потока пара.

Доля отбора пара для отпуска теплоты определяется по принятым оценкам: $\alpha_{от} = D_{от}/D_0$ и подлежит уточнению последовательными приближениями.

Четвертый этап расчета заключается в составлении, последовательном и совместном решении уравнений теплового баланса теплообменников ПТС с целью определения долей расходов пара на них и уточнения некоторых параметров схемы. Это важнейший этап расчета ПТС.

Если в тепловую схему включены дополнительные элементы – расширители продувки, испарительная установка, установка предварительного подогрева котельного воздуха в калориферах, подсушка и подогрев топлива и т.п., их расчет предшествует расчету регенеративных подогревателей или выполняется совместно с ним.

Поскольку расход свежего пара на турбину принят за единицу и значение $\alpha_{п.в}$ также известно, расчет подогревателей регенеративной системы проводят, начиная с верхних отборов (группа ПВД) с дальнейшим переходом к группе ПНД.

Группа подогревателей высокого давления (ПВД). Подогреватели рассчитывают, начиная с ПВД1, а затем переходят к расчету тепловых балансов ПВД-2 и ПВД-3, учитывая каскадный слив дренажей греющего пара вплоть до деаэратора питательной воды (ДПВ).

Иногда в тепловых схемах энергоблоков пароохладитель ПВД3 включают по схеме Виолен или Рикара-Некольного. В этом случае определяют $q_3^0 = h_3^0 - h_{др3}$, кДж/кг, где h_3^0 – энтальпия пара третьего отбора после встроенного пароохладителя ПО-3, включенного по схеме Виолен. Принимают $t_3^0 \approx t_{в1} + 10^\circ\text{C}$ и $p_3^0 \approx 0,98 \cdot p_3'$. Подогрев воды в ПВД-3 равен $t_3 = h_{в3} - (h_{в4} + \tau_{п.н})$, кДж/кг.

Уравнение теплового баланса для определения расхода пара на поверхностный ПВД имеет вид:

$$\alpha_{пг} = \frac{\alpha_{п.в} \cdot \tau_r \cdot \eta_{пг}^{-1} - \sum \alpha_{др(r-1)} \cdot (h_{др(r-1)} - h_{дрr})}{q_r}. \quad (11.13)$$

При наличии дополнительных потоков пара, подводимых к ПВД, их следует также учесть в тепловом балансе.

Питательная установка блока. Отбор пара на приводную турбину питательного и бустерного насосов (при наличии общего привода)

$$\alpha_{т.п} = \frac{\alpha_{п.в} \cdot v_{ср} \cdot (p_{п.н} - p_{в})}{H_i^{т.п} \cdot \eta_n \cdot \eta_M^{т.п}}. \quad (11.14)$$

Можно принять КПД насосов $\eta_n \approx 0,83$, механический КПД приводной турбины $\eta_M^{т.п} \approx 0,99$. Теплоперепад пара в приводной турбине $H_i^{т.п} = h_3 - h_K^{т.п}$. Давле-

ние воды перед питательным насосом принимают при совместном приводе бустерного и питательного насосов от общей приводной турбины $p_v = p_{н.в} + \Delta p_k$, МПа. Давление $p_{н.в}$ соответствует температуре насыщения жидкости перед насосом, а запас давления для предотвращения кавитации обычно принимают $\Delta p_k \approx 0,9$ МПа.

Деаэратор питательной воды. При расчете смешивающих подогревателей, каким является деаэратор, следует использовать уравнения материального и теплового балансов, из которых определяют сначала долю отбора пара, а затем долю подвода воды (основного конденсата) $\alpha_{кд}$. В уравнениях балансов деаэратора необходимо учитывать все потоки пара и воды, подводимые к нему и отводимые от него. В частности, нужно учитывать дренаж из ПВД, пар из штоков стопорных и регулирующих клапанов, из концевых уплотнений турбины, пар, отбираемый на эжектор охладителя уплотнений и на концевые уплотнения турбины, и т.п.

Группа подогревателей низкого давления. Расход пара на верхний ПНД определяют из его уравнения теплового баланса:

$$\alpha_{пр} = \frac{\alpha_{кд} \cdot \tau_r \cdot \eta_{пр}^{-1}}{q_r} \quad (11.15)$$

Расчет остальных ПНД проводят в зависимости от типа подогревателя (поверхностный или смешивающий) с учетом имеющихся смесителей. В этом случае температура конденсата после смесителя неизвестна, поэтому нужно составить и совместно решать уравнения балансов теплоты и расхода рабочего тела как соответствующих ПНД, так и смесителя.

При расчете ПНД определяют в итоге расходы пара на регенеративные подогреватели, количество конденсата, поступающего из конденсатосборника конденсатора главной турбины α_k .

Контроль материального баланса пара и конденсата (пятый этап). Одним из важных критериев правильности выполнения расчета является контроль материального баланса пара и конденсата, который выражается уравнением:

$$\alpha_{к(п)} = \alpha_k, \quad (11.16)$$

где доля потока конденсата после основного конденсатора с паровой стороны с учетом конденсата турбоприводов и других потоков $\sum \alpha_{др.к}$ равна

$$\alpha_{к(п)} = \alpha_k^n + \alpha_{д.в} + \sum \alpha_{др.к}, \quad (11.17)$$

где $\alpha_{д.в}$ – доля расхода добавочной воды.

Доля потока конденсата из основного конденсатора со стороны регенеративной системы α_k определена после расчета ПНД.

Пропуск пара в конденсатор

$$\alpha_k^n = \alpha_0 - \sum_1^z \alpha_r - \sum \alpha_y - \sum \alpha_{yr}, \quad (11.18)$$

где $\sum_1^z \alpha_r$ – доля регенеративных отборов пара из турбины; $\sum \alpha_y$ – доля протечек пара через уплотнения турбины; $\sum \alpha_{yr}$ – доля утечек пара, воды и конденсата.

Равенство (11.16) должно выполняться с точностью до 0,1%.

Энергетическое уравнение и определение расходов пара и воды (шестой этап). Для турбины со сложной схемой подводов и отводов пара целесообразно пользоваться энергетическим уравнением вида

$$\frac{3600 \cdot N_3}{\eta_m \cdot \eta_r} = D_0 \cdot (\alpha_{0,1} \cdot H_i^{0-1} + \alpha_{1,2} \cdot H_i^{1-2} + \dots + \alpha_{z,k} \cdot H_i^{z-k}), \quad (11.19)$$

где $\alpha_{0,1}, \alpha_{1,2}$ и т.д. – доли расходов пара через отдельные отсеки турбины, а H_i^{0-1}, H_i^{1-2} и т.д. – тепlopерепады пара в этих отсеках. Из уравнения (11.19) определяется расход свежего пара D_0 . Расчет удобно вести в табличной форме.

Расход пара на турбину можно также определить по уравнению:

$$D_0 = \frac{3600 \cdot N_3}{H_{ki} \cdot (1 - \sum \alpha_j \cdot y_j)}, \quad (11.20)$$

где y_j – коэффициенты недовыработки мощности паром отбора. Для потоков пара, входящих в промежуточные ступени турбины, $y_j < 1$. Удельный расход пара на турбину, кг/(кВт·ч),

$$d_0 = D_0 / N_3 \quad (11.21)$$

является критерием правильности расчета; для турбоустановок $d_0 \approx 3,10 \div 3,15$ кг/(кВт·ч).

Контроль подсчета мощности турбоагрегата целесообразно провести по формуле

$$N_3 = N_k + \sum N_{3j}, \quad (11.22)$$

где N_k и N_{3j} – мощности, развиваемые конденсационным потоком пара и потоками пара отборов турбины. Расхождение значений N_3 по данной формуле с заданной мощностью турбины не должно превышать 0,1%.

После определения D_{12} рассчитывают все потоки пара и воды, кг/ч: $D_{п.к}, D_{п.в}, D_{п.п}, D_{к}, D_{т.п}$ и др.

Энергетические показатели энергоблока (седьмой этап). Определяют следующие энергетические показатели:

– расход теплоты на турбоустановку, кДж/ч:

$$Q_{ту} = D_0 \cdot (h_0 - h_{п.в}) + D_{п.п} \cdot (h_{п.п} - h_{п.п}^0) - D_{д.в} \cdot (h_{п.п} - h_{д.в}), \quad (11.23)$$

– удельный расход теплоты на турбоустановку, кДж/(кВт·ч):

$$q_{ту} = \frac{Q_{ту}}{N_3 + N_e^{т.п.п.н} + N_e^{т.п.в.д}}, \quad (11.24)$$

где эффективная мощность на валу приводных турбин питательного насоса и воздухоудовки (для паровых котлов с наддувом), кВт:

$$N_e^{т.п.п.н} = N_i^{т.п} \cdot \eta_M^{т.п} = \frac{D_{п.в} \cdot H_{н.а}}{3600 \cdot \eta_M}; \quad (11.25)$$

$$N_e^{т.п.п.д} = N_i^{т.п.в.д} \cdot \eta_M^{т.п} = Q \cdot H / \eta, \quad (11.26)$$

где Q – подача воздухоудовки, м³/с; H – полное давление воздуха, развиваемое воздухоудовкой, кПа; η – КПД воздухоудовки.

Соответствующий КПД турбоустановки:

$$\eta_{ту} = 3600 / q_{ту}. \quad (11.27)$$

За вычетом мощностей турбоприводов питательных насосов и воздуходувки КПД турбоустановки брутто (абсолютный электрический):

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{а}} = 3600 \cdot N_{\text{э}} / Q_{\text{ту}} . \quad (11.28)$$

Тепловая нагрузка парового котла, кДж/ч:

$$Q_{\text{п.к}} = D_{\text{п.к}} \cdot (h_{\text{пе}} - h_{\text{п.в}}^{\text{п.к}}) + D_{\text{п.п}} \cdot (h_{\text{п.п}}^{\text{п.к}} - h_{\text{п.п}}^{\text{о.п.к}}) . \quad (11.29)$$

Энтальпии свежего пара и пара промежуточного перегрева определяют при давлении и температуре у парового котла; $h_{\text{п.в}}^{\text{п.к}} \approx h_{\text{п.в}}$. КПД транспорта теплоты (трубопроводов):

$$\eta_{\text{тр}} = Q_{\text{ту}} / Q_{\text{п.к}} . \quad (11.30)$$

Количество теплоты топлива:

$$Q_{\text{с}} = Q_{\text{п.к}} / \eta_{\text{п.к}} . \quad (11.31)$$

КПД энергоблока (электростанции) брутто

$$\eta_{\text{с}} = 3600 \cdot N_{\text{э}} / Q_{\text{с}} = \eta_{\text{ту}}^{\text{а}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}} . \quad (11.32)$$

В этом выражении исключена мощность приводных турбин питательных насосов и воздуходувок, а также не учтена мощность прочих двигателей собственных нужд энергоблока (электростанции).

КПД энергоблока (электростанции) нетто

$$\eta_{\text{с}}^{\text{н}} = \frac{3600 \cdot N_{\text{э}} \cdot (1 - \varepsilon_{\text{с.н}})}{Q_{\text{с}}} = \eta_{\text{с}} \cdot (1 - \varepsilon_{\text{с.н}}) , \quad (11.33)$$

где $\varepsilon_{\text{с.н}} = N_{\text{с.н}} / N_{\text{э}} = 0.03 \div 0.07$ (большее значение на энергоблоках на твердом топливе).

Удельный расход теплоты энергоблока (электростанции) нетто, кДж/(кВт·ч),

$$q_{\text{с}}^{\text{н}} = \frac{Q_{\text{с}}}{N_{\text{э}} - N_{\text{с.н}}} = \frac{3600}{\eta_{\text{с}}^{\text{н}}} . \quad (11.34)$$

Часовые расходы условного и натурального топлива, кг/ч

$$B_{\text{у}} = Q_{\text{с}} / Q_{\text{н.у}}^{\text{п}} ; \quad (11.35)$$

$$B_{\text{н}} = Q_{\text{с}} / Q_{\text{н}}^{\text{п}} , \quad (11.35\text{а})$$

где теплота сгорания условного топлива равна $Q_{\text{н.у}}^{\text{п}} = 29308$ кДж/кг. Удельный расход условного топлива нетто, г/(кВт·ч),

$$b_{\text{у}}^{\text{н}} = 123 / \eta_{\text{с}}^{\text{н}} . \quad (11.36)$$

Для энергоблоков КЭС составляет, как правило, $b_{\text{у}}^{\text{н}} \approx 315 \div 320$ г/(кВт·ч).

11.3. Пример расчета тепловой схемы конденсационного энергоблока

Тепловая схема энергоблока. Энергоблок 800 МВт состоит из прямоточного котла П-67 ЗиО производительностью $2656 \cdot 10^3$ кг/ч, предназначенного для работы на буром угле Березовского месторождения КАТЭК, и одновальной конденсационной турбоустановки ЛМЗ К-800-240-5 сверхкритических параметров пара с одноступенчатым газовым промежуточным перегревом пара (рис. 11.5).

Турбина имеет пять цилиндров. Свежий пар с параметрами 23,5 МПа, 540°С через группу стопорных и регулирующих клапанов поступает в двухкорпусный ЦВД, после чего направляется в промежуточный перегреватель парового котла при давлении $p_{п.п}^0=3,8$ МПа и температуре примерно 290°С. После промежуточного перегрева пар (3,34 МПа, 540°С) подводится через стопорные и регулирующие клапаны в середину двухпоточного ЦСД, из ЦСД отводится в три двухпоточных цилиндра низкого давления. Конечное давление в двухсекционном конденсаторе составляет $p_{к,ср}=3,6$ кПа ($p_{к1}=3,2$ кПа, $p_{к2}=4$ кПа). Номинальная расчетная электрическая мощность турбогенератора энергоблока принята 800 МВт.

Турбина имеет восемь регенеративных отборов пара: два – из ЦВД, четыре – из ЦСД и два – из ЦНД. Конденсат турбины подогревается в охладителях уплотнений ОУ2 и ОУ1, в двух смешивающих (П8 и П7) и двух поверхностных (П6 и П5) ПНД. После деаэратора питательная вода бустерным и питательным насосами прокачивается через три ПВД. Пароохладитель ПВД3 включен по схеме Виолен. Все ПВД и ПНД (поверхностного типа) имеют встроенные пароохладители и охладители дренажа греющего пара.

Применение смешивающих ПНД вертикальной конструкции потребовало установки трех ступеней конденсатных насосов.

Питательная установка имеет конденсационный турбопривод, питаемый паром из третьего отбора и включающий редуктор для понижения частоты вращения бустерного насоса. Конденсат турбопривода конденсатным насосом направляется в основной конденсатор.

Дренажи ПВД каскадно сливаются в деаэратор, а дренажи ПНД-5 и ПНД-6 – в смеситель после ПНД-7; дренажи ОУ1 и ОУ2 поступают в основной конденсатор.

Греющий пар для двухступенчатой сетевой установки отбирается из пятого и шестого отборов турбины. Конденсат этого пара каскадно сливается в охладитель дренажей ОДБ, а затем в конденсатор.

Установка предварительного подогрева котельного воздуха состоит из энергетических калориферов, установленных за дутьевыми вентиляторами котла. Греющий пар отбирается из пятого отбора, а его конденсат направляется в специальный расширитель дренажа.

Потери пара и воды энергоблока $\alpha_{ут}=0,015$ условно отнесены к потокам отборного пара и восполняются обессоленной добавочной водой из химической водоочистки, подаваемой в основной конденсатор турбины с температурой 40°С.

Принята следующая схема использования протечек из главной турбины (рис. 11.6) и питательной установки энергоблока: из стопорных и регулирующих клапанов ЦВД протечки направляются частично в «горячую» нитку промежуточного перегрева ($\alpha_{с.к}$), частично в деаэратор ($\alpha_{р.к}^0$); из стопорных и регулирующих клапанов ЦСД протечки поступают в деаэратор ($\alpha_{р.к}^{п.п}$); из концевых уплотнений стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД протечки отсасываются в охладитель уплотнений ОУ2.

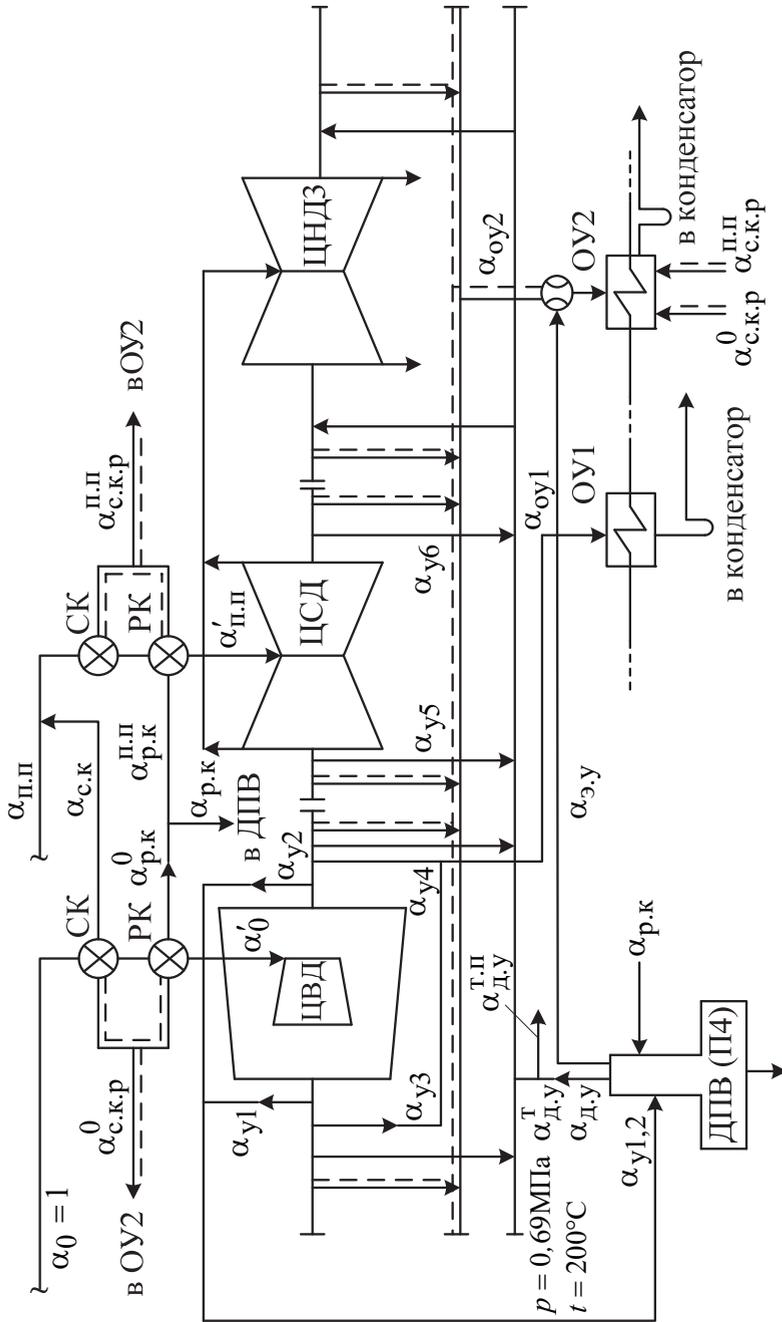


Рис. 11.6. Схема уплотнений штоков створных и регулирующих клапанов и концевых уплотнений турбины турбоустановки К-800-240-5:
СК, РК – стопорные и регулирующие клапаны

Протечки первых камер уплотнений ЦВД поступают в деаэратор (α_{y1}, α_{y2}); из вторых камер ЦВД – в охладитель уплотнений ОУ1 ($\alpha_{o,y1}$); к концевым уплотнениям ЦВД, ЦСД и трех ЦНД подводится пар из деаэратора питательной воды ($\alpha_{д,у}^T$); из концевых уплотнений всех цилиндров пар отсасывается паровым эжектором (поток пара $\alpha_{э,у}$ из деаэратора) в охладитель уплотнений ОУ2 ($\alpha_{o,y2}$). На концевые уплотнения приводной турбины питательного насоса также подают пар из деаэратора ($\alpha_{д,у}^{T,п}$), а отсос пара из этих уплотнений поступает в охладитель уплотнений приводной турбины ОУ ($\alpha_{o,y}$) (рис. 11.7).

Протечки воды из первых камер питательного насоса направляются в деаэратр ($\alpha_{yв1}$), из концевых камер этого насоса – в ПНД-7 ($\alpha_{yв3}$). За конденсатным насосом третьей ступени КН-III отбирают часть основного конденсата ($\alpha_{yв2}$) на концевые уплотнения питательного насоса.

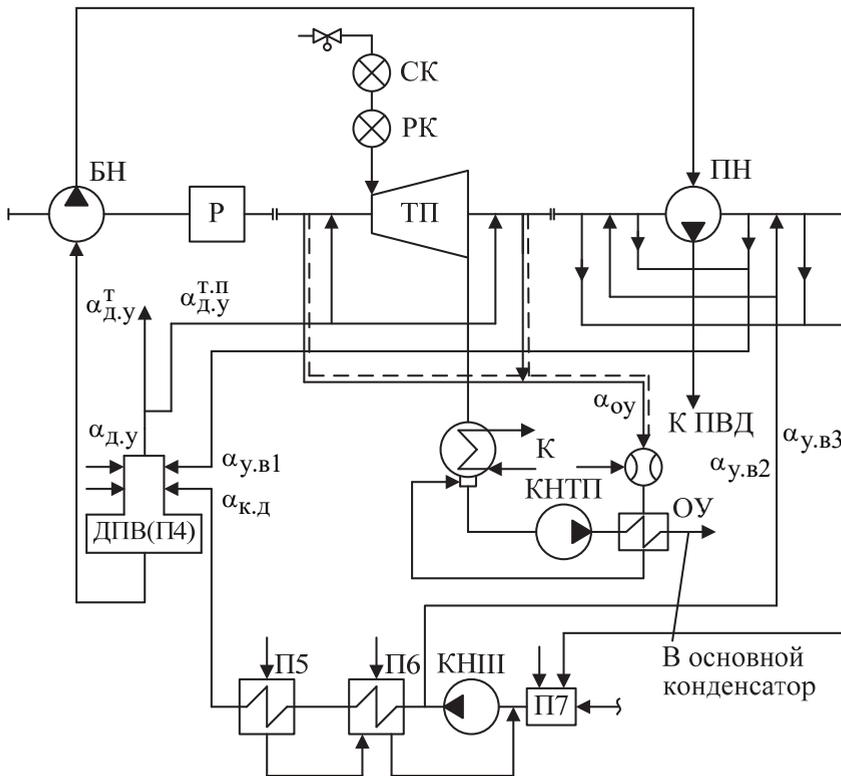


Рис. 11.7. Схема концевых уплотнений питательной установки энергоблока 800 МВт:

БН, ПН – бустерный и питательный насосы;
Р – редуктор понижения частоты вращения БН

Под тремя ЦНД турбины установлен продольный (аксиальный) конденсатор с перегородкой по пару, позволяющей осуществлять двухступенчатую конденсацию пара, вследствие чего имеют место разные конечные давления пара $p_{к1} < p_{к2}$. Ступенчатая конденсация пара позволяет получить более глубокий вакуум при исходной температуре охлаждающей воды. Конденсат пара переливается из первой секции конденсатора во вторую, а затем поступает к конденсатному насосу первой ступени. Воздух из конденсаторов главной и приводной турбин отсасывается водяными эжекторами.

Параметры пара и воды турбоустановки. На рисунке 11.8 показана схема процесса работы пара турбоустановки в h, S -диаграмме; в табл. 11.1 приведены КПД отсеков главной турбины и приводной турбины питательного насоса.

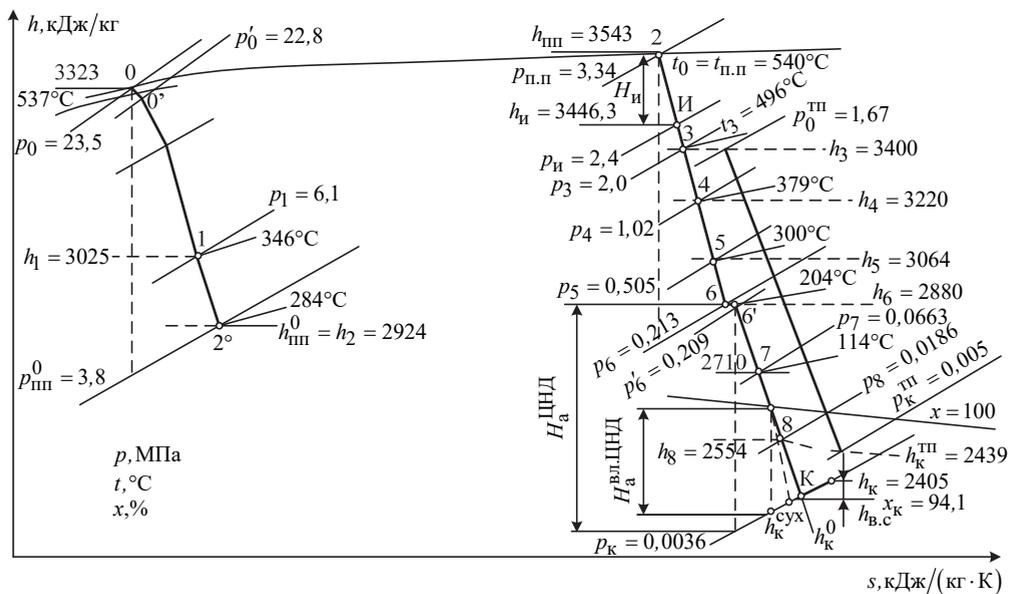


Рис. 11.8. Процесс работы пара в главной турбине и турбоприводе турбоустановки К-800-240-5

Таблица 11.1

КПД отсеков главной турбины и приводной турбины питательного насоса

Показатель	Главная турбина				Приводная турбина питательного насоса
	ЦВД	ЦСД	ЦНД*	ЦНД*	
Интервал давлений пара в турбине, МПа	23,5–16	16–3,8	3,34–0,213	0,209–0,0036	1,67–0,005
η_{oi} , %	75	87	91	81**	84

* Без учета потери с выходной скоростью ($h_{в.с} \approx 30$ кДж/кг).

** В зоне работы на перегретом паре.

Температура регенеративного подогрева питательной воды принята 270°C ; с учетом дополнительного подогрева в охладителе пара третьего отбора, включенного по схеме Виолен, она равна 275°C .

Параметры пара и воды приведены в табл. 11.2, где приняты следующие обозначения: p, t, x, h – давление, температура, степень сухости и энтальпия пара; p_r – давление пара перед подогревателями системы регенерации; $t_{sr}, h'_r, h_{дрr}$ – температура и энтальпия конденсата при насыщении для давления p_r , энтальпия дренажа греющего пара; θ_r – недогрев воды в регенеративном подогревателе с учетом пароохладителя; $p_{вр}, t_{вр}, h_{вр}$ – давление, температура и энтальпия воды после регенеративных подогревателей; τ_r – подогрев воды в ступени регенерации, включая собственно подогреватель (зона конденсации пара), пароохладитель и охладитель дренажа; q_r – теплота, отдаваемая греющим паром в ступени регенерации.

Точка 0' процесса работы пара отвечает его состоянию перед регулирующей ступенью ЦВД, точки 2° и 2 – параметрам пара до и после промежуточного перегрева. Приняты следующие потери давления пара: в стопорных и регулирующих клапанах ЦВД – 3%, в тракте промежуточного перегрева, включая стопорные и регулирующие клапаны ЦСД – 14%, в ресиверах пара между ЦСД и ЦНД – 2%, в паропроводах отборного пара – 5–8%.

Давления пара до и после приводной турбины питательного и бустерного насосов приняты: $p_0^{\text{т.п}}=1,67$ МПа, $p_{\text{к}}^{\text{т.п}}=5$ кПа; энтальпии пара соответственно равны $h_0^{\text{т.п}}=3400$ кДж/кг, $h_{\text{к}}^{\text{т.п}}=2439$ кДж/кг.

Температуры воды в сетевой подогревательной установке следующие: на входе 60°C , между подогревателями 90°C , на выходе 130°C . Отпуск теплоты на отопление принят равным 65 ГДж/ч. Давление сетевой воды $0,8$ МПа.

Температуры котельного воздуха до и после калориферной установки приняты: $t'_в=1^{\circ}\text{C}$, $p''_в=50^{\circ}\text{C}$; температура наружного воздуха $t_{\text{н.в}}=-5^{\circ}\text{C}$.

Построение процесса работы пара в турбине в h, S -диаграмме (рис. 11.8) и составление табл. 11.2 осуществляются одновременно. В первую очередь строят процесс работы пара в ЦВД и ЦСД. Учитывают значения η_{oj} цилиндров, потери давления на тракте промежуточного перегрева (табл. 11.1).

Для построения процесса в ЦСД предварительно задаются значением давления за ним $p''_{\text{цсд}} \approx 0,1$ МПа, заведомо меньшим оптимального значения $p''_{\text{цсд}} = p_6$, которое будет определено позднее.

Таблица 11.2

Параметры пара и воды

Точка процесса пара	Элемент тепловой схемы	Пар в отборах турбины			Пар в регенеративных подогревателях						Обогреваемая вода за регенеративными подогревателями				
		p , МПа	$t(x)$, °C(%)	h , кДж/кг	p_r , МПа	t_{sr} , °C	h'_r , кДж/кг	$h_{пр}$, кДж/кг	q_r , кДж/кг	θ_r , °C	$p_{пр}$, МПа	$t_{пр}$, °C	$h_{пр}$, кДж/кг	τ_r , кДж/кг	
0	–	23,50	540	3323	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	
0'	–	22,80	537	3323	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	
1	П1	6,10	346	3025	5,70	272	1196,8	1100	1925	2	31	270	1181,9	121,9	
2°	П2	3,80	284	2924	3,70	245,7	1065,3	939	1985	2	31,5	243,7	1060	168	
2	–	3,34	540	3543	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	
3	П3	2,00	469	3400	1,90	209,8	896,8	778	2204****	4	32	205,8	892	154*	
4	П4(ДПВ)	1,02	379	3220	0,70	165	697	–	–	0	0,7	165	697	–	
5	П5	0,505	300	3064	0,476	150	632,2	531	2533	2	1,2	148	622,5	131	
6	П6	0,213	204	2880	0,199	120	503,7	404	2476	3	1,5	117	491,5	128,4**	
7	П7	0,0663	114	2710	0,062	86,5	363,1	–	–	0	0,062	86,5	363,1	–	
8	П8	0,0186	x=97,7	2554	0,0172	56,8	237,2	–	–	0	0,0172	56,8	237,2	–	
К	К	0,0036	x=94,1	2405****	–	–	–	–	2291,2	0	0,0036	27,2	113,8	–	

* С учетом подогрева воды в ПН.

** Без учета подогрева воды в СМ.

*** С учетом потери с выходной скоростью пара.

**** С учетом охлаждения пара в парохладителе ПОЗ.

По известной температуре воды за последним ПВД (П1) определяют параметры пара в первом отборе турбины, по давлению пара до промежуточного перегрева – параметры воды за предпоследним ПВД (П2). Недоохлаждение дренажа греющего пара в охладителях принимают в зависимости от вида и стоимости топлива в диапазоне 20–60 кДж/кг (меньшие значения – для дорогого топлива).

Давление пара в деаэраторе выбирают с учетом структуры тепловой схемы и режима работы деаэратора. В данном примере расчета деаэратор работает при постоянном давлении в 0,7 МПа. Это позволяет определить подогрев воды в питательном и бустерном насосах энергоблока (11.1):

$$\tau = \frac{1,1 \cdot (32,4 - 0,7)}{0,85} = 41 \text{ кДж/кг},$$

а также энтальпию воды за питательной установкой

$$h_{в.п.н} = h_{в4} + \tau_{п.н} = 697 + 41 = 738 \text{ кДж/кг}.$$

В тепловой схеме турбоустановки 800 МВт пароохладитель ПВД-3 (П3) включен по схеме Виолен, поэтому по сделанным ранее рекомендациям принимаем $\tau_2 \approx \tau_3 \approx 0,5 \cdot (h_{в2} - h_{в.п.н})$; $h_{в2} = 1060$; $h_{в3} = 892$ кДж/кг. Далее определяем параметры пара в третьем отборе турбоустановки.

Подогрев воды в остальных ступенях распределим по геометрической прогрессии, определив по (11.6) ее показатель $m = 1,02$:

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{\tau_5}{\tau_6} = \frac{\tau_6}{\tau_7} = \frac{\tau_7}{\tau_8} = m = 1,02.$$

При наличии шести оставшихся ступеней подогрева воды получим

$$\tau_8 = (h_{в3} - h'_к) \cdot \frac{1-m}{1-m^6} = (892 - 113,8) \cdot \frac{1-1,02}{1-1,02^6} = 123,4 \text{ кДж/кг}.$$

Далее определяем: $\tau_7 = m \cdot \tau_8 = 1,02 \cdot 123,4 = 125,9$; $\tau_6 = m \cdot \tau_7 = 128,4$; $\tau_5 = m \cdot \tau_6 = 131,0$; $\tau_4 = m \cdot \tau_5 = 133,6$; $\tau_3 = m \cdot \tau_4 \approx 135,9$.

Параметры воды и пара в подогревателях и пара в отборах турбины определяем, используя значения τ_r (табл. 11.2). Учитываем принятые значения недогрева воды, давление воды и потери давления пара в турбинах, а именно:

ПНД (П8): недогрев воды в смешивающем подогревателе принят $\theta_8 = 0^\circ\text{C}$ (см. табл. 11.2). Энтальпия воды за П8 составит $h_{в8} = h'_8 = h'_к + \tau_8 = 237,2$ кДж/кг. Давление пара в подогревателе $p'_8 = 17,2$ кПа и температуру воды в нем $t_{в8} = t_{с8} = 56,8^\circ\text{C}$ определяем по значению h'_8 из таблиц теплофизических свойств пара и воды. Давление пара в отборе турбины находим с учетом потерь на тракте подогреватель – турбина:

$$p_8 = 1,08 \cdot p'_8 = 18,6 \text{ кПа}.$$

ПНД (П7): по аналогии с П8 имеем:

$$\theta_7 = 0; h_{в7} = h_{в8} + \tau_7 = 363,1 \text{ кДж/кг}; p'_7 = 62 \text{ кПа};$$

$$t_{в7} = t_{с7} = 86,5^\circ\text{C}; p_7 = 1,07 \cdot p'_7 = 62 \text{ кПа}.$$

ПНД (П6): энтальпия воды за поверхностным подогревателем равна $h_{в6} = h_{в7} + \tau_6 = 491,5$ кДж/кг. Давление воды в ПНД принято $p_{в6} = 1,5$ МПа (табл. 11.2). По давлению и энтальпии воды определяем температуру воды за ПНД из таблиц теплофизических свойств: $t_{в6} = 117^\circ\text{C}$. Недогрев воды в ПНД принят $\theta_6 = 3^\circ\text{C}$. Температура и давление насыщения греющего пара в ПНД соответственно равны:

$$t_{s6} = t_{в6} + \theta_6 = 120^\circ\text{C}, p'_6 = 199 \text{ кПа.}$$

Давление пара в отборе турбины определяем с учетом потерь на тракте подогреватель – турбина $p_6 = 1,07 \cdot p'_6 = 213$ кПа.

ПНД (П5): по аналогии с П6 имеем:

$$h_{в5} = h_{в6} + \tau_5 = 622,5 \text{ кДж/кг}; p_{в5} = 1,2 \text{ МПа}; t_{в5} = 148^\circ\text{C}; \theta_5 = 2^\circ\text{C}; t_{s5} = 150^\circ\text{C}; \\ p'_5 = 0,476 \text{ МПа}; p_5 = 1,06 \cdot p'_5 = 0,505 \text{ МПа.}$$

ПНД (П4): по аналогии с П8 имеем:

$$\theta_4 = 0; h_{в4} = h'_4 = h_{в5} + \tau_4 = 756,1 \text{ кДж/кг}; p'_4 = 0,97 \text{ МПа}; \\ t_{в4} = t_{s4} = 178,5^\circ\text{C}; p_4 = 1,05 p'_4 = 1,02 \text{ МПа.}$$

Энтальпия воды за ПВД (П3) равна $h_{в3} = h_{в4} + \tau_3 = 892$ кДж/кг. Распределение подогрева воды выполнено.

Уточняем подогрев воды в деаэраторе при его работе на постоянном давлении $p'_4 = 0,7$ МПа и $h'_4 = h_{в4} = 697$ кДж/кг, т.е. $\tau_4 = 697 - 622,5 = 74,5$ кДж/кг; $t_{в4} = t_{s4} = 165^\circ\text{C}$. Подогрев основного конденсата в деаэраторе составит $\Delta t = t_{в4} - t_{в5} = 17^\circ\text{C}$. С учетом подогрева воды в питательном насосе $\tau_3 = 892 - 738 = 154$ кДж/кг $\approx \tau_2$.

Проверяем местоположение индифферентной точки на h, S – диаграмме процесса расширения пара в ЦСД. Определяем КПД условной конденсационной турбины, состоящей из одного ЦВД, по (11.4):

$$\eta_{i \text{ ЦВД}} = \frac{1 \cdot (3323 - 3025) + (1 - 0,06383) \cdot (3025 - 2924)}{3323 - 1181,9} = 0,183,$$

где доля расхода пара на подогреватели П1 и П2 согласно (11.3) и (11.3а) определяется по принятому балансу расхода питательной воды при условии $\alpha_{п.в} = \alpha_0 = 1,0$:

$$\alpha_1 = \frac{1,0 \cdot 121,9 / 0,992}{1925} = 0,06383; \\ \alpha_2 = \frac{1,0 \cdot 168 / 0,993 - 0,06383 \cdot (1100 - 939)}{1985} = 0,08005.$$

Температурный перепад от начала процесса расширения пара в ЦСД до индифферентной точки определяется по (11.5):

$$H_{и} = 0,183 \cdot (3543 - 2924) \cdot (1 - 0,06383 - 0,08005) = 96,98 \text{ кДж/кг.}$$

Используя значение $H_{и}$, получаем следующие параметры индифферентной точки: $h_{и} = h_{п.п} - H_{и} = 3543 - 96,98 = 3446,02$ кДж/кг; $p_{и} = 2,40$ МПа $> p_3$, что подтверждает допустимость принятого распределения подогрева питательной воды между второй и третьей ступенями.

Уточняем процесс работы пара в ЦНД турбины, закончив его для ЦСД в точке 6 процесса ($p_6 = 0,213$ МПа). Давление пара на входе в ЦНД $p'_6 = 0,98 \cdot p_6 = 0,209$ МПа. Процесс расширения пара в ЦНД до среднего значения конечного давления $p_k = 3,6$ кПа строим первоначально по $\eta_{oi}^{ЦНД}$ для перегретого пара. Затем вводим поправку на работу в зоне влажного пара:

$$\eta_{oi}^{ВЛ.ЦНД} = \eta_{oi}^{ЦНД} \cdot [1 - (1 - k_{вл})H_a^{ВЛ.ЦНД}/H_a^{ЦНД}], \quad (11.37)$$

где поправочный коэффициент

$$k_{вл} = 1 - \beta \cdot (y_0 + y_k)/2. \quad (11.38)$$

В формуле (11.38) коэффициентом β учтено влияние средней влажности пара на значение η_{oi} в зависимости от конструкции турбины $\beta = 0,5 \div 1$.

Поправочный коэффициент определяем с учетом начальной y_0 и конечной y_k влажностей пара, приняв $\beta = 0,87$:

$$k_{вл} = 1 - 0,87 \cdot \frac{y_0 + y_k}{2} = 1 - 0,87 \cdot \frac{0 + 0,074}{2} = 0,9678.$$

По построению: $H_a^{ЦНД} = 2880 - 2252 = 628$ кДж/кг;

$$H_a^{ВЛ.ЦНД} = 2880 - 2252 = 628 \text{ кДж/кг}; h_k^{СУХ} = 2371 \text{ кДж/кг};$$

$H_a^{ВЛ.ЦНД} = 2632 - 2308 = 324$ кДж/кг. В итоге получаем

$$\eta_{oi}^{ВЛ.ЦНД} = 0,81 \cdot \left[1 - (1 - 0,9678) \cdot \frac{324}{628}\right] = 0,796;$$

далее определяем положение точек процесса работы пара за ЦНД без учета и с учетом потери с выходной скоростью (рис. 11.8): $h_k^0 = 2375$ кДж/кг и $h_k = h_k^0 + h_{в.с} = 2405$ кДж/кг. Заканчиваем составление процесса работы пара и таблицы параметров пара и воды построением рабочего процесса в приводной турбине питательного и бустерного насосов.

Материальные балансы пара и воды. Для энергоблоков с прямоточным котлом полагают, что его паровая нагрузка (в долях) равна $\alpha_{п.к} = \alpha_{п.в} = 1,0$. Доля расхода добавочной воды в конденсатор главной турбины $\alpha_{д.в} = \alpha_{ут} = \sum \alpha_{вн} = 0,015$.

Протечки из уплотнений турбины (см. рис. 11.6) приняты равными: из первых камер стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД $\alpha_{с.к} = 0,003$, $\alpha_{р.к}^0 = 0,002$, $\alpha_{р.к}^{п.п} = 0,0003$; из концевых камер тех же клапанов $\alpha_{с.к.р}^0 = 0,0004$, $\alpha_{с.к.р}^{п.п} = 0,0003$, $\alpha_{р.к} = 0,0023$; отвод пара из первых камер переднего и заднего уплотнений ЦВД $\alpha_{y1} = 0,0006$, $\alpha_{y2} = 0,0004$; отвод пара из вторых камер этих уплотнений $\alpha_{y3} = 0,0006$, $\alpha_{y4} = 0,0004$; отвод пара из первых камер уплотнений ЦСД $\alpha_{y5} = \alpha_{y6} = 0,0003$; из концевых уплотнений ЦВД, ЦСД и трех ЦНД в охладитель уплотнений ОУ2 отводится $\alpha_{о.у2} = 0,002$.

Расход пара на эжектор отсоса из уплотнений $\alpha_{э.у} = 0,0008$.

Протечки пара из концевых уплотнений турбопривода ПН (см. рис. 11.7) $\alpha_{0,y}=0,0004$ направляются в собственный охладитель уплотнений, а затем в конденсатор. Из деаэратора питательной воды в предпоследние камеры уплотнений турбины и приводной турбины направляется пар при давлении 0,1 МПа в количестве

$$\alpha_{д,y} = \alpha_{д,y}^T + \alpha_{д,y}^{T,П} = 0,0014 + 0,0002 = 0,0016.$$

В тепловой схеме учтены протечки воды питательного насоса: из первых камер в деаэратор питательной воды $\alpha_{y,B1}=0,008$; из концевых уплотнений в ПНД (П7) $\alpha_{y,B3}=0,008$. За конденсатным насосом КН-III отбирается конденсат на уплотнения питательного насоса в количестве $\alpha_{y,B2}=0,002$.

Регенеративные подогреватели высокого давления (ПВД). Ранее были определены доли расхода пара на ПВД-1 и ПВД-2 (рис. 11.9) $\alpha_1=0,06383$, $\alpha_2=0,08005$, а также подогрев воды в питательном и бустерном насосах $\tau_{п,н}=41$ кДж/кг.

Доля расхода пара на ПВД-3 вычисляется по формуле (11.13):

$$\alpha_{п3} = \frac{1,0 \cdot 154 / 0,994 - (0,06383 + 0,08005) \cdot (939 - 778)}{2204} = 0,05978,$$

где $q_3^0 = h_3^0 - h_{др3} = 2982 - 778 = 2204$ кДж/кг. Энтальпию пара h_3^0 на входе в зону конденсации ПВД-3 после пароохладителя, включенного по схеме Виолен, определяем при $t_3^0 = t_{B1} + \theta_{по} = 270 + 10 = 280^\circ\text{C}$ при $p_3^0 = 0,98 \cdot p'_3 = 1,86$ МПа.

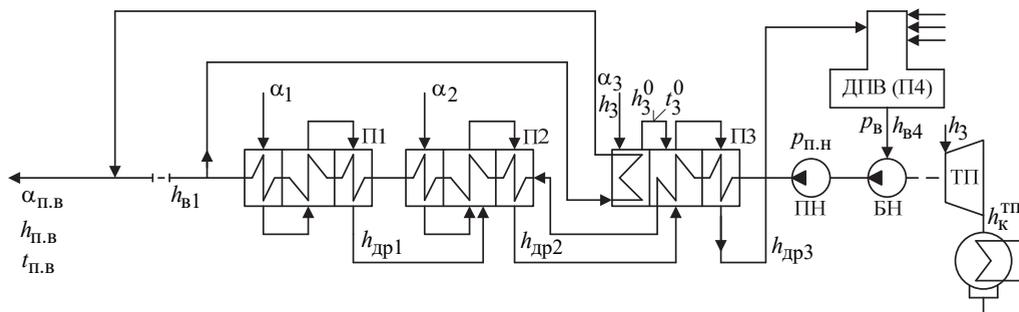


Рис. 11.9. Расчетная схема группы ПВД и питательной установки энергоблока 800 МВт

Тепловой баланс пароохладителя ПВД-3:

$$\alpha_{п.в} \cdot (h_{п.в} - h_{B1}) = \alpha_{п3} \cdot (h_3 - h_3^0) \cdot \eta_{п3}; \quad (11.39)$$

$$1,0 \cdot (h_{п.в} - 1181,9) = 0,05978 \cdot (3400 - 2982) \cdot 0,994.$$

Получаем значение энтальпии питательной воды за турбоустановкой $h_{п.в}=1206,7$ кДж/кг. При $p_{п.в}=30,8$ МПа конечное значение температуры питательной воды $t_{п.в}=275^\circ\text{C}$.

Питательная установка. Доля отбора пара на приводную турбину (11.14):

$$\alpha_{т.п} = \frac{1,0 \cdot 1,1 \cdot (32,4 - 0,7)}{(3400 - 2439) \cdot 0,83 \cdot 0,99} = 0,04416.$$

Доля расхода пара третьего отбора $\alpha_3 = \alpha_{п3} + \alpha_{т.п} + \alpha_{ут3} = 0,11094$.

Деаэратор питательной воды (рис. 11.10). Уравнение материального баланса:

$$(\alpha_{пв} + \alpha_{у.в3} - \alpha_{у.в2}) + (\alpha_{д.у} + \alpha_{э.у}) =$$

$$= (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{п3}) + \alpha_{у1,2} + \alpha_{пк} + \alpha_{кд} + \alpha_4; \quad (11.40)$$

$$(1,0 + 0,008 - 0,002) + (0,0016 + 0,0008) =$$

$$= 0,20366 + 0,001 + 0,0023 + \alpha_{кд} + \alpha_4; \quad (11.40a)$$

$$\alpha_4 = 0,80144 - \alpha_{кд}.$$

Уравнение теплового баланса (11.40б):

$$(\alpha_{пв} + \alpha_{у.в3} - \alpha_{у.в2}) \cdot h'_4 + (\alpha_{д.у} + \alpha_{э.у}) \cdot h''_4 =$$

$$= (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{п3}) \cdot h_{др3} + \alpha_{у1,2} \cdot h_{у1,2} + \alpha_{пк} \cdot h_{пк} + \alpha_{кд} \cdot h_{в5} + \alpha_4 \cdot h_4;$$

$$(1,0 + 0,008 - 0,002) \cdot 697 + (0,0016 + 0,0008) \cdot 2762,9 =$$

$$= 0,20366 \cdot 778 + 0,001 \cdot 3010 + 0,0023 \cdot 3352 + \alpha_{кд} \cdot 622,5 + \alpha_4 \cdot 3220.$$

Подставляя (11.40а) в уравнение (11.40б), получаем $\alpha_{кд} = 0,78616$; $\alpha_4 = 0,01528$. Проверяем уравнение материального баланса деаэратора, превращая его для контроля в тождество.

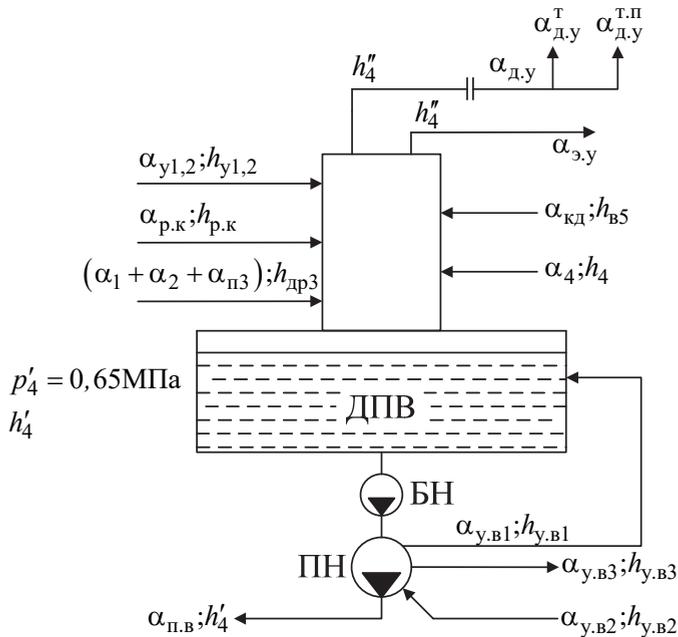


Рис. 11.10. Расчетная схема деаэратора питательной воды турбоустановки 800 МВт

Установка предварительного подогрева котельного воздуха (калориферы).

Предварительно определяем предполагаемый расход пара на турбину по (11.12):

$$D_{0(к)} = \frac{3600 \cdot 800 \cdot 10^3}{[(332-2924)+(3543-2405)] \cdot 0,994 \cdot 0,99} = 1904,13 \cdot 10^3 \text{ кг/ч};$$

принимаем $\beta_p=1,336$; тогда $D_0 = 1,336 \cdot 1904,13 \cdot 10^3 = 2544 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}$.

Рассчитываем тепловую нагрузку парового котла по (11.29):

$$Q_{п.к} = 1,0 \cdot 2544 \cdot 10^3 \cdot (3321-1206,7) + (1-0,06383-0,08005) \cdot 2544 \cdot 10^3 \cdot (3553,5-2912,6) = 6774,640 \text{ ГДж/ч}.$$

Для определения энтальпии свежего пара и пара промежуточного перегрева у котла $h_{пе}$, $h_{п.п}^{п.к}$ и $h_{п.п}^{п.к}$ принимаем следующие параметры этого пара: $p_{пе} = 25 \text{ МПа}$, $t_{пе} = 545^\circ\text{C}$; $p_{п.п}^{п.к} = 3,74 \text{ МПа}$, $t_{п.п}^{п.к} = 280^\circ\text{C}$; $p_{п.п}^{п.к} = 3,40 \text{ МПа}$, $t_{п.п}^{п.к} = 545^\circ\text{C}$; $h_{п.в}^{п.к} = h_{п.в}$ с учетом потерь тракта.

Расход натурального топлива на паровой котел определяем по прямому балансу, приняв его КПД $\eta_{п.к} = 0,92$: $V_p \cdot Q_H^p \cdot \eta_{п.к} = Q_{п.к}$; $V_p \cdot 15660 \cdot 0,92 = 6774,64 \cdot 10^6$; $V_p = 470,226 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}$.

Тепловой баланс калориферов (рис. 11.5):

$$Q_B = Q_{кал} = (\beta_{кал} + \beta_{рец}) \cdot L^0 \cdot V_p \cdot (t_B'' \cdot c_B'' - t_B' \cdot c_B') = D_{кал} \cdot (h_5 - h_5') \cdot \eta_{п}, \quad (11.41)$$

где L^0 – теоретически необходимое количество воздуха, кг/кг. Избыток котельного воздуха за калориферами принимаем $\beta_{кал} = 1,28$.

Доля рециркуляции воздуха для поддержания положительной температуры воздуха перед калориферами зависит от температуры наружного воздуха Коэффициент $\beta_{рец}$ определяем из уравнения смешения потоков горячего и холодного воздуха перед дутьевым вентилятором (ДВ):

$$\beta_{рец} \cdot t_B'' + \beta_{кал} \cdot t_{н.в} = (\beta_{кал} + \beta_{рец}) \cdot t_B'; \quad (11.41a)$$

$$\beta_{рец} \cdot 50 + 1,28 \cdot (-5) = (\beta_{рец} + 1,28) \cdot 1; \beta_{рец} = 0,158;$$

$$Q_{кал} = (1,28 + 0,158) \cdot 5,50 \cdot 470,226 \cdot 10^3 \cdot (50 \cdot 1,0057 - 1 \cdot 1,0028) =$$

$$= D_{кал} \cdot (3064 - 632,2) \cdot 0,99 = 183,282 \text{ ГДж/ч};$$

$$D_{кал} = 76,13 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}; \alpha_{кал} = 76,13 \cdot 10^3 / 2544 \cdot 10^3 = 0,02993.$$

Сетевая подогревательная установка. Расход сетевой воды

$$G_{с.в} = \frac{Q_{от}}{h_{п.с} - h_{о.с}} = \frac{65 \cdot 10^6}{551 - 279} = 239 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}. \quad (11.42)$$

Тепловой баланс верхней ступени установки (ВС):

$$G_{с.в} \cdot (h_{п.с} - h_{н.с}) = D_{в.с} \cdot (h_5 - h_5') \cdot \eta_{п}; \quad (11.42,a)$$

$$239 \cdot 10^3 \cdot (551 - 377,5) = D_{в.с} \cdot (3064 - 632,2) \cdot 0,997;$$

$$D_{в.с} = 16669 \text{ кг/ч}; \alpha_{в.с} = 0,00654.$$

Тепловой баланс нижней ступени сетевой установки (НС):

$$G_{с.в} \cdot (h_{н.с} - h_{одб}) = D_{н.с} \cdot (h_6 - h_6') \cdot \eta_{п} + D_{в.с} \cdot (h_5' - h_5') \cdot \eta_{п}; \quad (11.43)$$

$$239 \cdot 10^3 \cdot (377,5 - h_{одб}) = D_{н.с} \cdot (2880 - 503,7) \cdot 0,998 + 16669 \cdot (632,2 - 503,7) \cdot 0,998.$$

Тепловой баланс охладителя дренажей (ОДБ):

$$G_{с.в} \cdot (h_{одб} - h_{о.с}) = (D_{н.с} + D_{в.с}) \cdot (h'_6 - h_{др}) \cdot \eta_{п}; \quad (11.44)$$

$$239 \cdot 10^3 \cdot (h_{одб} - 279) = (D_{н.с} + 16669) \cdot (503,7 - 335) \cdot 0,998.$$

Значение $h_{др} = 335$ кДж/кг принято при $p_{др} = 0,15$ МПа и $t_{др} = 80^\circ\text{C}$. Из совместного решения уравнений (11.43) и (11.44) определяем, исключая $h_{одб}$: $D_{н.с} = 8070$ кг/ч, $\alpha_{н.с} = 0,00317$.

Подогреватели низкого давления (ПНД) (рис. 11.11):

ПНД-5: доля расхода пара на ПНД-5 по (11.15)

$$\alpha_{п5} = \frac{0,78616 \cdot 131 / 0,996}{2533} = 0,04082.$$

Доля расхода пара пятого отбора $\alpha_5 = \alpha_{п5} + \alpha_{в.с} + \alpha_{кал} = 0,07729$.

ПНД-6 и СМ: уравнение теплового баланса для П6:

$$\alpha_{кд} \cdot (h_{п6} - h_{см}) = \alpha_{п6} \cdot \eta_{п6} + \alpha_{п5} \cdot (h_{др5} - h_{др6}) \cdot \eta_{п6}. \quad (11.45)$$

$$0,78616 \cdot (491,5 - h_{см}) = \alpha_{п6} \cdot 2476 \cdot 0,997 + 0,04082 \cdot (531 - 404) \cdot 0,997.$$

Уравнение материального баланса для СМ:

$$(\alpha_{кд} + \alpha_{у.в2}) \cdot h_{см} = (\alpha_{п6} + \alpha_{п5}) \cdot h_{др6} + \alpha_{к7} \cdot h_{в7}, \quad (11.46)$$

где $\alpha_{к7} = \alpha_{кд} + \alpha_{у.в2} - \alpha_{п6} - \alpha_{п5}$;

$$(0,78616 + 0,002) \cdot h_{см} = (\alpha_{п6} + 0,04082) \cdot 404 + (0,78616 + 0,002 - \alpha_{п6} - 0,04082) \cdot 363,1.$$

Из совместного решения уравнений (11.45) и (11.46) получаем, исключая $h_{см}$,

$$\alpha_{п6} = 0,03750, \alpha_{к7} = 0,70984.$$

Доля расхода пара шестого отбора $\alpha_6 = \alpha_{п6} + \alpha_{н.с} + \alpha_{ут.6} = 0,04867$.

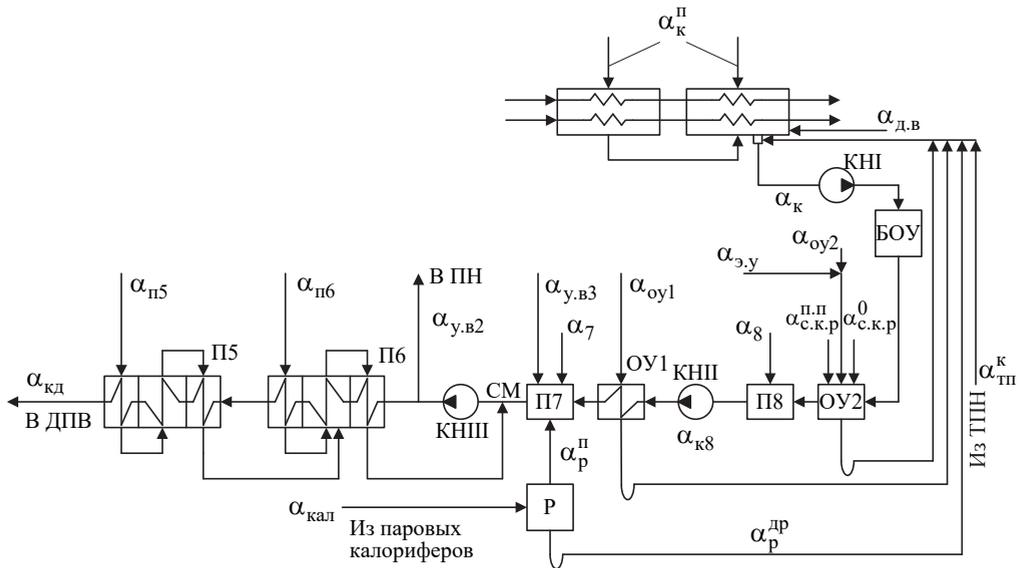


Рис. 11.11. Расчетная схема группы ПНД турбоустановки 800 МВт

Расширитель дренажа греющего пара калориферов (Р). Принимаем давление пара в расширителе $p_p = 0,10$ МПа; $h'_p = 417,5$ кДж/кг; $h''_p = 2675,7$ кДж/кг. Уравнение материального баланса (см. рис. 11.5):

$$\alpha_{\text{кал}} = 0,02993 = \alpha_p^{\text{п}} + \alpha_p^{\text{дп}}.$$

Уравнение теплового баланса:

$$\alpha_{\text{кал}} \cdot h'_5 = \alpha_p^{\text{п}} \cdot h''_p + \alpha_p^{\text{дп}} \cdot h'_p;$$

$$0,02993 \cdot 632,2 = \alpha_p^{\text{п}} \cdot 2675,7 + \alpha_p^{\text{дп}} \cdot 417,5.$$

Решаем совместно оба уравнения и получаем: $\alpha_p^{\text{п}} = 0,00285$; $\alpha_p^{\text{дп}} = 0,02708$.

ПНД-7 и ОУ1: уравнение материального баланса (рис. 11.5–11.7) для П7:

$$\alpha_{\text{к7}} = \alpha_7 + \alpha_{\text{у.в3}} + \alpha_p^{\text{п}} + \alpha_{\text{к8}}. \quad (11.47)$$

$$0,70984 = \alpha_7 + 0,008 + 0,00285 + \alpha_{\text{к8}}.$$

Уравнение теплового баланса

$$\alpha_{\text{к7}} \cdot h_{\text{в7}} = \alpha_7 \cdot h_7 + \alpha_{\text{у.в3}} \cdot h_{\text{у.в3}} + \alpha_p^{\text{п}} \cdot h''_p + \alpha_{\text{к8}} \cdot h_{\text{в.о.у1}}; \quad (11.48)$$

$$0,70984 \cdot 363,1 = \alpha_7 \cdot 2710 + 0,008 \cdot 326 + 0,00285 \cdot 2675,7 + \alpha_{\text{к8}} \cdot h_{\text{в.о.у1}}.$$

Уравнение теплового баланса для ОУ1:

$$\alpha_{\text{к8}} \cdot (h_{\text{в.о.у1}} - h_{\text{в8}}) = \alpha_{\text{о.у1}} \cdot (h_{\text{о.у1}} - h'_{\text{о.у1}}) \cdot \eta_{\text{п}}; \quad (11.49)$$

$$\alpha_{\text{к8}} \cdot (h_{\text{в.о.у1}} - 237,2) = 0,001 \cdot (2800 - 450) \cdot 0,998.$$

Решаем совместно систему уравнений (11.47), (11.48) и (11.49); исключая величину $h_{\text{в.о.у1}}$, получаем $\alpha_7 = 0,03198$; $\alpha_{\text{к8}} = 0,66701$.

Проверяем уравнение материального баланса ПНД-7, превращая его для контроля в тождество.

ПНД-8 и ОУ2: уравнение материального баланса (рис. 11.11) для П8:

$$\alpha_{\text{к8}} = \alpha_8 + \alpha_{\text{к}} = 0,66701. \quad (11.50)$$

Уравнение теплового баланса:

$$\alpha_{\text{к8}} \cdot h_{\text{в8}} = \alpha_8 \cdot h_8 + \alpha_{\text{к}} \cdot h_{\text{в.о.у2}}; \quad (11.51)$$

$$0,66701 \cdot 237,2 = \alpha_8 \cdot 2554 + \alpha_{\text{к}} \cdot h_{\text{в.о.у2}}.$$

Уравнение теплового баланса для ОУ2 (11.52):

$$\alpha_{\text{к}} \cdot (h_{\text{в.о.у2}} - h'_{\text{к}}) = (\alpha_{\text{э.у}} + \alpha_{\text{о.у2}}) \cdot (h_{\text{о.у2}} - h'_{\text{о.у2}}) \cdot \eta_{\text{п}} +$$

$$+ \alpha_{\text{с.к.р}}^{\text{п.п}} \cdot (h_{\text{п.п}} - h'_{\text{о.у2}}) \cdot \eta_{\text{п}} + \alpha_{\text{с.к.р}}^0 \cdot (h_0 - h'_{\text{о.у2}}) \cdot \eta_{\text{п}}; \quad (11.52)$$

$$\alpha_{\text{к}} \cdot (h_{\text{в.о.у2}} - 113,8) = (0,0008 + 0,002) \cdot (2750 - 420) \cdot 0,999 +$$

$$+ 0,0003 \cdot (3543 - 420) \cdot 0,999 + 0,0004 \cdot (3323 - 420) \cdot 0,999 +$$

$$+ 0,0004 \cdot (3323 - 420) \cdot 0,999.$$

Решаем совместно систему уравнений (11.50), (11.51) и (11.52). Исключая величину $h_{\text{в.о.у2}}$, получаем $\alpha_8 = 0,03020$, $\alpha_{\text{к}} = 0,63681$.

Контроль материального баланса пара и конденсата

Пропуск пара в конденсатор:

$$\begin{aligned} \alpha_{\kappa}^{\text{п}} = & \alpha_0 - \alpha_{\text{р.к}} - \alpha_{\text{с.к.р}}^0 - \alpha_{\text{с.к.р}}^{\text{п.п}} - \alpha_{\text{y1}} - \alpha_{\text{y2}} - \alpha_{\text{y3}} - \alpha_{\text{y4}} - \alpha_{\text{y5}} - \alpha_{\text{y6}} + \\ & + \alpha_{\text{д.у}}^{\text{т}} - \alpha_{\text{o.y2}} - \sum_1^8 \alpha_i - \sum \alpha_{\text{y.т}} = 1 - 0,0023 - 0,0004 - 0,0003 - 0,0006 - \\ & - 0,0004 - 0,0006 - 0,0004 - 0,0003 - 0,0003 + 0,0014 - 0,002 - [0,06383 - \\ & - 0,08005 - (0,05978 + 0,04416) - 0,01528 - (0,04082 + 0,00654 + 0,02993) - \\ & - (0,03750 + 0,00317) - 0,03198 - 0,03020] - 0,015 = 0,53556. \end{aligned}$$

Поток конденсата из конденсатора:

$$\begin{aligned} \alpha_{\kappa(\text{п})} = & \alpha_{\kappa}^{\text{п}} + \alpha_{\text{д.в}} + \alpha_{\text{р}}^{\text{дп}} + \alpha_{\text{в.с}} + \alpha_{\text{н.с}} + \alpha_{\text{т.п}}^{\text{к}} + \alpha_{\text{o.y2}} + \alpha_{\text{эу}} + \alpha_{\text{с.к.р}}^0 + \alpha_{\text{с.к.р}}^{\text{п.п}} + \alpha_{\text{o.y1}} = \\ = & 0,53556 + 0,015 + 0,02708 + 0,00654 + 0,00317 + 0,04436 + 0,002 + 0,0008 + 0,0004 + \\ & + 0,0003 + 0,001 = 0,63621, \end{aligned}$$

где $\alpha_{\text{т.п}}^{\text{к}} = \alpha_{\text{т.п}} + \alpha_{\text{д.у}}^{\text{т.п}} = 0,04416 + 0,0002 = 0,04436$.

Погрешность сведения материального баланса

$$\delta \alpha_{\kappa} = \frac{\alpha_{\kappa} - \alpha_{\kappa(\text{п})}}{\alpha_{\kappa(\text{п})}} \cdot 100 = \frac{0,63681 - 0,63621}{0,63621} \cdot 100 = 0,094 < 0,10\%,$$

что допустимо.

Энергетическое уравнение и определение расходов пара и воды. Энергетическое уравнение турбоустановки представлено в табличной форме (табл. 11.3). Расход свежего пара на турбину определяем из (11.19):

$$D_0 = \frac{3600 \cdot 800 \cdot 10^3}{1147,187 \cdot 0,994 \cdot 0,99} = 2551,154 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

Погрешность предварительной оценки расхода пара на турбину составляет

$$\partial D_0 = \frac{2551,154 \cdot 10^3 - 2544 \cdot 10^3}{2544 \cdot 10^3} \cdot 100 = 0,28\% < 0,5\%,$$

что допустимо.

Удельный расход пара на турбину (по (11.21):

$$d_0 = \frac{2551,154 \cdot 10^3}{800 \cdot 10^3} = 3,189 \text{ кг/(кВт·ч).}$$

Определяем потоки пара и воды, выраженные в долях D_0 , 10^{-3} кг/ч;

$$D_1 = 162,87; \quad D_2 = 204,22; \quad D_{\text{пз}} = 152,5; \quad D_{\text{т.п}} = 112,66; \quad D_3 = 283,03; \quad D_4 = 38,98;$$

$$D_{\text{п5}} = 104,138; \quad D_{\text{кал}} = 76,356; \quad D_{\text{в.с}} = 16,68; \quad D_5 = 197,18; \quad D_{\text{п6}} = 95,67; \quad D_{\text{н.с}} = 8,09;$$

$$D_6 = 124,16; \quad D_7 = 81,59; \quad D_8 = 77,04; \quad D_{\text{к}}^{\text{п}} = 1366,296; \quad D_{\text{п.к}} = D_{\text{п.в}} = 2551,154;$$

$$D_{\text{д.в}} = 38,267; \quad D_{\text{п.п}} = 2164,705.$$

Таблица 11.3

Определение внутренней работы в отсеках турбины

Цилиндр турбины	Отсек турбины (на процессе расширения пара)	Доля пропуски пара через отсек α_j	Теплоперепад пара в отсеке H_j , кДж/кг	Внутренняя работа на 1 кг свежего пара $\alpha_j \cdot H_j$, кДж/кг
ЦВД	0' - 1	$\alpha_{0'1} = \alpha_0 - \alpha_{с.к} - \alpha_{р.к}^0 - \alpha_{с.к.р}^0 = 1 - 0,003 - 0,002 - 0,0004 = 0,9946$	$H_i^{0'1} = h_0 - h_1 = 3323 - 3025 = 298$	296,391
	1 - 2'	$\alpha_{12'} = \alpha_{0'1} - \alpha_1 = 0,9946 - 0,06383 = 0,93077$	$H_i^{12'} = h_1 - h_2 = 3025 - 2924 = 101$	94,008
	2 - 3	$\alpha_{23} = \alpha_{12'} - \alpha_{y1} - \alpha_{y2} - \alpha_{y3} - \alpha_{y4} - \alpha_2 + \alpha_{с.к} - \alpha_{р.к}^{п.п} - \alpha_{с.к.р}^{п.п} - 1/3 \cdot (\alpha_{0,y2} - \alpha_{п.п}^T) = 0,93077 - 0,0006 - 0,0004 - 0,0006 - 0,0004 - 0,08005 + 0,003 - 0,0003 - 0,0003 - 0,0002 = 0,85092$ $\alpha_{п.п} = \alpha_{12'} + \alpha_{с.к.р}^{п.п} + \alpha_{р.к}^{п.п} - \alpha_{с.к} = 0,84852$	$H_i^{23} = h_{п.п} - h_3 = 3543 - 3400 = 143$	121,682
ЦСД	3 - 4	$\alpha_{34} = \alpha_{п.п}' - \alpha_3 = 0,85092 - 0,11094 = 0,73998$	$H_i^{34} = h_3 - h_4 = 3400 - 3220 = 180$	133,196
	4 - 5	$\alpha_{45} = \alpha_{34} - \alpha_4 = 0,73998 - 0,1528 = 0,72470$	$H_i^{45} = h_4 - h_5 = 3220 - 3064 = 156$	113,053
	5 - 6	$\alpha_{56} = \alpha_{45} - \alpha_5 = 0,72470 - 0,07729 = 0,64741$	$H_i^{56} = h_4 - h_6 = 3064 - 2880 = 184$	119,123
ЦНД	6' - 7	$\alpha_{6'7} = \alpha_{56} - \alpha_6 - \alpha_{y5} - \alpha_{y6} - 1/3 \cdot (\alpha_{0,y2} - \alpha_{п.п}^T) = 0,64741 - 0,04867 - 0,0003 - 0,0003 - 0,0002 = 0,59794$	$H_i^{6'7} = h_6 - h_7 = 2880 - 2710 = 170$	101,616
	7 - 8	$\alpha_{78} = \alpha_{6'7} - \alpha_7 = 0,59794 - 0,03198 = 0,56596$	$H_i^{78} = h_7 - h_8 = 2710 - 2554 = 156$	88,290
	8 - К	$\alpha_{8к} = \alpha_{78} - \alpha_8 = 0,56596 - 0,03020 = 0,53576$ $\alpha_{к}^{п} = \alpha_{8к} - 1/3 \cdot (\alpha_{0,y2} - \alpha_{п.п}^T) = 0,53576 - 0,0002 = 0,53556$	$H_i^{8к} = h_8 - h_к = 2554 - 2405 = 149$	79,828

Таким образом, суммарная мощность отсеков турбины составляет:

$$\sum \alpha_j \cdot H_{ij} = 1147,187 \text{ кДж/кг.}$$

Энергетические показатели энергоблока

1. Полный расход теплоты на турбоустановку по (11.23)

$$Q_{\text{ту}} = 2551,154 \cdot 10^{-3} \cdot (3323 - 1206,7) + 2164,705 \cdot 10^{-3} \cdot (3543 - 2924) - 38,267 \cdot 10^{-3} \cdot (1206,7 - 167,5) = 6699,192 \text{ ГДж/ч.}$$

2. Эффективная мощность приводной турбины ПН по (11.25)

$$N_{\text{е}}^{\text{т.п.п.н}} = \frac{2551,154 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot (32,4 - 0,7)}{3600 \cdot 0,83} = 29772 \text{ кВт.}$$

3. Расход теплоты турбоустановки на выработку электроэнергии

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{от}} - Q_{\text{кал}} = 6699,192 - 65 - 183,826 = 6450,366 \text{ ГДж/ч,}$$

где $Q_{\text{кал}} = Q_{\text{в}} = D_{\text{кал}} \cdot (h_5 - h_5') \cdot \eta_{\text{п}} = 76,356 \cdot 10^{-3} \cdot (3064 - 632,2) \cdot 0,99 = 183,826 \text{ ГДж/ч.}$

4. Удельный расход теплоты турбоустановки на выработку электроэнергии по (11.24)

$$q_{\text{ту}}^{\text{э}} = \frac{Q_{\text{ту}}^{\text{э}}}{N_{\text{э}} + N_{\text{э}}^{\text{т.п.п.н}}} = \frac{6450,366 \cdot 10^6}{800 \cdot 10^3 + 29772} = 7773,7 \text{ кДж/(кВт·ч).}$$

5. КПД турбоустановки по выработке электроэнергии

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} = \frac{3600}{q_{\text{ту}}^{\text{э}}} = \frac{3600}{7773,7} = 0,4631.$$

6. Абсолютный электрический КПД турбоустановки по (11.28)

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} = 3600 \cdot \frac{800 \cdot 10^3}{6699,192 \cdot 10^6} = 0,4299.$$

7. Тепловая нагрузка парового котла по (11.29)

$$Q_{\text{п.к}} = 2551,154 \cdot 10^{-3} \cdot (3321 - 1206,7) + 2164,705 \cdot 10^{-3} \cdot (3553,5 - 2912,6) = 6781,264 \text{ ГДж/ч.}$$

Энтальпии свежего пара и пара промежуточного перегрева были уточнены ранее при расчете установки предварительного подогрева котельного воздуха (калориферов).

8. КПД транспорта теплоты по (11.30)

$$\eta_{\text{тр}} = 6699,192 / 6781,264 = 0,9879.$$

9. Количество теплоты топлива на паровой котел по (11.31)

$$Q_{\text{с}} = \frac{6781,264 \cdot 10^6}{0,92} = 7370,939 \text{ ГДж/ч.}$$

10. КПД энергоблока при наличии предварительного подогрева котельного воздуха отборным паром турбоустановки и отпуска теплоты внешнему потребителю:

$$\eta_{\text{с}} = \frac{\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}}}{(1 - \beta_{\text{т}}) \cdot (1 - \beta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{п.к}})}, \quad (11.53)$$

где доли отбора теплоты на калориферы и на отпуск теплоты равны:

$$\beta_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{ту}}} = \frac{183,826}{6699,192} = 0,02744;$$

$$\beta_T = \frac{Q_{от}}{Q_{ту}} = \frac{65}{6699,192} = 0,00970;$$

$$\eta_c = \frac{0,4299 \cdot 0,9879 \cdot 0,92}{(1-0,00970) \cdot (1-0,02744 \cdot 0,9879 \cdot 0,92)} = 0,40464.$$

В тех случаях, когда $\beta_B = \beta_T = 0$, КПД энергоблока определяют по обычной формуле: $\eta_c = \eta_{ту}^a \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{пк}$.

11. КПД энергоблока нетто по (11.33)

$$\eta_c^H = 0,40464 \cdot (1 - 0,05) = 0,38441,$$

где $\varepsilon_{с.н} = 0,05$.

12. Удельный расход теплоты энергоблока нетто по (11.34)

$$q_c^H = 3600/0,38441 = 93656,0 \text{ кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

13. Часовые расходы условного и натурального топлива по (11.35) и (11.35а)

$$B_y = \frac{7370,939 \cdot 10^6}{29308} = 251,50 \cdot 10^3 \text{ кг}/\text{ч};$$

$$B_H = \frac{7370,939 \cdot 10^6}{15660} = 470,686 \cdot 10^3 \text{ кг}/\text{ч},$$

где $Q_H^p = 15660 \text{ кДж}/\text{кг}$.

14. Удельный расход условного топлива нетто по (11.36)

$$b_y^H = 123/0,38441 = 319,9 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

11.4. Пример расчета тепловой схемы теплоэлектроцентрали

Расчет тепловой схемы теплоэлектроцентрали означает расчет режима тепловой нагрузки серийной теплофикационной турбины, для которой известны все параметры расчетного режима. Режим тепловой нагрузки задается следующими параметрами:

– по технологическому пару – расход D_p , давление p_p ;

– по отопительному отбору – тепловая нагрузка Q_T , расход сетевой воды $Q_{с.в}$, температура обратной сетевой воды $t_{о.с}$.

Порядок расчета следующий: сначала определяют давления отопительных отборов, расходы пара в сетевые подогреватели, расход пара на выходе из ЧВД и расход свежего пара на турбину D_0 по имеющимся характеристикам ЧВД. По характеристике ЧВД типа $N_{i \text{ ЧВД}} = f(D_0, p_p)$ находят и внутреннюю мощность ЧВД. Далее определяют внутреннюю мощность ЧСД, промежуточного отсека и ЦНД. Суммируя мощности отсеков, находим мощность турбины.

После этого следует провести расчет системы регенеративного подогрева воды с параллельным построением процесса расширения пара в h, S -диаграмме. Давления отборов подсчитывают по формуле Флюгеля; для ЦВД – по формуле

$$p_{отб 0} = p_{отб 0} \cdot D_{отс 0} / D_{отс 0}, \quad (11.54)$$

где $D_{отс 0}$ – расход пара через соответствующий отсек турбины; индекс 0 относится к расчетному режиму.

Для уточненных значений потоков пара подсчитывают уточненную суммарную мощность турбины. При проведении расчетов необходимо учитывать все ограничения по давлениям и расходам пара.

В качестве примера рассмотрим расчет режима тепловой нагрузки турбины с отопительными отборами Т-250-240. Принципиальная тепловая схема турбоустановки была приведена на рис. 8.13. Исходные данные к расчету: $p_0=23,54$ МПа; $t_0=540^\circ\text{C}$; $t_{п.п}=540^\circ\text{C}$. Режим работы – по тепловому графику с подачей охлажденного пара верхнего теплофикационного отбора в ЦНД и с подачей конденсата греющего пара сетевых подогревателей в систему регенеративного подогрева; $Q_T=394$ МВт (340 Гкал/ч); $G_{св}=2100$ кг/с (7560 т/ч); $t_{о.с}=55^\circ\text{C}$.

Определение давлений отопительных отборов и расхода свежего пара.

Находим давление верхнего отопительного отбора $p_{Т2}$:

$$t_{Т2Н} = t_{о.с} + \frac{Q_T}{c_{в} \cdot G_{св}} + \theta_{с.п2} = 55 + \frac{394}{4,180 \cdot 2100} + 8,2 = 108,3^\circ\text{C}.$$

$$p'_{Т2} = 0,136 \text{ МПа}; p_{Т2} = 0,156 \text{ МПа}.$$

Далее задаемся рядом значений $Q_{с.п1}$ и для каждого из них находим значения $p'_{Т1Н}, p'_{Т1}, p_{Т1}, D_{п.о}, p_{Т1}^*$

$$p_{Т1}^* = \sqrt{p_{Т2}^2 - (D_{п.о}/D_{п.о.0})^2 \cdot (p_{Т2.0}^2 - p_{Т1.0}^2)}. \quad (11.55)$$

Результаты расчетов сводим в таблицу (табл. 11.4).

Таблица 11.4

Результаты расчета

Параметры нижнего отбора	Режим при $Q_{с.п1}$, МВт		
	100	190	270
$t'_{с1Н}$, °C	71,3	81,6	92,8
$D_{с.п1}$, кг/с	45	85,6	121,5
$p'_{Т1}$, МПа	0,033	0,052	0,08
$p_{Т1}$, МПа	0,043	0,062	0,09
$D_{п.о}$, кг/с	45	85,6	121,5
$p_{Т1}^*$, МПа	0,151	0,138	0,111

При проведении расчетов использовались следующие данные: $\theta_{с.п1}=3,5^\circ\text{C}$;

$$D_{п.о0}=137,6 \text{ кг/с}; p_{Т2.0}=0,16 \text{ МПа}; p_{Т1.0}=0,108 \text{ МПа};$$

$$D_{с.п1} = Q_{с.п1}/q_{с.п1}; q_{с.п1}=2218 \text{ кДж/кг}.$$

На рисунке 11.12 дано графическое решение: пересечение

$p_{Т1} = f(Q_{с.п1})$ и $p_{Т1}^* = f(Q_{с.п1})$ дает $p_{Т1} = p_{Т1}^* = 0,095$ МПа; $Q_{с.п1} = 324$ МВт; $D_{с.п1} = 146$ кг/с. В этом расчете принято упрощение: значения $\theta_{с.п1} = 3,5^\circ\text{C}$ и $q_{с.п1} = 2218$ кДж/кг сохраняются постоянными.

Находим значение $D_{чвд}^{\text{ВЫХ}}$ из выражения

$$D_{чвд}^{\text{ВЫХ}} = D_{с.п1} + D_{о.п}^{\text{ВЕНТ}} + D_{с.п2} + D_{п3}; \quad (11.56)$$

$$D_{чвд}^{\text{ВЫХ}} = 146 + 8,3 + 29,8 + 1,5 = 185,6 \text{ кг/с}.$$

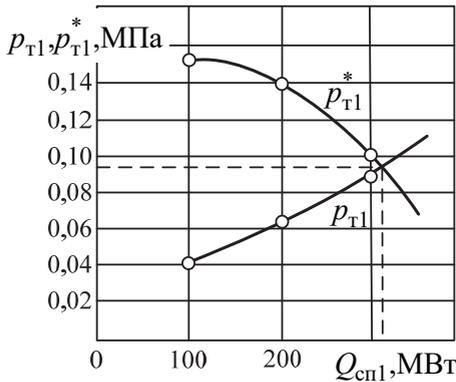


Рис. 11.12. Графическое определение давления нижнего теплофикационного отбора p_{T1}

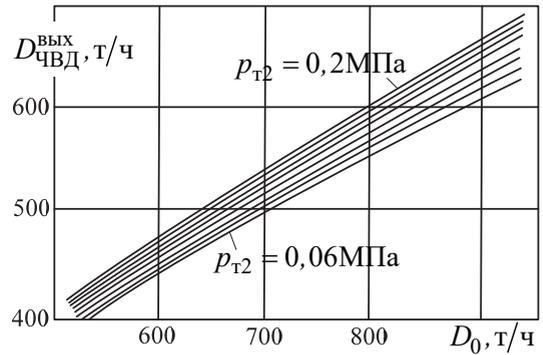


Рис. 11.13. Характеристика ЧВД турбины Т-250-240 $D_{\text{ЧВД}}^{\text{ВЫХ}} = f(D_0, p_{T2})$

Исходные данные для (11.56):

$D_{0.п}^{\text{ВЕНТ}} = 30 \text{ т/ч} = 8,3 \text{ кг/с}$; по предварительной оценке принимаем $D_{п3} = 1,5 \text{ кг/с}$;

$$D_{с.п} = \frac{Q_T - Q_{с.п1}}{Q_{T2}} = \frac{394 - 324}{2280} \cdot 10^3 = 29,8 \text{ кг/с}.$$

По характеристике ЧВД (рис. 11.13) при $D_{\text{ЧВД}}^{\text{ВЫХ}} = 185,6 \text{ кг/с}$, $p_{T2} = 0,156 \text{ МПа}$ имеем: $D_0 = 255 \text{ кг/с}$.

Уточненный расчет. Зная расход пара на турбину $D_0 = 255 \text{ кг/с}$, проводим расчет системы регенеративного подогрева питательной воды одновременно с построением в h, S -диаграмме процесса расширения пара в турбине. Значения внутреннего относительного КПД каждого отсека турбины приняты по заводским расчетам. В дальнейшем используем заводские данные для расчетного режима, (с индексом 0).

Расход пара через регулируемую ступень:

$$D_{p.c} = D_0 - D_{пт0} = 255 - 1,5 = 253,5 \text{ кг/с}.$$

Начальные параметры пара перед турбиной: $p_0 = 23,54 \text{ МПа}$; $t_0 = 540^\circ\text{C}$. Соответственно по таблицам водяного пара $h_0 = 3321 \text{ кДж/кг}$. Начальное дросселирование пара в паровпуске принимаем $\Delta p_0 = 5\%$, $p'_0 = 0,95 \cdot p_0 = 0,95 \cdot 23,54 = 22,36 \text{ МПа}$.

Давление в камере регулирующей ступени:

$$p_{p.c} = p_{p.c0} \cdot \frac{D_{p.c}}{D_{p.c0}} = 18,1 \cdot \frac{253,5}{248} = 18,5 \text{ МПа}.$$

Адиабатный теплоперепад в регулирующей ступени:

$$\Delta h_{p.c.a} = 77 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия пара в камере регулирующей ступени:

$$h_{p.c} = h_0 - \Delta h_{p.c.a} \cdot \eta_{p.c} = 3321 - 77 \cdot 0,67 = 3264,1 \text{ кДж/кг}.$$

Расход пара через ступени 2–6 (первый поток ЦВД):

$$D_{2-6} = D_{p.c} - D_{вн.пр}^{ПВД} = 253,5 - 3,8 = 249,7 \text{ кг/с.}$$

Здесь $D_{вн.пр}^{ПВД}$ – протечки через внутренние уплотнения ЦВД. Давление пара перед ступенью 7:

$$p_{7ст} = p_{7ст0} \cdot \frac{D_{7ст}}{D_{7ст0}} = 10,1 \cdot \frac{249,86}{244,6} = 10,3 \text{ МПа.}$$

$$D_{7ст} = D_{2-6} + D_{вн.у}^{ЦВД} - D_{пер.пр}^{ЦВД} = 249,7 + 3,72 - 3,56 = 249,86 \text{ кг/с,}$$

где $D_{пер.пр}^{ЦВД}$ – протечки через передние уплотнения ЦВД. Адиабатный теплоперепад в ступенях 2–6 по h, S -диаграмме равен $\Delta h_{2-6,a} = 164$ кДж/кг. Действительный теплоперепад в ступенях 2–6:

$$\Delta h_{2-6} = \Delta h_{2-6,a} \cdot \eta_{2-6,0} = 164 \cdot 0,824 = 135 \text{ кДж/кг.}$$

Второй поток пара в ЦВД проходит ступени 7–10 до камеры отбора пара на ПВД П8.

Давление в отборе равно:

$$p_{п8} = p_{п8,0} \cdot \frac{D_{11-12}}{D_{11-12,0}} = 5,49 \cdot \frac{238}{232} = 5,63 \text{ МПа.}$$

11.5. Методика расчета принципиальной тепловой схемы турбоустановки АЭС на насыщенном или слабоперегретом паре

Методика расчета схемы турбоустановки АЭС с сепарацией влаги и паровым промежуточным перегревом имеет свои особенности, в значительной мере отличающие ее от методики расчета ПТС ТЭС на органическом топливе. Особенность методики расчета АЭС обуславливается вводом дренажей из сепаратора влаги и промежуточных перегревателей в регенеративную схему ПВД и ПНД турбоустановки, процессом работы пара в турбине в области влажного пара. Это существенно осложняет применение обычной методики расчета ПТС и особенно оптимизацию параметров тепловой схемы. Ниже приведена методика расчета ПТС АЭС с использованием в качестве определяющей величины доли расхода рабочего пара через промежуточные перегреватели $\alpha_{п.п}$.

Первые три этапа расчета ПТС выполняют аналогично расчету ПТС КЭС (см. пункт 11.2). Основной исходной величиной расчета является мощность генератора N_g . Начальное давление пара и температуру питательной воды, так же как и конечное давление пара, определяют по данным технико-экономических расчетов. Для современных АЭС эти параметры находятся в пределах: $p_0 = 6 \div 7$ МПа, $p_k = 4 \div 6$ кПа, $t_{п.в} = 220 \div 230^\circ\text{C}$ (двухконтурные АЭС с ВВЭР и АЭС с реакторами на быстрых нейтронах). Разделительное давление перед сепарацией влаги и промежуточным перегревом зависит от начального давления. Его оптимальное значение, МПа, можно определить из выражения $p_c = 0,675 + 0,12 \cdot (p_0 - 4,5)$.

При построении процесса работы пара в h, S -диаграмме исходят из значений КПД ступеней при их работе на перегретом или сухом насыщенном паре $\eta_{oi}^{сух} = 82 \div 84\%$. Построение процесса в области влажного пара осуществляют методом последовательных приближений, учитывая его начальную и конечную влажность.

В тепловой схеме турбоустановки на насыщенном или слабо перегретом паре охладители пара из отборов турбины не требуются.

Оптимальное распределение между ступенями регенеративного подогрева питательной воды в турбоустановках АЭС можно выполнить, используя аналитический метод решения задачи. Соотношение подогревов воды между узловыми смежными «холодной» и «горячей» ступенями, обогреваемыми отборным паром при разделительном давлении и после парового промежуточного перегрева, в соответствии с результатами аналитической оптимизации следует принимать $\beta = 1,20 \div 1,30$.

Подогрев воды в остальных ступенях распределяют по геометрической прогрессии или по методу равного деления энтропии воды по ступеням.

В турбоустановках на насыщенном паре АЭС, так же как и на ТЭС, возможен другой путь определения оптимальных соотношений τ_r в узловых ступенях при наличии промежуточного перегрева пара – метод индифферентной точки (ИТ). Для этого рассчитывают теплоперепад, соответствующий разности между энтальпиями пара на входе в ЦВД турбины и в индифферентной точке $H_{и}$ с учетом количества отбираемого в ЦВД пара ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$), и определяют положение ИТ.

В четвертом этапе расчета ПТС на основе решения уравнений теплового и материального балансов элементов тепловой схемы турбоустановки определяют расходы пара на них в долях расхода свежего пара на турбину. Первоначально рассчитывают сепаратор-промпрегреватель (СПП), используя в качестве определяющей величины долю расхода пара через промежуточные перегреватели $\alpha_{п.п}$:

– отвод влаги из сепаратора

$$\alpha_c = \frac{h_c - h_c^0}{h_c^0 - h_c'} \cdot \alpha_{п.п} = \frac{x_c - x_c^0}{x_c^0} \cdot \alpha_{п.п}; \quad (11.57)$$

– расход греющего пара на промежуточные перегреватели:

$$\alpha_{п.о} = \frac{h_{п.п0} - h_c}{h_{п.п} - h_{п.п}'} \cdot \alpha_{п.п} = \frac{q_{п.п0}}{q_{п.п}} \cdot \alpha_{п.п}; \quad (11.58)$$

$$\alpha_{п.с} = \frac{h_{п.п} - h_{п.п0}}{h_0 - h_0'} \cdot \alpha_{п.п} = \frac{q_{п.пс}}{q_0} \cdot \alpha_{п.п}. \quad (11.59)$$

Расчет приводной турбины питательной установки выполняют по формуле (11.14) с учетом установки бустерного насоса, давление питательной воды за насосами принимают $p_{п.н} = (1,2 \div 1,3) \cdot p_0$.

Расчет подогревателей высокого давления, деаэрата питательной воды и подогревателей низкого давления ведут обычным способом, учитывая конкретный вид тепловой схемы, наличие смешивающих ПНД, сетевой подогревательной установки, испарителей, расширителей продувки парогенераторов АЭС. В расчете используется составленная на предыдущих этапах таблица параметров пара и воды.

В зависимости от разделительного давления часть уравнений теплового и материального балансов теплообменников тепловой схемы АЭС определяет соответствующие доли расхода пара на них в функции от $\alpha_{п.п}$, что связано с вводом в тепловую схему дренажей из сепаратора и пароперегревателя. После расчета всех подогревателей, питаемых паром из ЦВД, определяют расход пара на сепаратор $\alpha_{спп}$ в виде

$$\alpha_{спп} = \alpha_{п.п} + \alpha_c = \alpha_0 - \alpha_{п.с} - \alpha_{п.0} - \sum \alpha_{iцвд} - \sum \alpha_{у.цвд}, \quad (11.60)$$

где $\alpha_0=1$; $\alpha_{iцвд}$ – доля i -го отбора пара из ЦВД турбины; $\alpha_{у.цвд}$ – доля протечек пара из уплотнений ЦВД. Из (11.70) определяем долю расхода пара $\alpha_{п.п}$.

Пятый и шестой этапы расчета ПТС турбоустановок АЭС, так же как и для ТЭС, состоят из контроля материального баланса пара и конденсата в основном конденсаторе турбины и из решения энергетического уравнения турбоустановки. После этого определяют расход свежего пара на турбину D_0 , кг/ч, и удельный расход пара $d_0 \approx 6,1 \div 6,2$ кг/(кВт·ч).

Энергетические показатели АЭС (седьмой этап):

1. Полный расход теплоты на турбоустановку, кДж/ч,

$$Q_{ту} = D_0 \cdot (h_0 - h_{п.в}) + D'_п \cdot (h''_п - h_{п.в}) + D'_{пр} \cdot (h_{пр} - h_{п.в}) - D_{д.в} \cdot (h_{п.в} - h_{д.в}). \quad (11.61)$$

При отсутствии расширителя продувки

$$Q_{ту} = D_0 \cdot (h_0 - h_{п.в}) - D_{д.в} \cdot (h_{п.в} - h_{д.в}). \quad (11.62)$$

2. Расход теплоты турбоустановки на производство электроэнергии, кДж/ч,

$$Q_{ту}^э = Q_{ту} - Q_{от} - Q_{с.н}, \quad (11.63)$$

где $Q_{от}$ – теплота, отпускаемая турбоустановкой на отопительные нужды; $Q_{с.н}$ – теплота отборного пара, используемая для собственных нужд энергоблока и АЭС.

3. Удельный расход теплоты турбоустановки на выработку электроэнергии, кДж/(кВт·ч), и соответствующий КПД равны

$$q_{ту}^э = \frac{Q_{ту}^э}{N_э + N_e^{т.п.п.н}}; \quad (11.64)$$

$$\eta_{ту}^э = \frac{3600}{q_{ту}^э}, \quad (11.64a)$$

где $N_e^{т.п.п.н}$ – эффективная мощность приводной турбины питательной установки (11.25).

4. Абсолютный электрический КПД турбоустановки

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{а}} = 3600 \cdot N_{\text{э}} / Q_{\text{ту}}. \quad (11.65)$$

5. Тепловая нагрузка парогенераторов энергоблока АЭС, кДж/ч,

$$Q_{\text{пг}} = D_{\text{пг}} \cdot (h_{\text{пг}} - h_{\text{п.в}}^{\text{пг}}) + D_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{пр}} - h_{\text{п.в}}). \quad (11.66)$$

6. КПД транспорта теплоты (во втором контуре двухконтурной АЭС)

$$\eta_{\text{тр}}^{\text{п}} = Q_{\text{ту}} / Q_{\text{пг}}. \quad (11.67)$$

7. КПД энергоблока АЭС определяют в зависимости от числа контуров.

При двухконтурной АЭС

$$\eta_{\text{с}} = \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{I}} \cdot \eta_{\text{пг}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{II}} \cdot \eta_{\text{ту}}^{\text{а}}. \quad (11.68)$$

8. Тепловая мощность реактора, МВт,

$$Q_{\text{р}} = N_{\text{э}} / \eta_{\text{с}}. \quad (11.69)$$

9. КПД энергоблока АЭС нетто

$$\eta_{\text{с}}^{\text{н}} = \eta_{\text{с}} \cdot (1 - \varepsilon_{\text{с.н}}), \quad (11.70)$$

где $\varepsilon_{\text{с.н}} = 0,06 \div 0,07$ – доля расхода электроэнергии на собственные нужды. Основные потребители электроэнергии на АЭС: циркуляционные насосы (ГЦН) первого контура; циркуляционные насосы охлаждающей воды конденсаторов турбин, питательные насосы, конденсатные и сетевые насосы и т.п.

10. Удельный расход выгоревшего ядерного топлива, г/(МВт·ч),

$$b_{\text{я.т}} = 0,054 / \eta_{\text{с}}. \quad (11.71)$$

11. Годовая потребность, энергоблока АЭС в ядерном топливе (общий расход ядерного топлива), т/год,

$$B_{\text{г}} = Q_{\text{р}} \cdot T_{\text{уст}} / (24 \cdot K), \quad (11.72)$$

где K и $T_{\text{уст}}$ выбирают в соответствии с режимом работы и типом топлива.

Контрольные вопросы и задания

1. Что входит в понятие принципиальной тепловой схемы и ее состав?
2. Какова основная цель расчета ПТС проектируемых энергоблоков?
3. Перечислите основные этапы расчета ПТС.
4. Что входит в материальные балансы пара и воды?
5. Назовите особенности расчета принципиальной тепловой схемы турбоустановки АЭС на насыщенном паре.

Глава 12. СОСТАВЛЕНИЕ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРИНЦИПАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПАРОГАЗОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

12.1. Содержание, основы составления и примеры принципиальной тепловой схемы парогазовой установки

Парогазовые установки с котлами-утилизаторами – единственные на сегодня энергетические системы, лучшие образцы которых в конденсационном режиме отпускают электроэнергию с КПД нетто свыше 60%.

Основными составляющими элементами такой парогазовой установки (ПГУ) являются: газотурбинная установка (ГТУ), котел-утилизатор (КУ), где утилизируется часть теплоты уходящих газов и паротурбинная установка (ПТУ).

При автономной работе ГТУ вместе с выбросом выходных газов в окружающую среду теряется значительное количество теплоты. Часть этой теплоты можно использовать для получения пара в котлах-утилизаторах с последующей выработкой электроэнергии в паровых турбинах. Простейший цикл Брайтона-Ренкина в координатах $T-S$ показан на рис. 12.1.

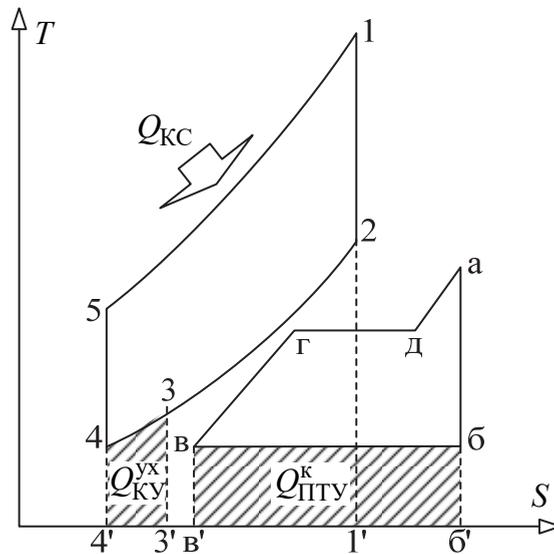


Рис. 12.1. Идеальный цикл парогазовой установки с котлом-утилизатором

Термодинамические процессы рабочих тел парогазовой установки образуют в совокупности парогазовый цикл, состоящий из двух частей: газовой – контур 1–2–3–4–5 и паровой – контур а–б–в–г–д. Параметры (давление и температура) генерируемого пара напрямую зависят от температуры газов за газовой турбиной.

Отсюда следует зависимость параметров пара от параметров наружного воздуха и режима работы ГТУ (нагрузки). При этом значительно снижается теплота, теряемая с газами ГТУ, но в паровой части парогазового цикла появляются потери, связанные с холодным источником (конденсационная установка). Теряемая теплота обозначена заштрихованными площадями. Подогрев питательной воды (в-г), парообразование (г-д) и перегрев пара (д-а) осуществляются только за счет теплоты газов ГТУ.

Принципиальная тепловая схема моноблочной ПГУ-КЭС с одноконтурным КУ представлена на рис. 12.2. За счет утилизации части теплоты уходящих газов ГТУ в КУ генерируется перегретый пар, который поступает в проточную часть ПТ для выработки электроэнергии. Оработанный пар поступает в конденсационную установку К. Система регенеративного подогрева питательной воды паротурбинной установки состоит только из одного ПНД и деаэрационной установки, после которой вода подается питательными насосами в экономайзер КУ.

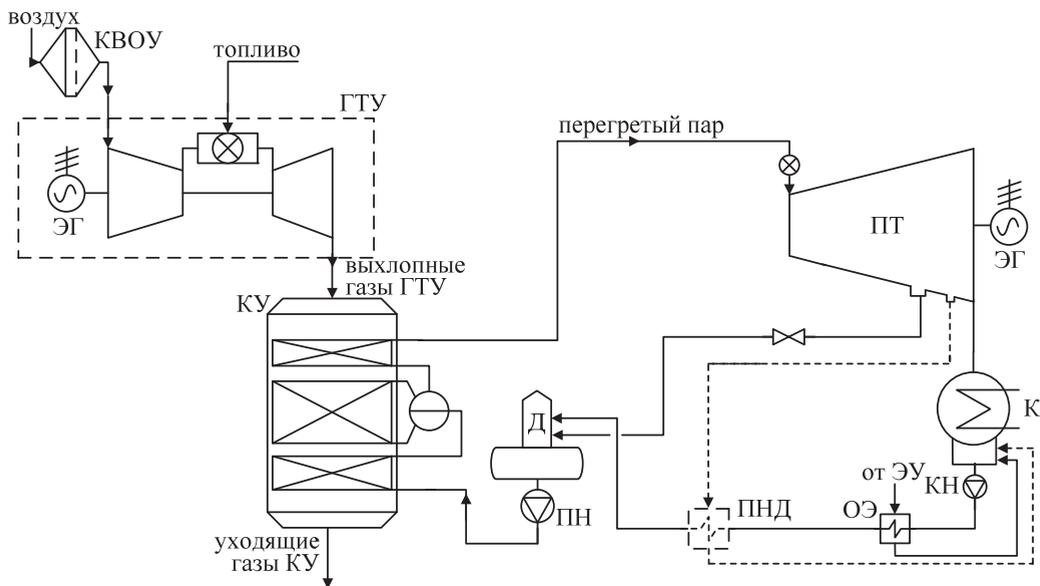


Рис. 12.2. Принципиальная тепловая схема моноблочной ПГУ конденсационного типа с одноконтурным котлом-утилизатором:

- ГТУ – газотурбинная установка; Д – деаэратор; К – конденсатор;
- КВОУ – комплексное воздухоочистительное устройство;
- КН – конденсатный насос; КУ – котел-утилизатор; ОЭ – охладитель эжекторов;
- ПНД – подогреватель низкого давления; ПН – питательный насос;
- ПТ – паровая турбина; ЭГ – электрический генератор; ЭУ – эжекторная установка

Тепловая схема, представленная на рис. 12.2, иллюстрирует один из вариантов сочетания оборудования в составе ПГУ-КЭС, в общем же случае существует множество различных комбинаций основных элементов ПГУ: один энергетический модуль «ГТУ-КУ», питающий паром ряд ПТУ; несколько энергетических модулей «ГТУ-КУ», генерирующих пар для одной паровой турбины –

дубль- и трипл-блоки ПГУ и т.д. Для более глубокой утилизации теплоты газов в КУ возможна установка дополнительной поверхности – газового подогревателя конденсата для подогрева основного конденсата перед деаэратором (рис. 12.3). При этом снижается расход пара на деаэратор и, следовательно, появляется возможность для дополнительной выработки электроэнергии в паровой турбине, что повышает тепловую экономичность всей парогазовой установки.

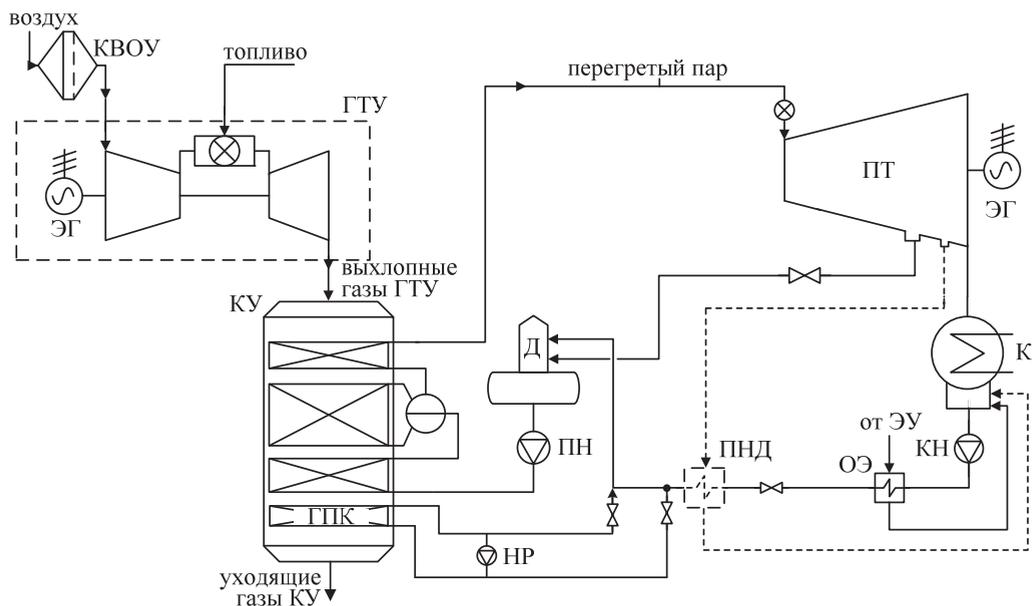


Рис. 12.3. Принципиальная тепловая схема конденсационного парогазового энергоблока с ГПК:
ГПК – газовый подогреватель конденсата; НР – насос рециркуляции

Во избежание низкотемпературной коррозии хвостовых поверхностей нагрева котла-утилизатора температура воды на входе в КУ поддерживается на минимально допустимом уровне, для чего предусмотрена рециркуляция части нагретого в ГПК конденсата. С этой же целью в схеме ПТУ возможно наличие ПНД. Допустимый уровень температуры воды на входе в КУ определяется рядом факторов, основным из которых является тип используемого в ГТУ топлива и минимально допустимая температура водяного теплоносителя на входе в КУ которая:

- при сжигании в камере сгорания ГТУ природного газа составляет 55–60°C;
- при сжигании в камере сгорания ГТУ жидкого газотурбинного топлива составляет порядка 110°C.

Представленные схемы ПГУ-КЭС могут быть дополнены с помощью ряда технических решений, направленных на повышение вырабатываемой мощности или тепловой экономичности установки.

12.2. Методика расчета принципиальной тепловой схемы ПГУ КЭС

По сравнению с традиционной паросиловой установкой, существует ряд особенностей выполнения расчетов схем ПГУ, которые необходимо учитывать.

Из теории газотурбинных установок известно влияние на параметры работы ГТУ (мощность, расходы воздуха и газов, температуры воздуха и газов, КПД) параметров воздуха на входе в компрессор (в первую очередь – температуры наружного воздуха) и нагрузки ГТУ. Кроме этого, некоторое воздействие на работу ГТУ в составе парогазовой установки оказывает работа котла-утилизатора из-за изменения в процессе работы его аэродинамического сопротивления. При повышении сопротивления на выходе из газовой турбины увеличивается температура газов, и снижается электрическая мощность ГТУ. Повышение сопротивления за ГТ может быть обусловлено также включением камер дожигания топлива в КУ в зависимости от конструкции камер. Таким образом, на значение температуры уходящих газов и мощности ГТУ влияет не только температура и давление наружного воздуха, но и аэродинамическое сопротивление КУ, которое зависит от изменения расхода газов, обусловленного нагрузкой ГТУ и температурой воздуха перед компрессором. Электрическая мощность по этим причинам может снижаться на 2–4%. На расход газов за ГТУ, наряду с прочими факторами, влияние оказывает изменение величины аэродинамического сопротивления на входе в компрессор ГТУ. Основным источником сопротивления обычно является комплексное воздухо-очистительное устройство, но в схемах могут быть использованы дополнительные калориферы для предварительного подогрева воздуха перед компрессором.

Газовая турбина с котлом-утилизатором образует энергетический парогенерирующий модуль «ГТУ-КУ», работа которого главным образом определяется работой ГТУ. В традиционных паросиловых энергоустановках роль парогенерирующего модуля выполняет паровой энергетический котел, работа которого практически не зависит от температуры наружного воздуха. Энергетический модуль «ГТУ-КУ» представляет собой элемент, применяемый почти во всех технологических схемах парогазовых установок. Для того, чтобы рассчитать работу модуля с заданным расходом пара, необходимо проводить итеративный (с последовательными приближениями) расчет КУ и ГТУ на различной нагрузке, корректируя на каждом шаге указанные исходные данные. При использовании системы дожигания эта процедура еще более усложняется, так как необходимый расход пара котла-утилизатора можно получить различными комбинациями расходов топлива в камеры сгорания ГТУ и в камеры дожигания КУ.

Одновременный расчет модуля «ГТУ-КУ» и паротурбинной установки проводится с учетом структуры проточной части паровой турбины. При этом необходима постоянная корректировка температуры питательной воды (или конденсата) КУ, так как ее значение зависит от работы конденсатора, а также от режима работы деаэратора ПТУ. В общем случае элементы ПГУ составляют взаимосвязанную систему. На рисунке 12.4 показана структурная схема передачи данных при расчете режима работы ПГУ, представленная как комплексный расчет основных элементов схемы.

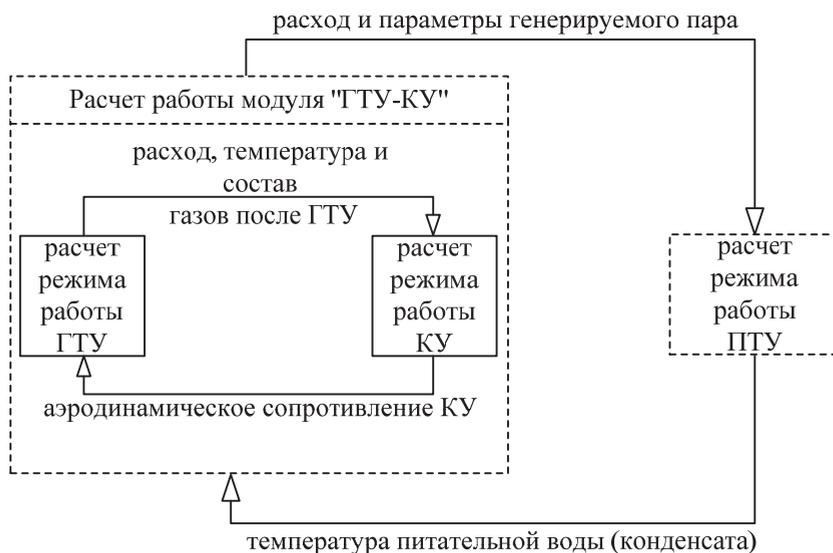


Рис. 12.4. Структурная схема расчета режима работы ПГУ-КЭС с КУ

Таким образом, для тепловой схемы ПГУ-КЭС с котлами-утилизаторами 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. Алгоритм расчета тепловой схемы блока ПГУ-КЭС отличается от алгоритмов традиционных паросиловых энергоблоков.

Целью расчета тепловой схемы парогазовой КЭС является:

- определение параметров рабочих сред в газотурбинной установке;
- определение параметров рабочих сред в котле-утилизаторе;
- расчет тепловой схемы паровой турбины (определение параметров и расходов рабочего тела в каждом отсеке);
- расчет других элементов тепловой схемы (деаэраторы, конденсаторы и др.);
- определение электрической мощности элементов схемы;
- определение расходов топлива в камеры сгорания ГТУ и, при наличии дополнительного сжигания топлива, камеры дожигания КУ.

Расчет проводится для определения возможности работы элементов схемы и всей ПГУ в целом в различных режимах: номинальных и нерасчетных, с целью определения показателей тепловой экономичности ПГУ для анализа эффективности той или иной схемы, режима работы, оценки годовых показателей и т.п.

Специфика режимов работы элементов парогазовых установок, в частности, зависимость характеристик ГТУ от параметров воздуха на входе в компрессор и др. обуславливает два основных вида теплового расчета схемы ПГУ:

1. Конструкторский расчет, который выполняется для определения структуры и конфигурации поверхностей нагрева КУ, характеристик отсеков проточной

части паровых турбин, характеристик теплообменного оборудования. Для каждого элемента схемы расчет проводится индивидуально с учетом особенностей его работы при различных условиях (нагрузка, температура наружного воздуха и т.д.).

2. Поверочный расчет режима работы установки, который проводится для определения показателей уже сформированных элементов тепловой схемы ПГУ. При этом учитываются результаты конструкторского расчета, а также режимные характеристики компонентов установки.

Блок-схема расчета тепловой схемы парогазовой установки с котлами-утилизаторами, работающей в режиме ПГУ-ТЭЦ (наиболее общий случай), представлена на рис. 12.5. При отсутствии отбора пара на тепловые нужды внешнего потребителя установка переходит в режим работы по схеме ПГУ-КЭС.

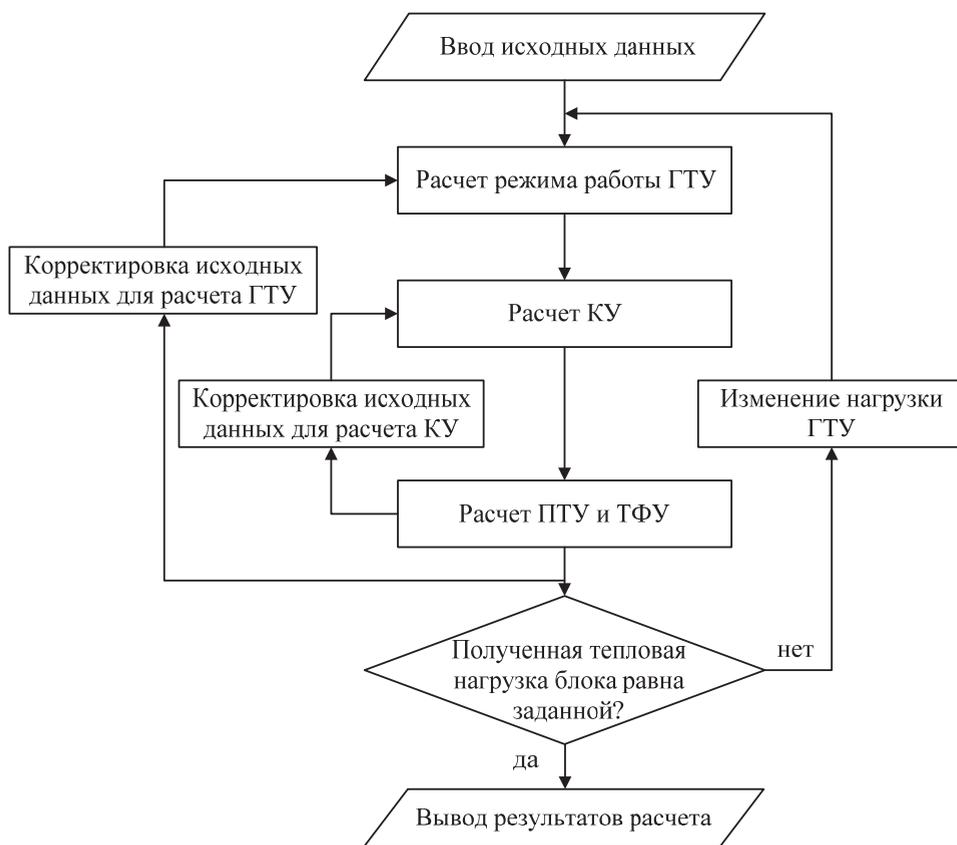


Рис. 12.5. Упрощенная блок-схема расчета тепловой схемы теплофикационной парогазовой установки с котлами-утилизаторами:
ТФУ – теплофикационная установка

Исходные данные определяют принятую электрическую нагрузку газотурбинной установки, параметры окружающего воздуха, вид и характеристики сжигаемого топлива. Предполагается наличие заводских данных по параметрам рабочего тела и характеристикам ГТУ в соответствии с исходными данными. 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 парогазовой установки. Для конденсационных ПГУ с котлами-утилизаторами – это режим при среднегодовых параметрах наружного воздуха (для Москвы: $T_{\text{нв}} = 277 \text{ К}$, $P_{\text{нв}} = 0,1013$). 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.

В условиях эксплуатации режимы работы ПГУ часто меняются вследствие непостоянства температуры и давления наружного воздуха, а также возможного изменения нагрузки. 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 большой интерес представляет его поверочный расчет. При этом известны 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.

Ещё одной особенностью парогазовых установок с КУ является необходимость параллельно с тепловым выполнять гидравлический и аэродинамический расчеты котла-утилизатора. Первый из них позволяет находить давление пара и воды в элементах котла. Аэродинамический расчет определяет сопротивление элементов и всего газового тракта КУ. Это, со своей стороны, оказывает влияние на параметры газов за газовой турбиной и на электрическую нагрузку ГТУ.

12.2.1. Конструкторский расчет котла-утилизатора

Целью конструкторского расчета котла-утилизатора является определение величин поверхности нагрева, геометрических характеристик отдельных элементов при заданных условиях.

Для котла-утилизатора в зависимости от типа применяемой ГТУ и принятой тепловой схемы имеют место одноконтурная, двухконтурная (высокого и низкого давления) и трехконтурная (высокого, среднего и низкого давления) схемы генерации пара. В хвостовой части КУ обычно устанавливается газовый подогреватель конденсата, замещающий группу подогревателей низкого давления паротурбинной установки. Возможны схемы с промежуточным перегревателем пара после ЧВД паровой турбины, с сепаратором влаги между ЧВД и ЧНД паровой турбины и др.

Циркуляция бывает естественной или принудительной. Естественная циркуляция и горизонтальная компоновка котла-утилизатора требуют соответствующих площадей и эксплуатационных условий, необходима также тщательная продувка и дренирование экономайзерных и перегревательных поверхностей нагрева.

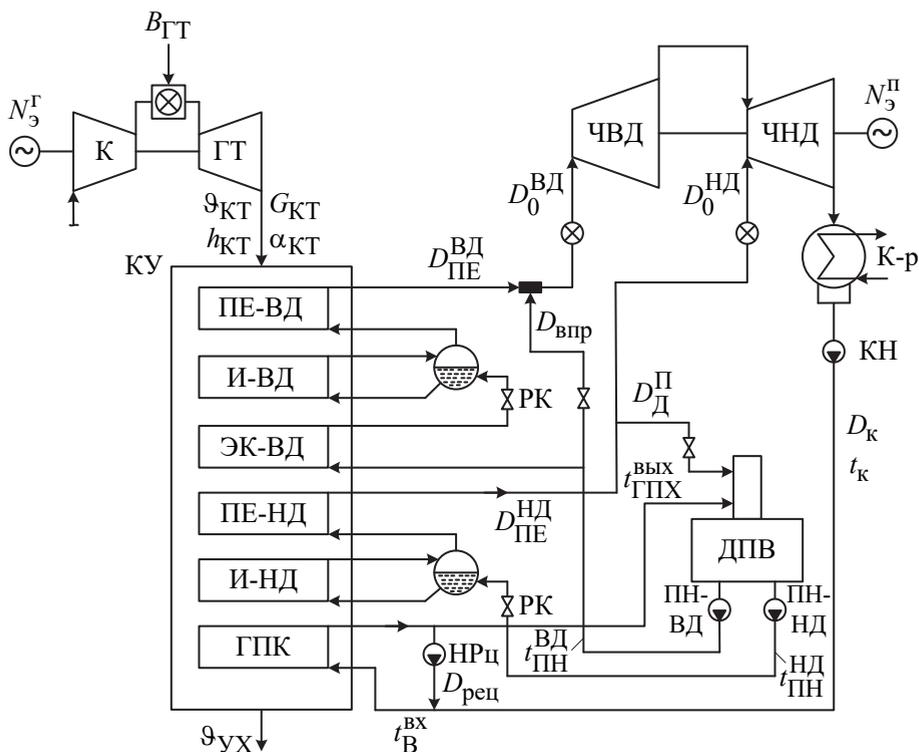


Рис. 12.6. Принципиальная тепловая схема парогазовой установки с котлами-утилизаторами:

ПЕ-ВД, ПЕ-НД – пароперегреватели высокого и низкого давления;

И-ВД, И-НД – испарительные поверхности высокого и низкого давления;

Э-ВД – экономайзер высокого давления; ГПК – газовый подогреватель конденсата;

ДПВ – деаэратор питательной воды; К-р – конденсатор; КН – конденсатный насос;

ЧВД, ЧНД – части высокого и низкого давления паровой турбины;

ПН-ВД, ПН-НД – питательные насосы соответственно высокого и низкого давления;

НРц – насос рециркуляции; РК – регулирующий клапан

Применение принудительной циркуляции рабочего тела в испарительных поверхностях нагрева требует установки специальных циркуляционных насосов. Такое решение позволяет осуществить свободный выбор расположения поверхностей нагрева, гарантирует стабильную работу КУ при всех возможных случаях нарушения условий эксплуатации, но увеличивает собственные нужды.

При выполнении конструкторского расчета КУ, задаются следующие величины:

- вид и состав сжигаемого в ГТУ топлива;
- параметры выхлопных газов ГТУ: расход G_{KT} , кг/с; температура θ_{KT} , °С; избыток воздуха α_{KT} ; состав выхлопных газов;
- конструктивные параметры стандартной типовой секции поверхностей нагрева КУ.

Рассмотрим котел-утилизатор с двумя контурами генерации пара (рис. 12.6).

1. Для любой из поверхностей нагрева котла-утилизатора (пароперегревателя, испарителя и т.д.) можно записать уравнение количества теплоты, передаваемой выхлопными газами ГТУ пароводяному рабочему телу:

$$Q_i = G_{\text{кт}} \cdot \Delta h_{\text{г},i} \cdot \varphi = D_{\text{пв},i} \cdot \Delta h_{\text{пв},i} = k_i \cdot F_i \cdot \Delta t_{\text{ср},i}^{\text{лог}}, \quad (12.1)$$

где: $G_{\text{кт}}$; $D_{\text{пв},i}$ – расходы газов за ГТУ и пароводяного рабочего тела, кг/с; $\Delta h_{\text{г}}$; $\Delta h_{\text{пв},i}$ – разности энтальпий, соответственно, газов и пароводяного рабочего тела, кДж/кг; k_i – средний коэффициент теплопередачи в « i -й» поверхности нагрева, [кВт/м²К]; F_i – площадь « i -й» поверхности нагрева, м²; $\Delta t_{\text{ср},i}^{\text{лог}}$ – среднелогарифмический температурный напор в « i -й» поверхности нагрева, °С; φ – коэффициент сохранения теплоты в КУ ($\varphi = 0,994 \div 0,996$).

Приведенная зависимость состоит из уравнения теплового баланса по газовому и пароводяному тракту, а также из уравнения теплопередачи. Для каждой группы поверхностей нагрева решаются уравнения теплового баланса и теплопередачи, которые образуют систему нелинейных уравнений. Их решение осуществляется в определенной последовательности для отдельных поверхностей нагрева КУ. Одновременно проводятся гидравлический и аэродинамический расчеты элементов КУ.

2. Выполнение конструкторского расчета КУ осуществляется при одновременном контроле правильности выбора параметров и количества генерируемого пара высокого и низкого давления с использованием « $Q-t$ » диаграммы поверхностей нагрева котла-утилизатора (рис. 12.7).

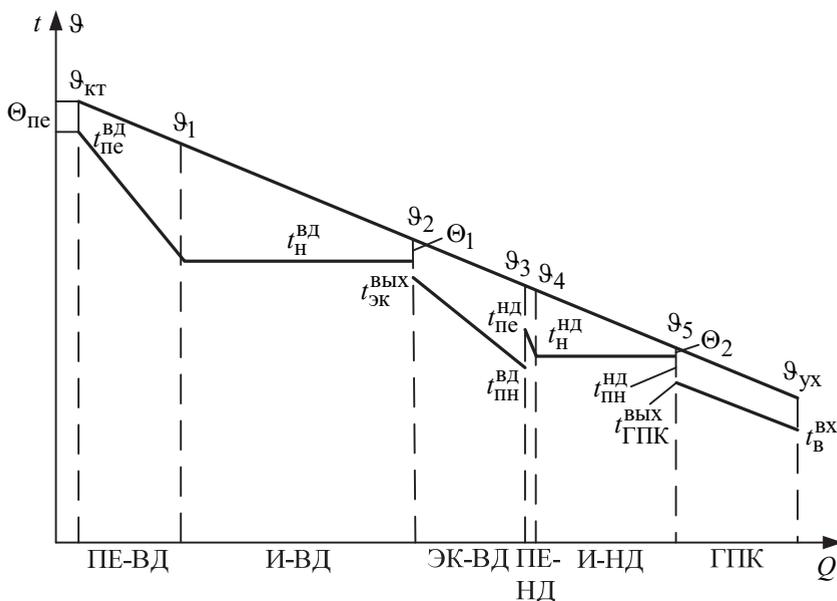


Рис. 12.7. « $Q-t$ » диаграмма котла-утилизатора ПГУ:

θ_i – соответствующие температуры продуктов сгорания по тракту котла-утилизатора;
 t_i – соответствующие температуры пароводяного теплоносителя по тракту котла-утилизатора;
 Θ_i – соответствующие температурные напоры

При этом:

– для повышения энергетических показателей ПГУ и более полной утилизации теплоты уходящих газов принимаем минимальные температурные напоры на «холодных» концах поверхностей нагрева испарителей ВД и НД: Θ_1 и Θ_2 в пределах $8 \div 10^\circ\text{C}$. Это соответствует проведенным технико-экономическим расчетам и рекомендациям ведущих российских и зарубежных фирм и институтов. Расход пара в контурах ВД и НД рассчитывают по этим задаваемым напорам;

– контролируем температурный напор на горячем конце пароперегревателя ВД $\Theta_{\text{пе}} \leq 20 \div 30^\circ\text{C}$; уменьшение величины $\Theta_{\text{пе}}$ увеличивает металлоемкость пароперегревателя, его стоимость, аэродинамическое сопротивление котла-утилизатора. Вместе с тем, это позволяет повысить температуру перегретого пара. Давление пара и его температура являются «сопряженными» начальными параметрами, и их выбор должен обеспечить допустимую влажность пара в последних ступенях паровой турбины;

– контролируем температуру уходящих газов за КУ. С ее понижением улучшаются энергетические показатели ПГУ, но значительно увеличивается суммарная поверхность нагрева. Обычно добиваются того, чтобы:

$\vartheta_{\text{ух}} \approx 80 \div 100^\circ\text{C}$ при сжигании природного газа,

$\vartheta_{\text{ух}} \approx 120 \div 125^\circ\text{C}$ при сжигании жидкого газотурбинного топлива;

– для предотвращения коррозии хвостовых поверхностей нагрева КУ принимаем температуру конденсата на входе в котел $t_{\text{в}}^{\text{вх}} \geq 55 \div 60^\circ\text{C}$.

3. Тепловой конструкторский расчет КУ рекомендуется проводить в несколько этапов (указания даются применительно к схеме, изображенной на рис. 12.6):

Этап I. Решаем уравнения теплового баланса для поверхностей нагрева высокого давления. При этом, учитывая типы применяемых ГТУ и соответствующие им параметры уходящих газов, в первом приближении рекомендуется принимать:

– давление пара в барабане высокого давления: $P_6^{\text{ВД}} = 6 \div 10$ МПа;

– давление воды за питательными насосами ВД: $P_{\text{пн}}^{\text{ВД}} = (1,1 \div 1,15) \cdot P_6^{\text{ВД}}$;

– давление воды за экономайзером ВД: $P_{\text{эк}}^{\text{ВД}} = 1,05 \cdot P_6^{\text{ВД}}$;

– температура питательной воды за экономайзером ВД: $t_{\text{эк}}^{\text{ВД}} = t_{\text{н}}^{\text{ВД}} - (8 \div 10)$, $^\circ\text{C}$;

– гидравлическое сопротивление пароперегревателя ВД: $\Delta P_{\text{пе}}^{\text{ВД,Г}} = 0,2 \div 0,3$ МПа;

– давление перегретого пара ВД: $P_{\text{пе}}^{\text{ВД}} = P_{\text{б}}^{\text{ВД}} - \Delta P_{\text{пе}}^{\text{ВД,Г}}$.

В результате решения уравнений теплового баланса перегревателя ВД, испарителя ВД и экономайзера ВД определяем параметры пара, его расход, а также температуры и энтальпии газов за отдельными поверхностями нагрева. Контролируются величины недогревов Θ_1 и $\Theta_{\text{пе}}$.

Ниже приведены уравнения тепловых балансов для поверхностей нагрева высокого давления (рис. 12.6 и 12.7).

Перегреватель высокого давления:

$$G_{\text{кт}} \cdot (h_{\text{кт}} - h_1) \cdot \varphi = D_{\text{пе}}^{\text{ВД}} \cdot (h_{\text{пе}}^{\text{ВД}} - h_{\text{вд}}^{\text{в}}) = Q_{\text{пе-вд}}. \quad (12.2)$$

Испаритель высокого давления:

$$G_{\text{кт}} \cdot (h_1 - h_2) \cdot \varphi = D_{\text{пе}}^{\text{ВД}} \cdot (h_{\text{ВД}}'' - h_{\text{ЭК}}^{\text{ВЫХ}}) = Q_{\text{и-вд}}. \quad (12.3)$$

Экономайзер высокого давления:

$$G_{\text{кт}} \cdot (h_2 - h_3) \cdot \varphi = D_{\text{пе}}^{\text{ВД}} \cdot (h_{\text{ЭК}}^{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ПН-вд}}) = Q_{\text{ЭК-вд}}. \quad (12.4)$$

Расход пара, генерируемого в контуре ВД котла-утилизатора, определяем из соотношения (без учета продувки из барабана ВД):

$$D_{\text{пе}}^{\text{ВД}} = \frac{G_{\text{кт}} \cdot (h_{\text{кт}} - h_2) \cdot \varphi}{h_{\text{пе}}^{\text{ВД}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{ВЫХ}}}. \quad (12.5)$$

При проведении поверочных тепловых расчетов котла-утилизатора температура перегретого пара за пароперегревателем ВД будет изменяться вследствие изменения параметров выхлопных газов ГТУ. В случае, если эта температура выше расчетной (т.е. полученной при конструкторском тепловом расчете), в работу включается впрыскивающий пароохладитель, работающий на деаэрированной питательной воде, или производится байпасирование части пара мимо пароперегревателя ВД. При этом величина впрыска или байпаса подлежат определению.

Этап II. Рассчитываем по аналогии с этапом I, уравнения теплового баланса для испарителя и пароперегревателя низкого давления. В первом приближении принимаем:

- давление пара в барабане НД: $P_6^{\text{НД}} = 0,5 \div 0,7$ МПа;
- давление воды за питательными насосами НД: $P_{\text{пн}}^{\text{НД}} = (1,1 \div 1,15) \cdot P_6^{\text{НД}}$;
- гидравлическое сопротивление пароперегревателя НД $\Delta P_{\text{пе}}^{\text{НД}} = 0,04 \div 0,05$ МПа;
- давление перегретого пара НД: $P_{\text{пе}}^{\text{НД}} = P_6^{\text{НД}} - \Delta P_{\text{пе}}^{\text{НД,Г}}$.

В результате решения уравнений теплового баланса пароперегревателя НД и испарителя НД определяем параметры пара и его расход для контура НД, а также температуры и энтальпии газов за поверхностями нагрева НД. Контролируется недогрев за испарителем низкого давления Θ_2 . Если не удастся решить уравнения теплового баланса с учетом вышеперечисленных требований, возвращаются к решению уравнений теплового баланса на этапе I, изменив расход пара в контуре ВД и его параметры.

Ниже приведены уравнения теплового баланса для поверхностей нагрева низкого давления (рис. 12.6 и 12.7).

Перегреватель низкого давления:

$$G_{\text{кт}} \cdot (h_3 - h_4) \cdot \varphi = D_{\text{пе}}^{\text{НД}} \cdot (h_{\text{пе}}^{\text{НД}} - h_{\text{нд}}'') = Q_{\text{пе-нд}}. \quad (12.6)$$

Испаритель низкого давления:

$$G_{\text{кт}} \cdot (h_4 - h_5) \cdot \varphi = D_{\text{пе}}^{\text{НД}} \cdot (h_{\text{нд}}'' - h_{\text{пн-нд}}) = Q_{\text{и-нд}}. \quad (12.7)$$

Этап III. На этом этапе решаем уравнения теплового и материального балансов деаэратора питательной воды и газового подогревателя конденсата КУ. Деаэратор питается обычно паром из коллектора НД котла, что позволяет оценить давление в деаэраторе $P_{\text{д}} \cong (0,9 \div 0,95) \cdot P_{\text{пе}}^{\text{НД}}$, МПа.

При расчете деаэратора принимаем температуру воды за ГПК котла-утилизатора $t_{\text{ГПК}}^{\text{ВВЫХ}} = t_{\text{н}}^{\text{Д}} - (8 \div 15)$, °С, чтобы обеспечить устойчивую работу деаэратора.

В заключение определяем расход греющего пара на деаэратор и температуру уходящих газов котла-утилизатора и строим в масштабе « $Q-t$ » диаграмму (см. рис. 12.7).

Уравнение теплового баланса газового подогревателя конденсата котла-утилизатора (рис. 12.6 и 12.7):

$$G_{\text{кт}} \cdot (h_5 - h_{\text{yx}}) \cdot \varphi = (D_{\text{к}} + D_{\text{РЕЦ}}) \cdot (h_{\text{ГПК}}^{\text{ВВЫХ}} - h_{\text{В}}^{\text{ВХ}}) = Q_{\text{ГПК}}. \quad (12.8)$$

Количество воды, направляемое на рециркуляцию $D_{\text{РЕЦ}}$ для поддержания температуры теплоносителя на входе в КУ $t_{\text{В}}^{\text{ВХ}} \approx 60^\circ\text{C}$, определяем из расчета точки смешения на входе в ГПК. Расход конденсата после конденсатора паровой турбины определяется по формуле:

$$D_{\text{к}} = D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{НД}}. \quad (12.9)$$

Уравнение материального баланса деаэратора:

$$D_{\text{к}} + D_{\text{Д}}^{\text{П}} = D_{\text{ПЕ}}^{\text{ВД}} + D_{\text{ПЕ}}^{\text{НД}}. \quad (12.10)$$

Уравнение теплового баланса деаэратора:

$$D_{\text{к}} \cdot h_{\text{ГПК}}^{\text{ВВЫХ}} + D_{\text{Д}}^{\text{П}} \cdot h_{\text{ПЕ}}^{\text{НД}} = (D_{\text{ПЕ}}^{\text{ВД}} + D_{\text{ПЕ}}^{\text{НД}}) \cdot h'_{\text{Д}}. \quad (12.11)$$

Этап IV. Данный этап конструкторского расчета КУ выполняется только после того, как сведены уравнения тепловых балансов всех поверхностей нагрева и выполнены приведенные рекомендации. Для каждой из этих поверхностей решается уравнение теплообмена:

$$Q_i = k_i \cdot F_i \cdot \Delta t_{\text{ср},i}^{\text{лог}}. \quad (12.12)$$

Определяем площади поверхностей нагрева котла-утилизатора F_i из уравнения теплопередачи для этих поверхностей. Предварительно необходимо выбрать тип оребренных труб и параметры оребрения. Средний коэффициент теплопередачи рассчитываем в соответствии с рекомендациями. При определении коэффициента теплопередачи скорость газов, проходящих через поверхности нагрева котла-утилизатора может быть принята из интервала $w_{\text{Г}} = 10 \div 12$ м/с, скорости пара и воды в трубах соответственно: $w_{\text{П}} = 10 \div 15$ м/с, $w_{\text{В}} = 0,2 \div 0,8$ м/с.

Конструктивная схема котла-утилизатора

Котлы-утилизаторы выполняют горизонтальными или вертикальными, в зависимости от компоновочной концепции главного корпуса электростанции. Поверхности нагрева котлов-утилизаторов выполнены 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 возможно изменение шага привариваемой на одной трубе ленты

и осуществление пропуски для местгиба труб. Возможности установок такого типа позволяют изготавливать оребренные трубы в широком диапазоне геометрических характеристик:

- диаметр гладкой (несущей) трубы: 22÷114 мм;
- толщина стенки трубы: 2÷12 мм;
- ширина привариваемой ленты, мм: 6÷30 мм;
- толщина привариваемой ленты, мм: 0,8÷2,5 мм;
- шаг навивки ленты (шаг ребер), мм: 4,2÷25 мм;
- длина оребренной трубы, м: до 22 мм.

Оребрение трубы в среднем уменьшает общую массу поверхности нагрева в 1,5 раза, при достижении необходимой поверхности теплообмена.

При горизонтальной компоновке котла-утилизатора (рис 12.8) поверхности нагрева состоят из отдельных секций, объединяемых в пакеты (рис 12.9). Секция включает в себя два коллектора (верхний и нижний), соединенные оребренными трубами. Обычно используется шахматное расположение труб. Число секций в одном ряду, как правило, составляет 4÷6, а число пакетов секций по ходу газов (z) зависит от рассчитываемой поверхности нагрева. Таким образом, общее число пакетов: $\sum z = z_{пЕ-вд} + z_{н-вд} + \dots$ зависит от тепловой схемы котла-утилизатора.

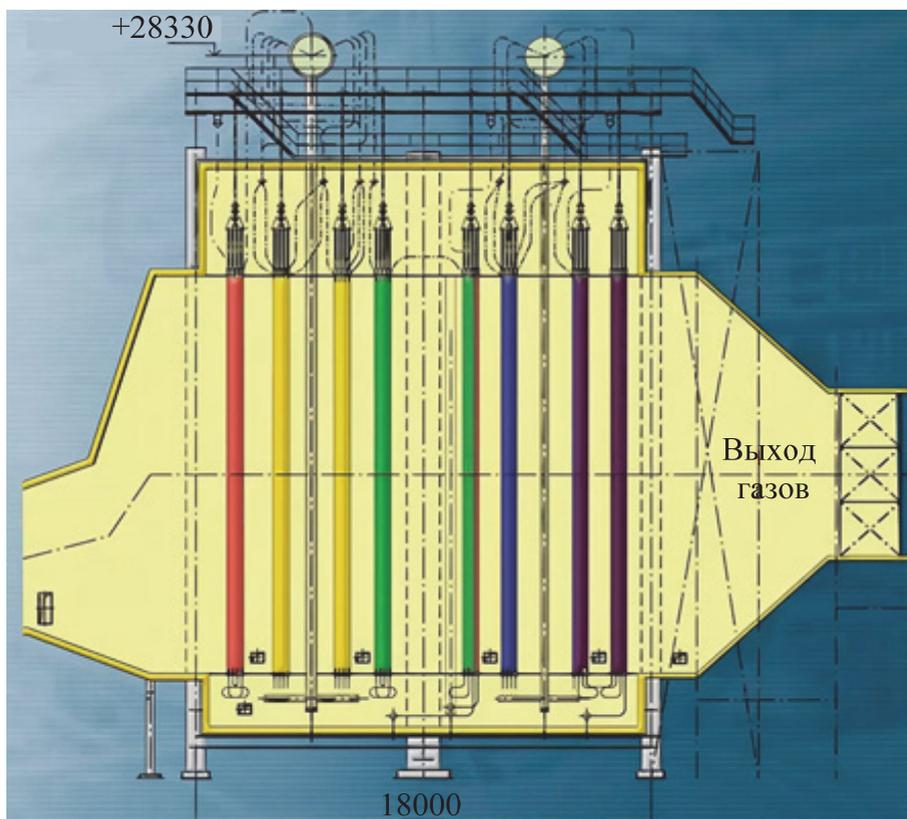


Рис. 12.8. Котел-утилизатор горизонтальной компоновки (П-96 АО ЗИО)

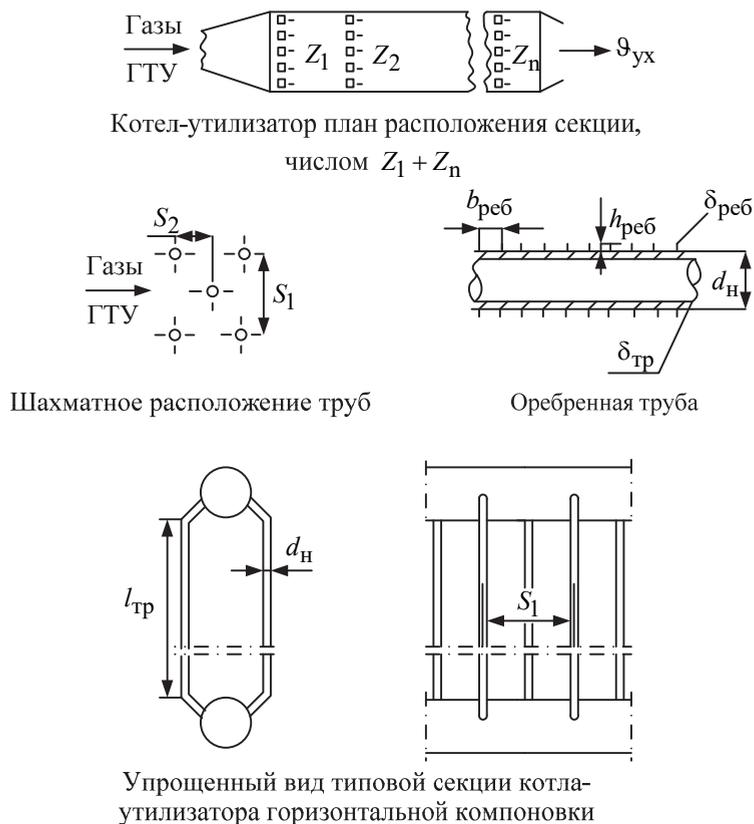


Рис. 12.9. Конструктивные параметры секции поверхностей нагрева котла-утилизатора горизонтальной компоновки:

d_n – наружный диаметр трубы; $l_{тр}$, $\delta_{тр}$ – соответственно длина и толщина стенки трубы;
 $\delta_{реб}$, $h_{реб}$, $b_{реб}$ – соответственно: толщина, высота и шаг ребер;
 s_1 , s_2 – поперечный и продольный шаги труб в трубном пучке

Вертикальная компоновка котла-утилизатора (рис. 12.10) имеет свои особенности. Поверхности нагрева выполняются в виде отдельных блоков, укрепляемых друг над другом с помощью каркаса. На рисунке 12.11 приведен пример компоновки такого блока в исполнении. В нем 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 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. Такое расположение труб обеспечивает их свободное тепловое расширение.

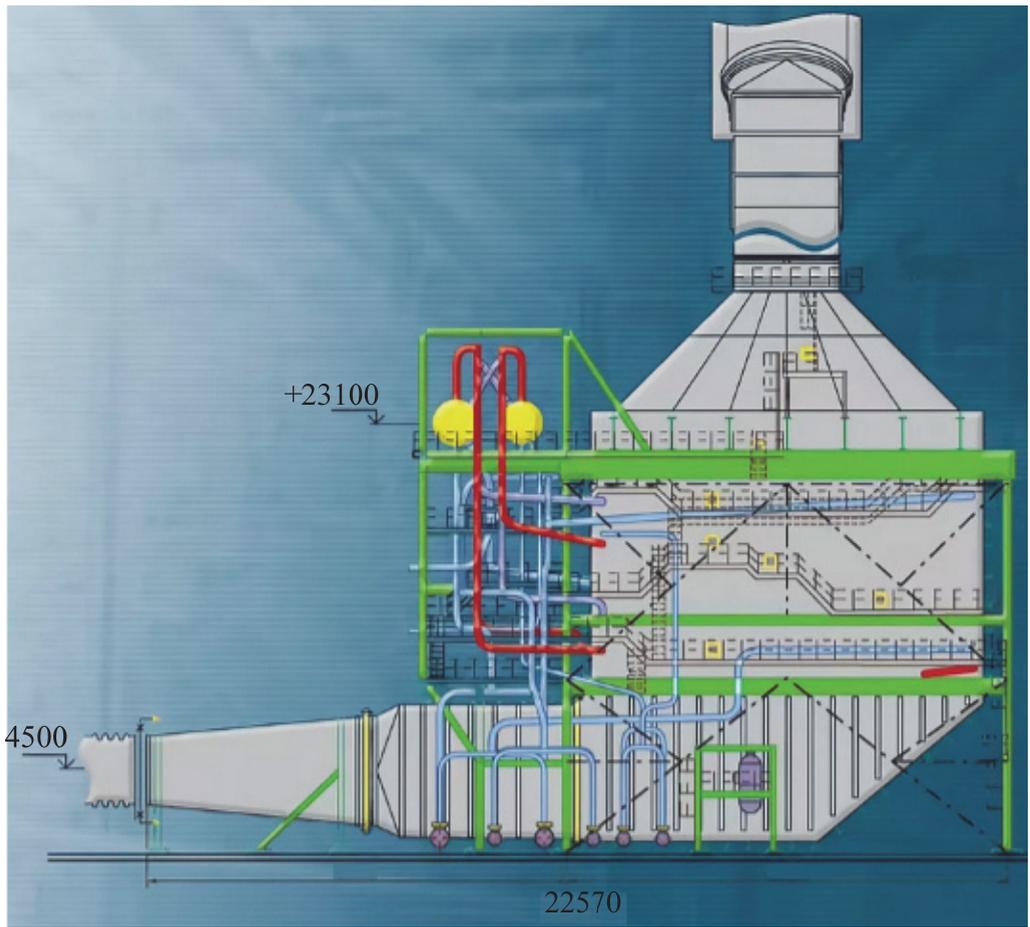


Рис. 12.10. Котел-утилизатор вертикальной компоновки (П-90 АО ЗИО)

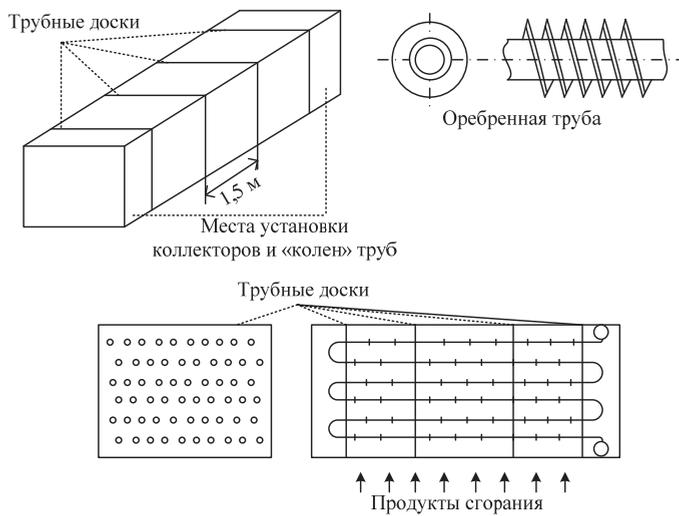


Рис. 12.11. Компоновка блока оребренных поверхностей нагрева вертикального котла-утилизатора

Выполнение поверхностей нагрева в вертикальном 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.

Определение поверхности нагрева котла-утилизатора. Котел-утилизатор горизонтальной компоновки.

В случае горизонтальной компоновки котла-утилизатора необходимо определить габариты и конструктивную схему секции. Она может иметь нижний и верхний коллекторы, либо быть выполнена только с нижним коллектором. Длина труб в секциях и их число может меняться в зависимости 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 должна находиться в пределах $10 \div 12$ м/с. Число труб в одной секции принимают по условиям компоновки, ее габаритов и весовых показателей.

Поверхность гладкой трубы:

$$F_{\text{гл.тр}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot l_{\text{тр}}. \quad (12.13)$$

Боковая поверхность ребра:

$$F_{\text{реб}} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[(d_{\text{н}} + 2 \cdot h_{\text{реб}})^2 - d_{\text{н}}^2 \right]. \quad (12.14)$$

Внутренняя торцевая поверхность ребра:

$$F_{\text{вн.реб}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot \delta_{\text{реб}}. \quad (12.15)$$

Внешняя торцевая поверхность ребра:

$$F_{\text{нар.реб}} = \pi \cdot (d_{\text{н}} + 2 \cdot h_{\text{реб}}) \cdot \delta_{\text{реб}}. \quad (12.16)$$

Поверхность теплообмена оребренной трубы:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{гл.тр}} + (F_{\text{реб}} + F_{\text{нар.реб}} - F_{\text{вн.реб}}) \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{b_{\text{реб}}}. \quad (12.17)$$

Поверхность теплообмена одной секции:

$$F_{\text{сек}} = F_{\text{тр}} \cdot n_{\text{тр}}, \quad (12.18)$$

где $n_{\text{тр}}$ – число труб одной секции (в примере $n_{\text{тр}} = 66$).

Количество рядов секций в каждой из поверхностей нагрева котла-утилизатора по ходу газов:

$$Z_{\text{пе-вд}} = \frac{F_{\text{пе-вд}}}{m_{\text{сек}} \cdot F_{\text{сек}}}; \quad Z_{\text{и-вд}} = \frac{F_{\text{и-вд}}}{m_{\text{сек}} \cdot F_{\text{сек}}} \text{ и т.д.}, \quad (12.19)$$

где $m_{\text{сек}}$ – число секций одного ряда по ходу газа ($m_{\text{сек}} = 3 + 5$).

Результаты расчета желательнее свести в итоговую таблицу.

Котел-утилизатор вертикальной компоновки.

Поверхность нагрева одного ряда труб блочного пакета:

$$F_{\text{ряд}} = F_{\text{тр}} \cdot P_{\text{тр}}, \quad (12.20)$$

где $F_{\text{тр}}$ – поверхность теплообмена оребренной трубы (определяется по формуле, приведенной выше для КУ горизонтальной компоновки), $P_{\text{тр}}$ – число оребренных труб одного ряда.

Количество рядов труб в одном блочном пакете котла-утилизатора

$$x_{\text{бл}} = F_z / F_{\text{ряд}}, \quad (12.21)$$

где F_z – поверхность нагрева отдельных элементов тепловой схемы котла-утилизатора (ПЕ-ВД, И-ВД и т.д.). Количество рядов труб в одном блочном пакете не должен превышать $x_{\text{бл}} < 20 \div 25$. Это позволяет определиться с числом блоков одного типа в поверхности нагрева котла-утилизатора. Результаты расчета желательнее свести в табличную форму.

В качестве примера ниже приведены величины поверхностей нагрева котла-утилизатора П-88 АО «ПМЗ» на базе оребренных труб: $F_{\text{пе-вд}} = 18450 \text{ м}^2$; $F_{\text{и-вд}} = 38960 \text{ м}^2$; $F_{\text{эк-вд}} = 25760 \text{ м}^2$; $F_{\text{пе-нд}} = 3490 \text{ м}^2$; $F_{\text{и-нд}} = 31920 \text{ м}^2$; $F_{\text{гпк}} = 40480 \text{ м}^2$. Суммарная поверхность нагрева КУ при весе 1054 т: $F_{\text{ку}} = 159101 \text{ м}^2$.

Этап V. Выполняем оценку аэродинамического сопротивления котла-утилизатора.

Утилизация части теплоты уходящих газов ГТУ в тепловых схемах ПГУ и ГТУ-ТЭЦ связана с некоторым повышением сопротивления выхлопного тракта и ростом давления газов за газовой турбиной, что приводит к небольшому снижению электрической нагрузки и соответственно КПД, а также к незначительному увеличению температуры газов за ГТУ. Это влияние можно оценить следующими зависимостями:

– коэффициент уменьшения электрической мощности:

$$K_N = N_9^{\text{Г}} / N_9^{\text{Г,авт}} = 1,0 - 0,55 \cdot \delta p_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГТ}}; \quad (12.22)$$

– коэффициент уменьшения КПД производства электроэнергии:

$$K_{\Pi} = \eta_9^{\text{Г}} / \eta_9^{\text{Г,авт}} = 1,0 - 0,55 \delta p_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГТ}}; \quad (12.23)$$

– коэффициент увеличения температуры на выхлопе турбины:

$$K_{\vartheta} = \vartheta_{\text{КТ}}^{\text{Г}} / \vartheta_{\text{КТ}}^{\text{Г,авт}} = 1,0 + 0,272 \cdot \delta p_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГТ}}, \quad (12.24)$$

где $\delta p_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГТ}} = \Delta p_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГТ}} / p_{\text{атм}}$ – относительная величина потери давления на выхлопе турбины; $\Delta p_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГТ}}$ – дополнительное аэродинамическое сопротивление на выхлопе ГТУ за счет установки котла-утилизатора или газодыяного теплообменника.

Учитывая, что величина $\delta p_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГТ}}$ обычно меняется в пределах $0,01 \div 0,03$, в режиме утилизации теплоты газов мощность газовой турбины уменьшается на $0,5 \div 1,5\%$ по сравнению с автономным режимом, и при этом происходит увеличение температуры газов на выхлопе газовой турбины на $0,3 \div 1\%$.

Технологическая схема котла-утилизатора ориентирована на утилизацию теплоты уходящих газов ГТУ. Вместе с тем, вследствие изменения характеристик этих газов и их влияния на параметры генерируемого пара может оказаться целесообразным применение дожигания топлива в среде уходящих газов на входе в КУ. Избыток воздуха в уходящих газах ГТУ не менее 2,5–4. Для этой цели используется простейшие горелочные устройства, устанавливаемые в диффузоре перед котлом. 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 оребрения 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 может достигать 750°С без охлаждения стенок газоходов. Последние в диапазоне высоких температур выполняются из жаропрочной стали с соответствующим оребрением (ребра жесткости находятся снаружи стенок в слое наружной изоляции).

12.2.2. Паротурбинная установка в схеме ПГУ с котлами-утилизаторами

Паротурбинная установка является частью тепловой схемы ПГУ с КУ (рис. 12.12). Компанией «Силловые машины» разработан технический проект серии паровых турбин для ПГУ мощностью 100–180 МВт (табл. 12.1).

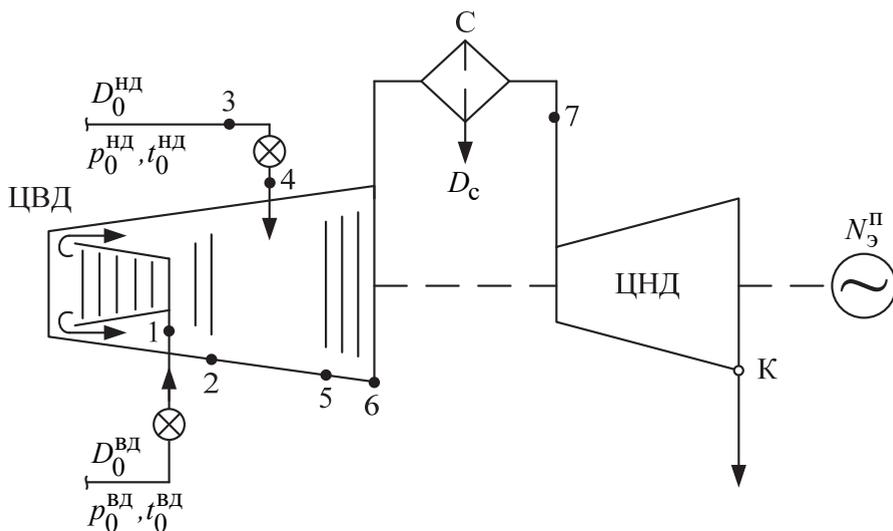


Рис. 12.12. Вариант тепловой схемы паротурбинной установки в схеме ПГУ с котлами-утилизаторами:

С – сепаратор влаги; ЦВД, ЦНД – соответственно, цилиндр высокого и низкого давления

**Технические характеристики паровых турбин «Силловые машины»
для работы в составе ПГУ ($t_{нв} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, нагрузка 100%)**

Наименование величины	ПГУ-435		ПГУ-450		ПГУ-325	
	К-150- 6,0	Т-150- 6,0	К-150- 7,7	Т-150- 7,7	К-110- 6,5	Т-110- 6,5
Тип паровой турбины						
Номинальная мощность турбины, МВт	151,5	143,5	170,9	156,0	113,3	101,5
Параметры свежего пара перед турбиной (пар высокого давления):						
давление, кгс/см ²	61,2	61,2	75,66	75,66	66,3	66,3
температура, °С	495	485	517	517	485	485
расход пара, т/ч	420	430	462	462	305	305
Параметры вторичного пара (пар низкого давления):						
давление, кгс/см ²	6,12	6,12	6,12	6,12	6,12	6,12
температура, °С	270	270	193	193	220	220
расход пара, т/ч	110	110	102	102	80	80
Конструктивная схема турбины	ЦВД + ЦНД					
Температура охлаждающей воды, °С	20	20	27	27	15	20
Максимальные отборы пара на теплофикацию, Гкал/час	–	273	–	355	–	190
Тип парораспределения	Дроссельное					
Количество ступеней:						
ЦВД	20		20		19	
ЦНД	2×4		2×4		2×4	
Всего в турбине	28		28		27	

В состав указанных в табл. 12.1 парогазовых установок также входят:

- ПГУ-435: 2 ГТУ GT13E (Дженерал Электрик) + 2 котла-утилизатора;
- ПГУ-450: 2 ГТЭ-160 + 2 котла-утилизатора;
- ПГУ-325: 2 ГТУ ГТЭ-110 (ОДК) + 2 котла-утилизатора.

Варианты паровых турбин отличаются только конструкцией цилиндра низкого давления. В ЦВД принята петлевая схема течения пара. Все паровые турбины имеют дроссельное парораспределение и рассчитаны на регулирование мощности способом скользящего давления, что обеспечивает работу на переменных режимах, характерных для ПГУ с КУ, при полностью открытых регулирующих клапанах ВД и НД без дополнительных потерь на дросселирование. Пар низкого давления подается в камеру между ступенями с параметрами, близкими к параметрам пара ЦВД (рис.12.13).

Целью расчета тепловой схемы паротурбинной установки в составе ПГУ является определение электрической нагрузки турбогенератора в соответствии с поступающим из котла паром. Характерной чертой паровых турбин в схемах ПГУ с котлами-утилизаторами при двух или трех контурах генерации пара является, в отличие от обычных

паровых турбин, увеличение расхода пара к концу ее проточной части. Особенностью схемы конденсационной ПТУ в схеме ПГУ с КУ является отсутствие отборов пара из проточной части турбины. На ПГУ-ГЭЦ пар для подогрева сетевой воды отводится как из регулируемых отборов турбины, так и из коллекторов пара котла-утилизатора.

В качестве примера приведены исходные данные расчета тепловой схемы паротурбинной установки, входящей в состав конденсационной ПГУ-450, выполненной по дубль-блочной схеме:

- 2×ГТУ ГТЭ-160 (Силовые машины);
- 2×КУ П-88 (АО «Подольский машиностроительный завод»);
- 1×ПТУ К-150-7,7 (Силовые машины).

Перечисленные ниже исходные данные относятся к одному из режимов работы ПГУ-450.

Расходы пара:

- высокого давления $D_0^{ВД} = 2 \cdot 61 = 122$ кг/с;
- низкого давления $D_0^{НД} = 2 \cdot 16 = 32$ кг/с.

Параметры пара:

- высокого давления: $p_0^{ВД} = 7,4$ МПа; $t_0^{ВД} = 517$ °С; $h_0^{ВД} = 3446$ кДж/кг;
- низкого давления: $p_0^{НД} = 0,6$ МПа; $t_0^{НД} = 193$ °С; $h_0^{НД} = 2835$ кДж/кг.

На рисунке 12.13 приведен пример построения процесса расширения пара в паровой турбине, где принято: давление пара на входе в ЦНД (за сепаратором влаги) $p_{цнд} = 0,25 \div 0,30$ МПа; давление в конденсаторе паровой турбины: $p_k = 4 \div 6$ кПа; внутренние относительные КПД проточной части турбины $\eta_{0i}^{ВД} = 0,88 \div 0,90$ и $\eta_{0i}^{НД} = 0,89 \div 0,91$; степень сухости пара после сепаратора влаги $x_c \approx 0,99$; потери давления в стопорно-регулирующих клапанах на потоках пара высокого и низкого давления $\Delta p \approx 3 \div 4\%$; потери давления в ресиверах на тракте ЦВД-сепаратор – ЦНД $\Delta p \approx 2\%$.

Параметры пара в точках «1» и «4» (рис. 12.13) при построении процесса его расширения определены с учетом сопротивления стопорно-регулирующих клапанов. Параметры пара в точке «5» получены из баланса потоков среды (с учетом ее теплоемкости) со стороны расширяющегося в первой части ЦВД потока пара высокого давления (точка «2») и со стороны подводимого из котла-утилизатора пара низкого давления (точка «4»). В интервале «5–6» процесс расширения пара определяют с учетом потерь от влажности, линия «6–7» характеризует процесс сепарации в сепараторе влаги. На интервале «7÷...К» процесс расширения пара в ЦНД построен также с учетом потерь от влажности пара и потери с выходной скоростью.

Решаем энергетическое уравнение паротурбинной установки:

$$N_3^п = \left[\begin{aligned} & D_0^{ВД} \cdot (h_0^{ВД} - h_2) + (D_0^{ВД} + D_0^{НД}) \cdot (h_5 - h_6) + \\ & + (D_0^{ВД} + D_0^{НД} - D_c) \cdot (h_7 - h_k^п) \end{aligned} \right] \cdot \eta_m \cdot \eta_r \quad (12.25)$$

Применительно к параметрам ПГУ - 450 имеем:

$$N_3^п = \left[\begin{aligned} & 122 \cdot (3776 - 2832,2) + (122 + 32) \cdot (2833,1 - 2607,9) + \\ & + (122 + 32 - 0,4) \cdot (2673,7 - 2275,7) \end{aligned} \right] \cdot 0,985 = \\ = 170697,2 \text{ кВт.} \quad (12.26)$$

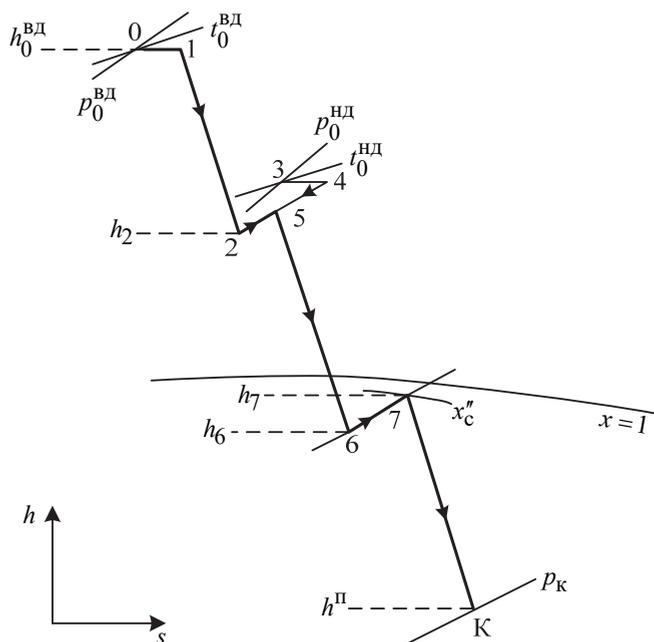


Рис. 12.13. Пример построения процесса расширения пара в проточной части паровой турбины, входящей в состав парогазовой установки с КУ

12.2.3 Определение энергетических показателей парогазовой установки с котлами-утилизаторами

Энергетические показатели ПГУ с КУ брутто определяют, используя ее тепловую схему (рис. 12.6) и схему тепловых потоков (рис. 12.14).

Теплота, подводимая с топливом в камере сгорания ГТУ, расходуется на получение электроэнергии в газовой ($N_3^Г$) и паровой ($N_3^П$) частях парогазовой установки.

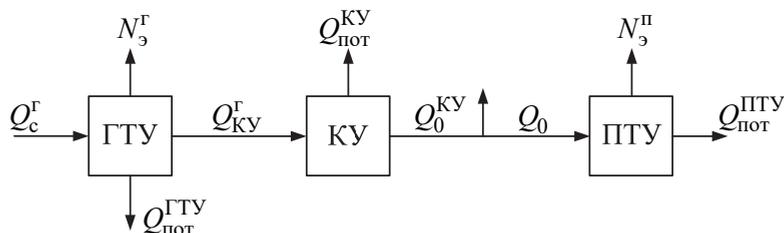


Рис. 12.14. Схема тепловых потоков ПГУ с котлами-утилизаторами:

- $Q_c^Г$ – теплота, подводимая с топливом в камеры сгорания;
- $N_3^Г, N_3^П$ – электрическая мощность газовой и паровой ступеней ПГУ;
- $Q_{ку}^Г$ – теплота уходящих газов ГТУ, передаваемая для утилизации в КУ;
- $Q_0^{ку}$ – теплота сообщения пароводяному рабочему телу в КУ;
- Q_0 – полный расход теплоты на паротурбинную установку;
- $Q_{пот}^{гту}, Q_{пот}^{ку}, Q_{пот}^{тр}, Q_{пот}^{пту}$ – потери теплоты, соответственно, в газотурбинной установке, котле утилизаторе, при транспорте теплоты, в паротурбинной установке

Основными энергетическими показателями рассматриваемой ПГУ являются:

1. КПД ПГУ по производству электроэнергии brutto:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{пгу}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{г}} + N_{\text{э}}^{\text{п}}}{Q_{\text{с}}^{\text{г}}} = \frac{\eta_{\text{э}}^{\text{г.авт}} \cdot K_{\text{N}}}{K_{\text{пгу}}}, \quad (12.27)$$

где $\eta_{\text{э}}^{\text{г.авт}} = N_{\text{э}}^{\text{г.авт}} / Q_{\text{с}}^{\text{г}}$ – КПД производства электроэнергии ГТУ в автономном режиме работы; $Q_{\text{с}}^{\text{г}} = V_{\text{гт}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ – теплота подводимого в ГТУ топлива; $K_{\text{N}} = 1 \div 0,55 \cdot \frac{\Delta P_{\text{вых}}}{P_{\text{атм}}}$ – коэффициент снижения электрической мощности ГТУ при ее работе в схеме ПГУ; $\Delta P_{\text{вых}}$ – изменение давления уходящих газов ГТУ при работе ее в схеме ПГУ с КУ; $P_{\text{атм}}$ – атмосферное давление; $K_{\text{пгу}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{г}}}{N_{\text{э}}^{\text{г}} + N_{\text{э}}^{\text{п}}}$ – коэффициент относительной мощности ПГУ.

2. Удельный расход условного топлива brutto, г/(кВт·ч):

$$b_{\text{у}}^{\text{пгу}} = 122,8 / \eta_{\text{э}}^{\text{пгу}}. \quad (12.28)$$

В результате расчета тепловой схемы ПГУ-450 получены ее энергетические показатели в зависимости от параметров наружного воздуха (табл. 12.2).

Таблица 12.2

Энергетические показатели ПГУ-450

$t_{\text{нв}},$ °C	$\eta_{\text{э}}^{\text{г.авт}}$	$2 \times N_{\text{э}}^{\text{г}},$ МВт	$N_{\text{э}}^{\text{п}},$ МВт	$K_{\text{пгу}}$	$\Delta P_{\text{вых}} = \frac{P_{\text{вых}}}{P_{\text{атм}}}$	$\eta_{\text{э}}^{\text{пгу}}$	$b_{\text{у}}^{\text{пгу}},$ г/(кВтч)
-55	0,3416	247,0	119,0	0,675	0,02645	0,4990	246,1
-43	0,3371	251,0	122,5	0,672	0,02607	0,4946	248,3
-3,3	0,3301	241,0	121,7	0,664	0,02509	0,4899	250,7
+15	0,3281	218,0	117,8	0,649	0,02410	0,4984	246,4
+35	0,3151	186,9	115,4	0,618	0,02352	0,5025	244,4

12.3. Методика расчета принципиальных тепловых схем ПГУ-ТЭЦ

Расчет вариантов парогазовых ТЭЦ отличается от традиционного расчета тепловых схем ПТУ. Структурный алгоритм расчета тепловой схемы ПГУ-ТЭЦ с КУ представлен на рис.12.15, из которого можно выделить следующие основные этапы.

Обработка исходных данных и построение графика Россандера. Исходными данными для анализа работы вариантов схем ПГУ-ТЭЦ утилизационного типа является характеристика климатического региона (в первую очередь, продолжительность отопительного периода и характерные температуры наружного воздуха) и величина тепловых нагрузок потребителя. Исходя из этого, используя зависимость (2.12) для каждого исследуемого региона, строится график продолжительности стояния отопительных нагрузок (график Россандера).

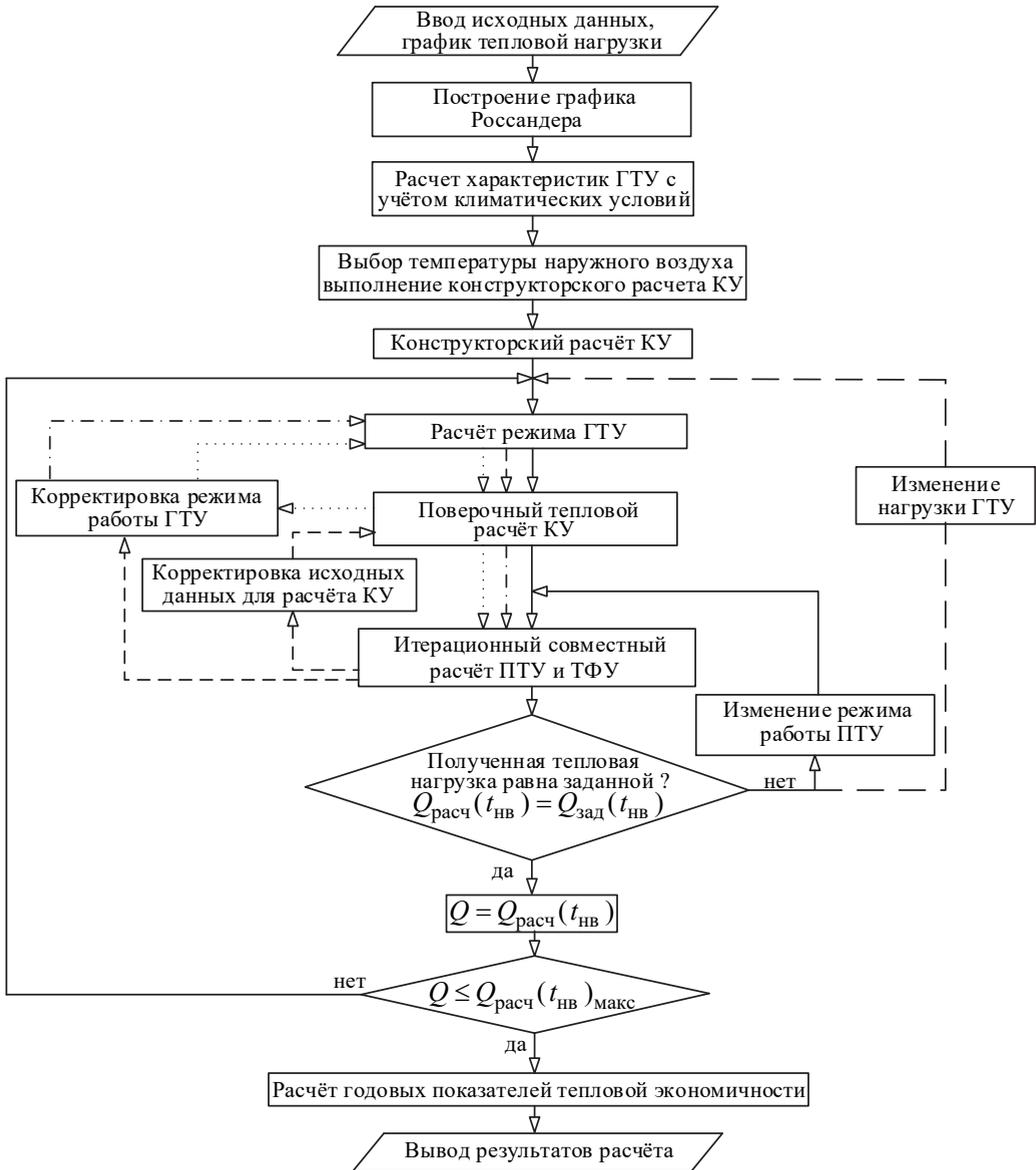


Рис. 12.15. Алгоритм расчета парогазовой ТЭЦ утилизационного типа с учетом влияния климатического региона при покрытии графика тепловой нагрузки

Расчет газотурбинной установки. Исходными данными для расчета ГТУ являются: тип ГТУ, температура наружного воздуха, характеристики топлива, аэродинамическое сопротивление на выхлопе газовой турбины. На первом этапе задаемся этой величиной, исходя из оценочных расчетов.

В результате определяются следующие величины: параметры газов на выходе ($G_{ГТ}^{кт}, h_{ГТ}^{кт}$); расход топлива на ГТУ ($B_{ГТ}$); электрическая мощность на клеммах генератора ($N_{ГТ}^э$).

В настоящее время каждый производитель газовых турбин использует собственные методики и алгоритмы расчета ГТУ. Поэтому целесообразно при расчете схем ПГУ использовать базы данных с характеристиками ГТУ, представленные фирмами-изготовителями.

Расчет котла-утилизатора. Для проведения расчета котла-утилизатора необходимо знать параметры, состав и расходы газов на входе в КУ, а также температуры и давления рабочей среды.

В общем случае конструкторский расчет элементов схемы ПГУ выполняется для некоторого базового (расчетного) режима работы при определенной температуре наружного воздуха. Для парогазовой установки теплофикационного типа это, как правило, среднеотопительная температура наружного воздуха в регионе, для которого проектируется схема, или температура наружного воздуха, при которой требуется обеспечить максимальную тепловую нагрузку. Для выбранного базового режима (при определенной температуре наружного воздуха) выполняется конструкторский расчет КУ с целью определения площади теплообмена, компоновки поверхностей нагрева и геометрии трубных пучков.

На других режимах работы котла-утилизатора (отличных от базового) проводится его поверочный расчет, то есть расчет при фиксированном типоразмере КУ. При этом контролируются следующие величины: температурные напоры на «холодных» концах испарителя и подогревателя питательной воды, параметры пара на выходе из КУ, сопротивление парового и газового трактов.

Совместно с тепловым расчетом производится также гидравлический и аэродинамический расчет котла-утилизатора.

В результате расчета определяются расходы и параметры сред через поверхности нагрева КУ, а также его аэродинамическое и гидравлическое сопротивление.

Далее проводится уточнение показателей работы ГТУ с учетом полученного аэродинамического сопротивления котла-утилизатора ($\Delta P_{аэр}$).

Расчет паротурбинной установки. На следующем этапе производится расчет паротурбинной установки одновременно с расчетом сетевой подогревательной установки. При проведении предварительного расчета тепловой схемы парогазового теплофикационного энергоблока используется температурный график сетевой воды и тепловой нагрузки для рассматриваемых климатических зон.

В зависимости от загрузки схемы ТЭЦ принимается нужное количество ступеней подогрева сетевой воды (обычно не больше 3-х). Необходимая тепловая нагрузка распределяется между подогревателями сетевой воды, определяются температуры на выходе из каждого подогревателя. С учетом недогрева в бойлерах и потерь давления в паропроводах рассчитываются значения давления пара в отборах паровой турбины для тех ступеней, которые питаются отборным паром.

При необходимости рассчитывается расход пара через редукционно-охладительное устройство и количество впрыскиваемой воды. После этого рассчитывается и строится процесс расширения пара (в $H-S$ координатах) для каждого отека (под отсеком подразумевается группа ступеней с одинаковым расходом пара). При этом начальные параметры пара берутся из расчета КУ с учетом потерь в трубопроводах, а давление в конденсаторе подбирается таким образом, чтобы влажность не превышала предельных значений. При расчете регулирующих ступеней и отсеков (групп нерегулируемых ступеней) относительные внутренние КПД принимаются согласно рекомендациям. После построения процесса расширения пара рассчитываются тепловые балансы сетевых подогревателей, уточняются расходы пара в них и через отсеки турбины, определяется электрическая мощность паровой турбины и другие параметры рабочей среды в элементах паротурбинной установки.

Поскольку параметры основных элементов схемы парогазового теплофикационного энергоблока влияют друг на друга, последовательность предварительного расчета тепловой схемы парогазового теплофикационного энергоблока и поверочного расчета какого-либо режима работы блока, является итерационным.

После расчета ПТУ происходит проверка полученных данных в сравнении их с накладываемыми конструктивными ограничениями паровой турбины:

- электрическая мощность генератора паровой турбины не должна превышать допустимых пределов;
- расходы пара через отсеки паровой турбины, в том числе пропуск пара в конденсатор, не должны быть больше максимально возможных;
- значение давления в камерах теплофикационных отборов не должно превышать допустимых пределов.

В случае превышения допустимых значений расходов и мощности необходимо снижать нагрузку котла-утилизатора посредством воздействия на ГТУ.

Расчет энергетических показателей. Заключительной стадией расчета является определение показателей тепловой экономичности ПГУ-ТЭЦ утилизационного типа по предложенной выше методике. В результате определяется выработка тепловой и электрической энергии блока, суммарный годовой расход топлива (природного газа) и среднегодовой коэффициент использования тепла топлива (КИТТ).

12.4. Определение показателей тепловой экономичности теплофикационных ПГУ утилизационного типа

При оценке показателей тепловой экономичности теплофикационных энергоблоков важную роль играет соотношение выработки электроэнергии и тепла, которые изменяются в зависимости от температуры наружного воздуха и режима работы. При оценке эффективности ТЭЦ, финансово-экономическом анализе необ-

ходимо определить годовые объемы производства электроэнергии и теплоты в соответствии с требуемыми графиками нагрузок. В качестве критерия экономичности работы тепловых схем автором предлагается использовать суммарные годовые показатели работы ПГУ, характеризующие количественную сторону работы ПГУ-ТЭЦ, к которым относится количество отпущенной потребителям электрической и тепловой энергии, а также необходимое суммарное количество топлива на ТЭЦ. Использование данных показателей позволяют определить затраты на топливо и прибыль от реализации отпущенной тепловой и электрической энергии.

Коэффициент, учитывающий продолжительность отопительного периода региона:

$$k_{от} = \frac{\tau_{от}}{\tau}, \quad (12.29)$$

где $\tau_{от}$ – продолжительность отопительного периода; τ – число часов работы энергоблока.

Заметное влияние климатические условия оказывают на работу основного оборудования, и в первую очередь, на работу ГТУ. При изменении климатических условий будут меняться не только характеристики ГТУ, но и аэродинамическое сопротивление. В силу этого при определении показателей работы ПГУ-ТЭЦ необходимо вводить поправочный коэффициент который бы учитывал данное влияние:

$$k_{аэр} = 1 - \frac{\Delta N_{ГТУ}}{N_{ГТУ}^{(авт.)}}, \quad (12.30)$$

где $\Delta N_{ГТУ}$ – изменение мощности ГТУ под влиянием аэродинамического сопротивления; $N_{ГТУ}^{(авт.)}$ – мощность ГТУ в автономном режиме.

Последовательность расчета суммарных годовых показателей состоит из нескольких этапов:

- анализа климатических характеристик региона и построения графика Россандера;
- выбора типа схемы ПГУ-ТЭЦ с КУ;
- выбора ГТУ и пересчета их характеристик с учетом климатических условий;
- определения часовых показателей работы парогазового энергоблока;
- определения годовых показателей тепловой экономичности парогазового энергоблока;

На первом этапе согласно климатическим особенностям региона весь диапазон температур наружного воздуха делится на несколько характерных участков, для которых определяется изменение среднесуточной температуры в течение года и число часов в году, соответствующее этой температуре рис. 12.16.

Далее для каждой температуры наружного воздуха определяются часовые показатели работы энергоблока, к которым относятся:

- тепловая мощность схемы ПГУ-ТЭЦ с КУ;

$$Q_{\text{пгу}}^{\text{T}} = Q_{\text{ку}}^{\text{T}} + Q_{\text{пт}}^{\text{T}} + Q_{\text{пвк}}^{\text{T}} = G_{\text{ку,св}} \cdot (h_{\text{ку,св}}^{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ку,св}}^{\text{ВХ}}) + \sum_{i=1}^m G_{\text{пт,св}(i)} \cdot (h_{\text{пт,св}(i)}^{\text{ВЫХ}} - h_{\text{пт,св}(i)}^{\text{ВХ}}) + Q_{\text{пвк}}^{\text{T}}, \quad (12.31)$$

где $G_{\text{ку,св}}$ – расход потока сетевой воды через ГВТО; $h_{\text{ку,св}}^{\text{ВЫХ}}$, $h_{\text{ку,св}}^{\text{ВХ}}$ – энтальпия сетевой воды на выходе и входе из ГВТО; $G_{\text{пт,св}(i)}$ – расход i -потока сетевой воды через сетевые подогреватели паротурбинной установки; $h_{\text{пт,св}(i)}^{\text{ВЫХ}}$, $h_{\text{пт,св}(i)}^{\text{ВХ}}$ – энтальпия сетевой воды на выходе и входе из теплофикационной установки для i -потока; $Q_{\text{пвк}}^{\text{T}}$ – тепло получаемое в пиковых водогрейных котлах ПВК (для схем с ПВК);
– электрическая мощность схемы ПГУ-ТЭЦ с КУ:

$$N_{\text{пгу}}^{\text{э}} = N_{\text{гт}}^{\text{э}} + N_{\text{пт}}^{\text{э}} = N_{\text{гт}}^{\text{э}} + Q_{\text{гт}}^{\text{кт}} - \beta_{\text{тэц}}^{\text{пгу}} \cdot Q_{\text{пгу}}^{\text{T}} - \sum Q_{\text{пт}}^{\text{T}} - \sum Q_{\text{ку}}^{\text{пот}}, \quad (12.32)$$

где: $N_{\text{гт}}^{\text{э}}$ – мощность ГТУ; $N_{\text{пт}}^{\text{э}}$ – мощность ПТУ; $Q_{\text{гт}}^{\text{кт}}$ тепловой потенциал выхлопных газов ГТУ; $Q_{\text{пгу}}^{\text{T}}$ – тепло отпускаемое от блока ПГУ; $Q_{\text{пт}}^{\text{пот}}$ – потери тепла в ПТУ; $Q_{\text{ку}}^{\text{пот}}$ – потери тепла в КУ; $\beta_{\text{тэц}}^{\text{пгу}}$ – доля тепловой нагрузки, покрываемая ПГУ-ТЭЦ.

Коэффициент теплофикации определяется как отношение теплоты от ТФУ ПГУ-ТЭЦ к суммарному количеству теплоты:

$$\beta_{\text{тэц}}^{\text{пгу}} = \frac{Q_{\text{т}}^{\text{пгу}}}{Q_{\text{т}}} = \frac{t_2 - t_{\text{ос}}}{t_{\text{пс}} - t_{\text{ос}}}, \quad (12.33)$$

где $t_{\text{пс}}$, $t_{\text{ос}}$, t_2 – температура сетевой воды, соответственно, в прямой сети, обратной сети и на выходе из парогазового блока.

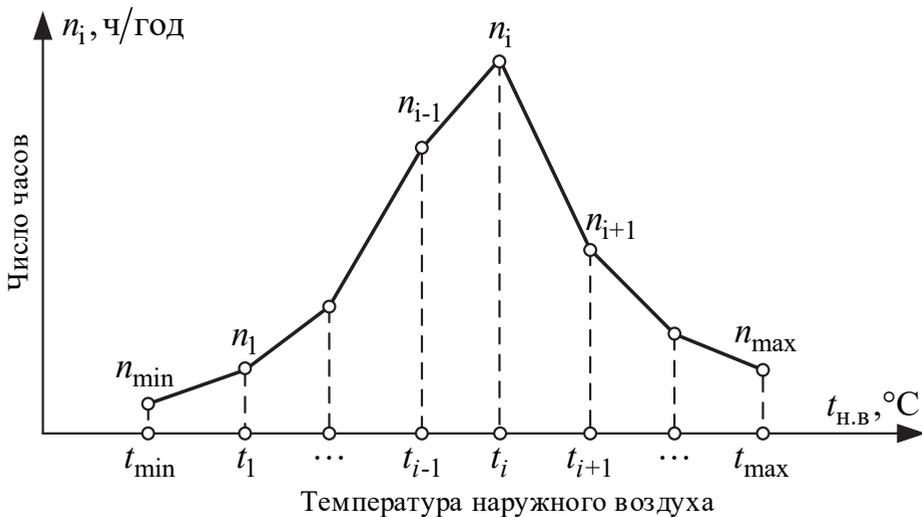


Рис. 12.16. График зависимости количества часов ПГУ-ТЭЦ под нагрузкой от температуры наружного воздуха

На практике удобнее использовать преобразованное выражение для определения мощности паровой турбины, которое в общем случае имеет вид:

$$N_{\text{ПТ}}^{\text{Э}} = \sum_{i=1}^n D_{\text{КУ,П}(i)} \cdot (h_{\text{КУ,П}(i)}^{\text{ВЫХ}} - h_{\text{КУ,ПВ}(i)}^{\text{ВХ}} - \beta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{ПГУ}} \cdot \sum_{i=1}^m G_{\text{ПТ,СВ}(i)} \cdot (h_{\text{ПТ,СВ}(i)}^{\text{ВЫХ}}) - Q_{\text{ПТ}}^{\text{К}} - Q_{\text{ПТ}}^{\text{ПОТ}}), \quad (12.34)$$

где $D_{\text{КУ,П}(i)}$ – расход пара, поступающего в ПТУ от контуров давления КУ, кг/с; $h_{\text{КУ,П}(i)}^{\text{ВЫХ}}$, $h_{\text{КУ,ПВ}(i)}^{\text{ВХ}}$ – энтальпия пара и питательной воды высокого и низкого давления для потока пара i -го контура, МДж/кг; $Q_{\text{ПТ}}^{\text{К}}$ – потери теплоты в конденсаторе ПТ и в окружающую среду; $Q_{\text{ПТ}}^{\text{ПОТ}}$ – потери теплоты в проточной части паровой турбины;

– теплота, подведенная с топливом:

$$Q_{\text{ПГУ}}^{\text{С}} = Q_{\text{ГТ}}^{\text{С}} + (1 - \beta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{ПГУ}}) \cdot Q_{\text{ПГУ}}^{\text{Т}} / \eta_{\text{ПВК}}, \quad (12.35)$$

где $Q_{\text{ГТ}}^{\text{С}}$ – тепло, подведенное с топливом в камеру сгорания ГТУ; $Q_{\text{ПГУ}}^{\text{С}}$ – тепло, подведенное с топливом в ПВК.

На основании прогноза или в соответствии с планом эксплуатации оборудования станции оценивается количество часов вывода электростанции из-под нагрузки (для планового ремонта и т.п.) – $n_i^{\text{П}}$. В результате, учитывая продолжительность соответствующего i -го участка (n_i), определяется количество часов, в течение которых работает энергоблок: $n_i - n_i^{\text{П}}$.

Коэффициент, учитывающий плановые и ремонтные работы находится из соотношения:

$$\mu_i = \frac{n_i^{\text{П}}}{n_i}. \quad (12.36)$$

Далее, исходя из тепловой нагрузки потребителя и количества часов n_i , температуры наружного воздуха, строятся графики продолжительности тепловой нагрузки (графики Россандера).

На основании полученных часовых показателей работы ПГУ-ТЭЦ определяются годовые показатели по следующим зависимостям:

– суммарное годовое количество отпущенной тепловой энергии:

$$Q_{\text{Т,ПГУ}}^{\text{ГОД}} = \sum_{i=1}^m Q_{\text{Т,И}} \cdot (1 - q_{\text{СН,И}}) \cdot n_i^{\text{ОТ}} \cdot (1 - \mu_i) / k_{\text{ОТ}}, \quad (12.37)$$

где $Q_{\text{Т,И}}$ – тепловая мощность парогазовой ТЭЦ при температуре наружного воздуха t_i ; $q_{\text{СН,И}}$ – доля теплоты на собственные нужды ТЭЦ;

– суммарное годовое количество отпущенной электроэнергии:

$$\mathcal{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{ГОД}} = \sum_{i=1}^m \left[N_{\text{ГТУ,И}}^{\text{Э(АВТ.)}} (k_i^{\text{ЭЭР}} - \mathcal{E}_{\text{СН,И}}^{\text{ГТУ}}) + N_{\text{ПТУ,И}}^{\text{Э}} (1 - \mathcal{E}_{\text{СН,И}}^{\text{ПТУ}}) \right] \cdot n_i^{\text{ОТ}} \cdot (1 - \mu_i) / k_{\text{ОТ}}, \quad (12.38)$$

где $N_{\text{ПТУ,И}}^{\text{Э}}$ – электрическая мощность паротурбинной установки при температуре наружного воздуха t_i ; $\mathcal{E}_{\text{СН,И}}$ – доля электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ;

– суммарное годовое количество теплоты сжигаемого топлива:

$$Q_{\text{С}}^{\text{ПГУ.ГОД}} = \sum_{i=1}^m Q_{\text{С,И}}^{\text{ПГУ}} \cdot n_i^{\text{ОТ}} \cdot (1 - \mu_i) / k_{\text{ОТ}}, \quad (12.39)$$

где $Q_{\text{С,И}}^{\text{ПГУ}}$ – теплота сжигаемого топлива на ПГУ-ТЭЦ при температуре наружного воздуха t_i ;

– годовой коэффициент использования тепла топлива ПГУ-ТЭЦ (полный КПД ТЭЦ):

$$\eta_{\text{кит}}^{\text{год}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{пгу}}^{\text{год}} + Q_{\text{пгу}}^{\text{год}}}{Q_{\text{с}}^{\text{пгу.год}}}; \quad (12.40)$$

– среднегодовая удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении:

$$\mathcal{E}_{\text{пгу}}^{\text{т.год}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{пгу}}^{\text{год}}}{Q_{\text{пгу}}^{\text{год}}}. \quad (12.41)$$

Представленная методика расчета и определения показателей тепловой экономичности схем ПГУ-ТЭЦ позволяет рассчитывать теплофикационные парогазовые энергоблоки с котлами-утилизаторами, учитывать влияние климатических факторов, продолжительность отопительного периода и изменение величины аэродинамического сопротивления.

Контрольные вопросы и задания

1. Что является целью расчета тепловой схемы парогазовой КЭС?
2. Какие существуют виды теплового расчета схем ПГУ и каковы их особенности?
3. Как определяется тепловой поток поверхностей нагрева КУ? Приведите пример.
4. Как влияет конструктивная схема КУ на тепловой расчет блока ПГУ?
5. Как влияет аэродинамическое сопротивление КУ на расчет показателей ПГУ?
6. Перечислите особенности расчета паротурбинных установок в составе схем ПГУ.

Глава 13. СОСТАВЛЕНИЕ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРИНЦИПАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ГТУ-ТЭЦ

13.1. Состав тепловой схемы ГТУ-ТЭЦ

Газотурбинная теплоэлектроцентраль (ГТУ-ТЭЦ) – это вид тепловой электростанции, в которой теплота выхлопных газов ГТУ используется в котле-утилизаторе или газодляном теплообменнике (ГВТО) только для отпуска теплоты внешним потребителям. Подробно вопрос разработки тепловых схем был рассмотрен в гл. 8. Пример одной из принципиальных тепловых схем ГТУ-ТЭЦ приведен на рис. 13.1.

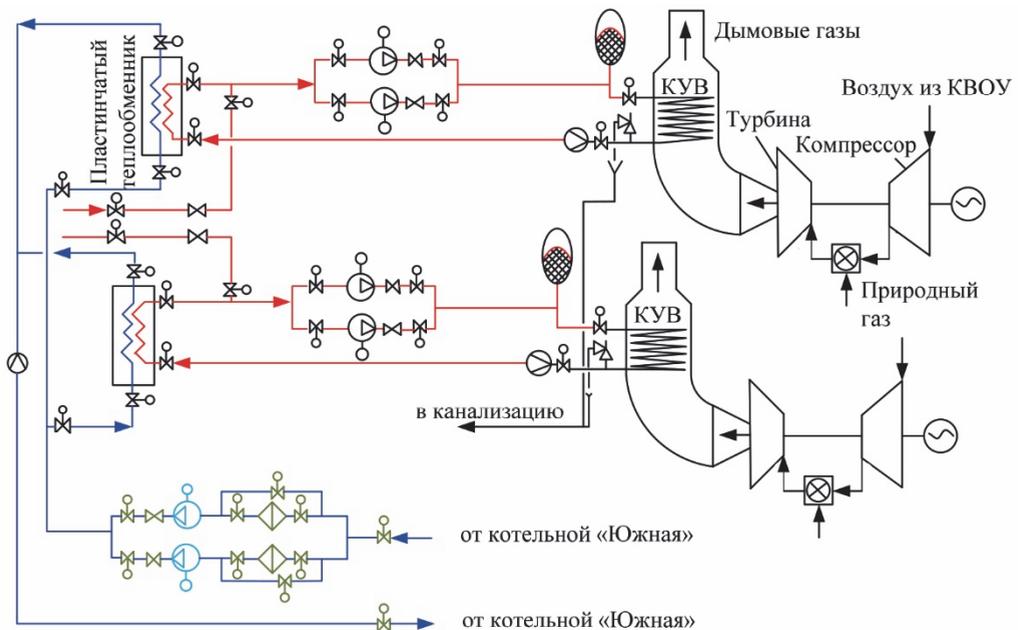


Рис. 13.1. Принципиальная тепловая схема ГТУ-ТЭЦ:

КУВ – котел-утилизатор водогрейный; КВОУ – комплексное воздухоочистительное устройство

Далее в данной главе рассмотрена методика расчета газотурбинной ТЭЦ отопительного типа без ПВК.

13.2. Расчет тепловой схемы ГТУ-ТЭЦ

13.2.1. Расчет газотурбинной установки

Определение энергетических показателей ГТУ-ТЭЦ осуществляется на основании ее принципиальной тепловой схемы (рис. 13.2) и схемы тепловых потоков (рис. 13.3). 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 уходящих газов (дополнительная камера сгорания – ДКС). В ГТУ предусмотрен дожимающий компрессор (ДК) для нормальной работы топливной системы.

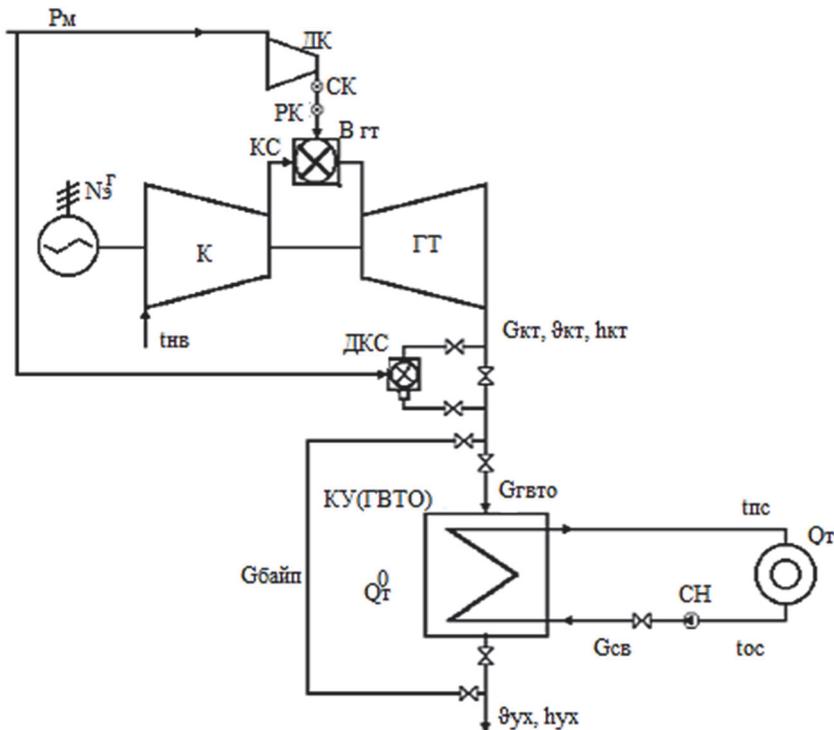


Рис. 13.2. Принципиальная тепловая схема ГТУ-ТЭЦ:

ДК – дожимающий компрессор; ДКС – дополнительная камера сжигания топлива; СК – стопорные клапаны; РК – регулирующие топливные клапаны; СН – сетевой насос

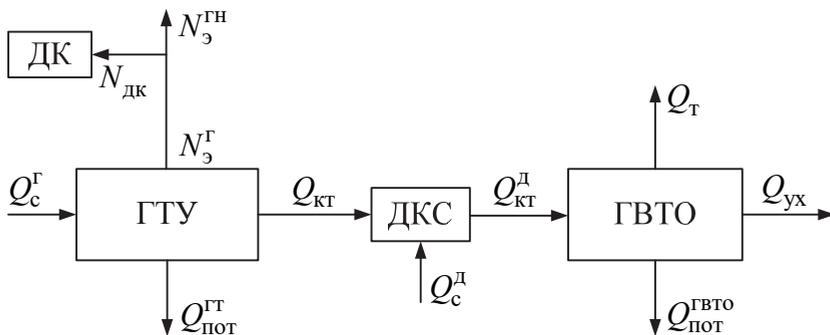


Рис. 13.3. Схема тепловых потоков ГТУ-ТЭЦ

Для расчета тепловой схемы ГТУ-ТЭЦ и определения показателей ее работы используются следующие исходные данные:

1. Тип, параметры рабочего тела и заводские характеристики энергетической ГТУ, включенной в схему.

2. Тип и параметры поступающего на ТЭЦ топлива (природный газ, жидкое газотурбинное топливо).

3. Сетевой график работы отопительной системы, к которой подключена ТЭЦ, отопительные нагрузки (табл. 13.1).

4. Прочие параметры:

– давление сетевой воды $P_{св} = 1 \div 1,5$ МПа;

– КПД дожимающего компрессора (ДК) $\eta_{дк} = 80 \div 85\%$;

– атмосферное давление $P_{бар}$, МПа;

– КПД дополнительной камеры сгорания $\eta_{дкс} = 98,5 \div 99\%$;

– коэффициент рассеивания теплоты в ГВТО $\eta_{гвто} = 98 \div 99\%$;

– КПД котельной для производства тепловой энергии $\eta_{т}^{разд} = 80 \div 90\%$, если источником тепла является водогрейный котел.

Таблица 13.1

Сетевой график отопительной системы

Температура наружного воздуха, $t_{нв}, ^\circ\text{C}$	Температура обратной сетевой воды, $t_{ос}, ^\circ\text{C}$	Температура прямой сетевой воды, $t_{пс}, ^\circ\text{C}$
-25	70	150
+8	40	70
+30	40	70

При расчете промежуточных параметров для простоты излом графика температуры обратной сетевой воды не учитывается.

При расчете тепловой схемы необходимо задаться следующими исходными данными:

– давлением газа перед дожимающим компрессором P_m , МПа;

– потерей давления на выходе ГТУ $\Delta P_{вых}$, МПа;

– недогревом сетевой воды на холодном конце ГВТО $\Delta t_{гвто}$, $^\circ\text{C}$;

– зимним расходом сетевой воды $G_{св}^3$, кг/с ;

– летним расходом сетевой воды $G_{св}^л = (0,18 \div 0,25) \cdot G_{св}^3$, кг/с.

Расчет энергетических показателей ГТУ-ТЭЦ проводится для нескольких значений температуры наружного воздуха, например: $t_{нв} = -26, -16, -6, +8, +15^\circ\text{C}$ (для $t_{нв} = +8^\circ\text{C}$ расчет производится как для летнего, так и для зимнего расхода сетевой воды).

Рекомендуется следующий порядок расчета тепловой схемы отопительной ГТУ-ТЭЦ:

1. Определяем соответствующую расчетному режиму величину отопительной нагрузки:

$$Q_T = G_{св} \cdot (h_{пс} - h_{ос}), \quad (13.1)$$

где $G_{св}$ – расход сетевой воды; $h_{пс}, h_{ос}$ – энтальпия, соответственно, прямой и обратной сетевой воды.

2. Рассчитываем количество теплоты в выхлопных газах ГТУ в данном режиме ($Q_{кт}$) и количество теплоты, которое можно получить в ГВТО при утилизации теплоты этих газов:

$$Q_{кт} = G_{кт} \cdot h_{кт}. \quad (13.2)$$

$$Q_T^0 = G_{кт} \cdot (h_{кт} - h_{yx}). \quad (13.3)$$

При этом температуру уходящих газов за ГВТО определяем с учетом принятого температурного напора на его «холодном» конце:

$$\vartheta_{yx} = t_{ос} + \Delta t_{ГВТО}. \quad (13.4)$$

Рекомендуем принимать $\Delta t_{ГВТО} \approx 30 \div 40^\circ\text{C}$.

Далее находим энтальпию уходящих газов.

3. Определяем режим отпуска теплоты на ГТУ-ТЭЦ в зависимости от мощности установленных на ней ГТУ и тепловой нагрузки ТЭЦ. Возможны следующие режимы:

а) в уходящих газах имеется избыток теплоты ($Q_T^0 > Q_T$), и в этом случае регулирование производится байпасированием ГВТО по газовой стороне:

$$G_{кт} = G_{ГВТО} + G_{байп}. \quad (13.5)$$

В расчете предварительно принимаем, что изменение расхода газов не влияет на коэффициент теплоотдачи, то есть доля газов, прошедших через ГВТО, пропорциональна доле утилизируемой теплоты:

$$\beta_G^{(0)} = \beta_Q, \quad (13.6)$$

где $\beta_G = G_{ГВТО} / G_{кт}$, $\beta_Q = Q_T / Q_T^0$.

Дальнейший расчет с учетом изменения коэффициента теплофикации носит итеративный характер с поперочным расчетом ГВТО на каждом шаге.

С достаточной точностью окончательное соотношение определяется по формуле:

$$\beta_G = 0,002 + 0,974 \cdot \beta_Q + 0,024 \cdot \beta_Q^2, \quad (13.7)$$

следовательно,

$$G_{ГВТО} = \beta_G \cdot G_{кт}; \quad (13.8)$$

б) теплота уходящих газов не обеспечивает отпуск всего необходимого количества теплоты ($Q_T^0 < Q_T$, $\beta_G = 1$), регулирование производится дожиганием необходимого количества топлива перед ГВТО.

В расчете предварительно принимаем, что изменение температуры газов не влияет на коэффициент теплоотдачи в ГВТО, то есть отношение тепловых потенциалов перед ГВТО пропорционально отношению утилизируемой теплоты:

$$\beta_9^0 = \beta_Q, \quad (13.9)$$

где $\beta_9^0 = Q_{КТ}^Д / Q_{КТ}$; $\beta_Q = Q_T / Q_T^0$.

Дальнейший расчет с учетом изменения коэффициента теплофикации носит итеративный характер с поверочным расчетом ГВТО на каждом шаге.

С достаточной точностью окончательное соотношение определяется по формуле:

$$\beta_{\theta} = -0,206 + 1,186 \cdot \beta_Q + 0,20 \cdot \beta_Q^2. \quad (13.10)$$

Следовательно, теплота газов перед ГВТО:

$$Q_{КТ}^Д = \beta_{\theta} \cdot Q_{КТ}. \quad (13.11)$$

Определяем количество дожигаемого топлива:

$$B_{Д} = \frac{Q_{КТ}^Д - Q_{КТ}}{Q_{Н}^P \cdot \eta_{ДКС}}. \quad (13.12)$$

После чего рассчитываем параметры газов перед ГВТО:

$$h_{КТ} = \frac{Q_{КТ}^Д}{G_{КТ} + B_{Д}}, \quad (13.13)$$

$$\alpha_{КТ} = \frac{G_{КТ} - B_{ГТ}}{(B_{ГТ} + B_{Д}) \cdot L_0}. \quad (13.14)$$

Температура уходящих газов рассчитывается по формуле:

$$t_{yx} = t_{oc} + \Delta t_{ГВТО}. \quad (13.15)$$

4. Определяем параметры работы дожимающего компрессора.

Основная часть расхода электроэнергии на «собственные» нужды по выработке электрической энергии состоит из расхода электроэнергии на привод дожимающего компрессора. Мощность дожимающего компрессора можно достаточно точно оценить по следующей формуле, МВт:

$$N_{ДК} = \frac{B_{Т} \cdot (P_{Т} - P_{М})}{\rho_{Т} \cdot \eta_{К}}, \quad (13.16)$$

где $B_{Т}$ – расход топлива, кг/с; $P_{Т} = (1,25 \div 1,4) \cdot P_{бар} \cdot \pi_{к}$ – давление газа перед камерой сгорания, МПа; $P_{М}$ – давление газа в магистрали, МПа; $\rho_{Т}$ – плотность топлива, кг/м³; $\eta_{К}$ – КПД компрессора.

В настоящее время каждый производитель газовых турбин использует собственные методики и алгоритмы расчета ГТУ. Поэтому целесообразно при расчете схем ПГУ использовать базы данных с характеристиками ГТУ, представленные фирмами-изготовителями.

В таблице 13.2 приведены характеристики ГТУ LM 2500+ (без учета аэродинамического сопротивления ГВТО) по данным завода-изготовителя.

Таблица 13.2

Характеристики ГТУ LM 2500+

№ п/п	Температура воздуха на входе в ГТУ, °С	Мощность генератора, кВт	Массовый поток выхлопных газов, кг/с	Температура выхлопных газов, °С	КПД по выработке э/э, %	Расход топлива, кг/ч	Избыток воздуха в газах
1	–35	32597	90,7	463,1	38,19	6252	3,63
2	–30	33265	92,3	457,7	39,31	6200	3,76

№ п/п	Температура воздуха на входе в ГТУ, °С	Мощность генератора, кВт	Массовый поток выхлопных газов, кг/с	Температура выхлопных газов, °С	КПД по выработке э/э, %	Расход топлива, кг/ч	Избыток воздуха в газах
3	-25	33934	94,0	452,3	40,43	6149	3,89
4	-20	33974	93,7	455,9	40,87	6102	3,91
5	-15	33596	92,2	465,5	40,61	6058	3,85
6	-10	33217	90,7	475,0	40,45	6014	3,80
7	-5	32839	89,2	484,6	40,28	5970	3,74
8	-2	32612	88,3	490,4	40,18	5944	3,70
9	0	32148	87,4	492,0	40,06	5876	3,71
10	5	30987	85,3	496,1	39,76	5706	3,71
11	8	30290	84,0	498,5	39,59	5604	3,72
12	10	29799	83,1	500,4	39,43	5534	3,71
13	15	28573	80,8	505,2	39,04	5360	3,71
14	20	27159	78,2	511,5	38,46	5169	3,68
15	25	25744	75,5	517,8	37,88	4977	3,65
16	30	24250	72,6	525,7	37,10	4783	3,55
17	35	22756	69,7	533,6	36,33	4588	3,46

13.2.2. Влияние аэродинамического сопротивления на показатели работы газотурбинной установки

Утилизация части теплоты уходящих газов ГТУ в ГВТО связана с некоторым повышением сопротивления выхлопного тракта и ростом давления газов за газовой турбиной, что приводит к небольшому снижению электрической нагрузки, а соответственно и КПД, и к незначительному увеличению температуры газов за ГТУ. Это влияние можно оценить зависимостями, по проектным характеристикам ряда современных ГТУ:

– коэффициент уменьшения электрической мощности:

$$K_N = N_3^{\text{ГТУ}} / N_3^{\text{ГТУ,авт}} = 1,0 - 0,55 \cdot \delta P_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГТ}}; \quad (13.17)$$

– коэффициент уменьшения электрического КПД:

$$K_\eta = \eta_3^{\text{ГТУ}} / \eta_3^{\text{ГТУ,авт.}} = 1,0 - 0,55 \cdot \delta P_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГТ}}; \quad (13.18)$$

– коэффициент увеличения температуры на выхлопе турбины:

$$K_\vartheta = \vartheta_{\text{КТ}}^{\text{ГТ}} / \vartheta_{\text{КТ}}^{\text{авт}} = 1,0 + 0,272 \cdot \delta P_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГТ}}; \quad (13.19)$$

где $\delta P_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГТ}} = \frac{\Delta P_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГТ}}}{P_{\text{атм}}}$ – относительная величина потери давления на выхлопе турбины; $\Delta P_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГТ}}$ – дополнительное аэродинамическое сопротивление на выхлопе ГТУ за счет установки ГВТО.

Учитывая, что величина $\delta P_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГТ}}$ обычно изменяется в пределах $0,01 \div 0,03$, очевидно, в теплофикационном режиме мощность ГТУ уменьшается на $0,5 \div 1,5\%$ по сравнению с автономным режимом. При этом происходит увеличение температуры газов на выходе ГТУ на $0,3 \div 1,0\%$, что увеличивает тепловой потенциал для выработки тепловой энергии.

13.2.3. Расчет состава и энтальпии продуктов сгорания газообразного топлива

Теоретическое количество воздуха, необходимого для полного сгорания 1 м^3 сухого газообразного топлива, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_0 = 0,0476 \cdot \left[0,5 \cdot (\text{H}_2 + \text{CO}) + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot C_m \text{H}_n + 1,5 \cdot \text{H}_2\text{S} - \text{O}_2 \right]. \quad (13.20)$$

Объемный состав ($\text{м}^3/\text{м}^3$), продуктов сгорания газообразного топлива может быть определен по следующим формулам:

$$V_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot V_0 \cdot \alpha + \frac{\text{N}_2}{100}, \quad (13.21)$$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 \cdot (\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{S} + \sum m \cdot C_m \text{H}_n), \quad (13.22)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \cdot \left[\text{H}_2 + \sum \left(\frac{n}{2} \right) \cdot C_m \text{H}_n + 0,124 \cdot d_{\text{г.тл}} \right] + 0,0161 \cdot V_0 \cdot \alpha, \quad (13.23)$$

$$V_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0, \quad (13.24)$$

где $\text{H}_2, \text{CO}_2, \text{CO}, C_m \text{H}_n, \text{N}_2, \text{H}_2\text{S}$ – объемные содержания компонентов топлива, %; $d_{\text{г.тл}}$ – влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м^3 сухого газа, $\text{г}/\text{м}^3$.

Полный относительный объем продуктов сгорания газового топлива:

$$V_{\text{Г}} = V_{\text{N}_2} + V_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2}. \quad (13.25)$$

Объемные доли продуктов сгорания:

$$r_{\text{N}_2} = \frac{V_{\text{N}_2}}{V_{\text{Г}}}; \quad r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{Г}}}; \quad r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_{\text{Г}}}; \quad r_{\text{O}_2} = \frac{V_{\text{O}_2}}{V_{\text{Г}}}.$$

Параметр β для газовой смеси известного состава выражается уравнением:

$$\beta_{\text{Г}} = 0,94 \cdot r_{\text{N}_2} + 4,00 \cdot r_{\text{RO}_2} + 2,20 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}} + 1,23 \cdot r_{\text{O}_2}. \quad (13.26)$$

Молекулярная масса продуктов сгорания:

$$\beta_{\text{Г}} = 28,15 \cdot r_{\text{N}_2} + 44,01 \cdot r_{\text{RO}_2} + 18,02 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}} + 32,00 \cdot r_{\text{O}_2}. \quad (13.27)$$

По таблицам теплофизических свойств газов, пользуясь найденными величинами $\beta_{\text{Г}}$ и $\mu_{\text{Г}}$, определяется энтальпия газов при некоторой температуре $\vartheta_{\text{Г}}$:

$$\mu h_{\text{Г}}, (\text{кДж}/\text{кмоль}) \rightarrow h_{\text{Г}} = \frac{\mu h_{\text{Г}}}{\mu_{\text{Г}}}, (\text{кДж}/\text{кг}).$$

Элементарный состав и характеристики природного газа представлены в табл. 13.3.

Примерный элементарный состав природного газа (в % по объему)

Метан, СН ₄	Этан, С ₂ Н ₆	Пропан, С ₃ Н ₈	Изобутан, С ₄ Н ₁₀	Изопентан, С ₅ Н ₁₂	Гексан	Азот, N ₂	Двуокись углерода СО ₂
97,8	0,5	0,2	0,08	0,02	0,56	0,8	0,04

Характеристики газа при 20°С и 101,3 кПа (нормальные условия):

- низшая теплота сгорания – 49,16 МДж/м³;
- плотность газа (абсолютная) – 0,58 кг/м³.

13.3. Расчет газовой теплообменника*13.3.1. Тепловой расчет газовой теплообменника*

Исходными данными для расчета ГВТО являются: параметры уходящих газов ГТУ; сетевой график отопительной системы, к которой подключена ТЭЦ; отопительные нагрузки.

Исходные данные для расчетного задания представлены в табл. 13.4.

Таблица 13.4

Исходные данные

Температура воздуха на входе в ГТУ, °С	Температура обратной сетевой воды, °С	Температура прямой сетевой воды, °С	Расход сетевой воды, кг/с
-35	130,0	70,0	162
-30	123,0	66,5	162
-25	116,0	63,0	162
-20	109,1	59,5	162
-15	102,1	56,0	162
-10	95,1	52,6	162
-5	88,1	49,1	162
-2	84,0	47,0	155
0	81,2	45,6	150
5	74,2	42,1	130
8	70	40	50
10	70	40	50
15	70	40	50
20	70	40	50
25	70	40	50
30	70	40	50
35	70	40	50

Прочие параметры:

– давление сетевой воды: 1,5 МПа ;

– коэффициент рассеивания теплоты в ГВТО: 0,97.

Определяем соответствующую расчетному режиму величину отопительной нагрузки:

$$Q_T = G_{\text{св}} \cdot (h_{\text{пс}} - h_{\text{ос}}), \quad (13.28)$$

где $G_{\text{св}}$ – расход сетевой воды; $h_{\text{пс}}$, $h_{\text{ос}}$ – энтальпии соответственно прямой и обратной сетевой воды.

Составляем уравнение материального баланса ГВТО:

$$Q_{\text{ГВТО}} = G_{\text{кт}} \cdot (h_{\text{кт}} - h_{\text{ух}}) \cdot \varphi = D_{\text{ГВТО}} \cdot (h_{\text{пс}} - h_{\text{ГВТО}}^{\text{ВХ}}), \quad (13.29)$$

где $G_{\text{кт}}$ – расход газов; $h_{\text{кт}}$, $h_{\text{ух}}$ – энтальпии газов, соответственно, на входе и выходе ГВТО; $h_{\text{ГВТО}}^{\text{ВХ}}$ – энтальпия воды на входе в ГВТО (для предотвращения коррозии хвостовых поверхностей нагрева КУ принимают температуру конденсата на входе в котел $t_{\text{ГВТО}}^{\text{ВХ}} \geq 55 \div 60^\circ\text{C}$);

$D_{\text{ГВТО}}$ – расход воды через ГВТО, определяемый по формуле:

$$D_{\text{ГВТО}} = G_{\text{св}} + D_{\text{реци}} = G_{\text{св}} \cdot \left(1 + \frac{h_{\text{ГВТО}}^{\text{ВХ}} - h_{\text{ос}}}{h_{\text{пр}} - h_{\text{ГВТО}}^{\text{ВХ}}} \right). \quad (13.30)$$

Определяем энтальпию уходящих газов:

$$Q_T = Q_{\text{ГВТО}} \cdot \eta_{\text{тр}}, \quad (13.31)$$

$$h_{\text{ух}} = h_{\text{кт}} - \frac{Q_T}{G_{\text{кт}} \cdot \varphi \cdot \eta_{\text{тр}}}. \quad (13.32)$$

По таблицам теплофизических свойств газов определяем температуру уходящих газов за ГВТО.

13.3.2. Конструкторский расчет газоводяного теплообменника

Целью конструкторского расчета является определение поверхности нагрева ГВТО.

Составим уравнение теплообмена для ГВТО:

$$Q_{\text{ГВТО}} = k_{\text{ГВТО}} \cdot F_{\text{ГВТО}} \cdot \Delta t_{\text{ср,ГВТО}}^{\text{лог}}, \quad (13.33)$$

где $k_{\text{ГВТО}}$ – коэффициент теплоотдачи, $F_{\text{ГВТО}}$ – площадь поверхности нагрева; $\Delta t_{\text{ср,ГВТО}}^{\text{лог}}$ – среднелогарифмический температурный напор.

Отсюда:

$$F_{\text{ГПК}} = \frac{Q_{\text{ГПК}}}{k_{\text{ГПК}} \cdot \Delta t_{\text{ср,ГПК}}^{\text{лог}}}. \quad (13.34)$$

Средний логарифмический напор определяем по формуле:

$$\Delta t_{\text{ср,ГПК}}^{\text{лог}} = \frac{(\vartheta_{\text{кт}} - t_{\text{пр}}) - (\vartheta_{\text{ух}} - t_{\text{ос}})}{\ln \frac{(\vartheta_{\text{кт}} - t_{\text{пр}})}{(\vartheta_{\text{ух}} - t_{\text{ос}})}}. \quad (13.35)$$

Для определения поверхности секции зададимся ее конструктивными характеристиками. Рассмотрим в качестве примера конструктивные характеристики КУВ-35.

Размеры секции:

- длина трубы: 9 м;
- количество труб в секции: 22;
- наружный диаметр трубы: 42 мм;
- внутренний диаметр трубы: 36 мм;
- продольный шаг труб в пучке: 90 мм;
- поперечный шаг труб в пучке: 140 мм;
- высота ребра: 17 мм;
- толщина ребра: 1 мм;
- шаг ребра: 9 мм.

Количество секций в пакете (по ширине газохода): 6 шт.

Площадь свободного сечения для прохода газов ГТУ через ГВТО:

$$F_{\text{св}} = l_{\text{тр}} \cdot b \cdot \left(1 - \left(1 + \frac{2 \cdot h_{\text{реб}} \cdot \delta_{\text{реб}}}{b_{\text{реб}} \cdot d_{\text{н}}} \right) \right) \cdot \frac{d_{\text{н}}}{S_1}. \quad (13.36)$$

Скорость газов:

$$W_{\text{Г}} = G_{\text{кт}} / (F_{\text{св}} \cdot \rho_{\text{Г}}). \quad (13.37)$$

По номограммам определяем коэффициент теплопередачи $K_{\text{пк}}$ для шахматных пучков труб с поперечным ленточным оребрением. Далее определяем требуемую площадь теплообменника.

Поверхность гладкой трубы:

$$F_{\text{гл.тр}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot l_{\text{тр}}. \quad (13.38)$$

Боковая поверхность ребра:

$$F_{\text{реб}} = \frac{\pi}{2} \cdot \left[(d_{\text{н}} + 2 \cdot h_{\text{реб}})^2 - d_{\text{н}}^2 \right]. \quad (13.39)$$

Внутренняя торцевая поверхность ребра:

$$F_{\text{вн.реб}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot \delta_{\text{реб}}. \quad (13.40)$$

Внешняя торцевая поверхность ребра:

$$F_{\text{нар.реб}} = \pi \cdot (d_{\text{н}} + 2 \cdot h_{\text{реб}}) \cdot \delta_{\text{реб}}. \quad (13.41)$$

Поверхность теплообмена оребренной трубы:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{гл.тр}} + (F_{\text{реб}} + F_{\text{нар.реб}} - F_{\text{вн.реб}}) \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{b_{\text{реб}}}. \quad (13.42)$$

Поверхность теплообмена одной секции:

$$F_{\text{сек}} = F_{\text{тр}} \cdot n_{\text{тр}}, \quad (13.43)$$

где $n_{\text{тр}}$ – число труб одной секции.

Количество рядов секций в каждой из поверхностей нагрева котла-утилизатора по ходу газов:

$$Z_{\text{ГВТО}} = \frac{F_{\text{ГВТО}}}{m_{\text{сек}} \cdot F_{\text{сек}}}, \quad (13.44)$$

где $m_{\text{сек}}$ – число секций одного ряда по ходу газа.

13.4. Расчет тепловой схемы промышленно-отопительной ГТУ-ТЭЦ

Отпуск теплоты промышленным потребителям с ГТУ-ТЭЦ позволяет обеспечить достаточно полную утилизацию теплового потенциала выхлопных газов ГТУ 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. 13.4. В ней 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 в атмосферу.

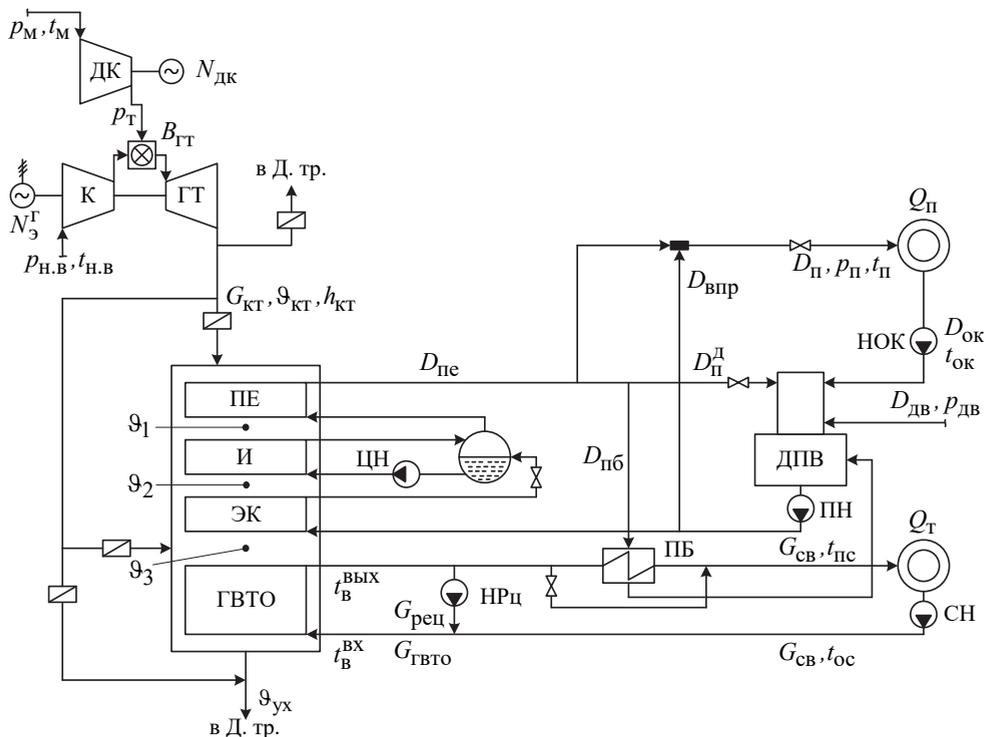


Рис. 13.4. Принципиальная тепловая схема промышленно-отопительной ГТУ-ТЭЦ: НОК – насос обратного конденсата; СН – сетевой насос; Д.тр. – дымовая труба; ПБ – пиковый бойлер; ЦН – циркуляционный насос (насос принудительной циркуляции)

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 (ДПВ) 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 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.

13.4.1. Определение энергетических показателей промышленно-отопительной ГТУ-ТЭЦ

Исходные данные. В тепловой схеме использована газотурбинная установка GT8C Alstom. Для параметров окружающего воздуха: $t_{\text{нв}} = -5^{\circ}\text{C}$, $P_{\text{нв}} = 0,1013$ МПа известны заводские характеристики этой ГТУ:

- электрическая мощность в автономном режиме $N_3^{\text{г.авт}} = 57400$ кВт;
- параметры выхлопных газов: расход $G_{\text{кт}} = 189$ кг/с, температура $\vartheta_{\text{кт}} = 518^{\circ}\text{C}$, давление $P_{\text{кт}} = 0,1043$ МПа, энтальпия $h_{\text{кт}} = 561$ кДж/кг, избыток воздуха $\alpha_{\text{кт}} = 2,70$;
- расход топлива $B_{\text{гт}} = 3,399$ кг/с (природный газ при $\rho_{\text{гт}} = 0,72$ кг/м³, $Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 49193$ кДж/кг);
- степень повышения давления воздуха в компрессоре ГТУ $\pi_{\text{к}} = 16,7$.

Заданы параметры технологического пара на выходе ГТУ-ТЭЦ: $P_{\text{п}} = 1,47$ МПа, $t_{\text{п}} = 350^{\circ}\text{C}$. Приняты давление в деаэраторе $P_{\text{д}} = 0,12$ МПа, параметры обратного конденсата производства $t_{\text{ок}} = 100^{\circ}\text{C}$, $h_{\text{ок}} = 419$ кДж/кг, доля возврата конденсата $\alpha_{\text{ок}} = 0,9$, график температур сетевой воды для потребителя: $t_{\text{ис}} = 130^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{ос}} = 55^{\circ}\text{C}$. Внутренние и внешние потери рабочего тела восполняются из ХВО водой с температурой $t_{\text{дв}} = 40^{\circ}\text{C}$.

Природный газ поступает на ТЭЦ по двум независимым газопроводам (газ – основное и резервное топливо) с давлением в магистрали $P_M = 0,5$ МПа при температуре $t_M = +4^\circ\text{C}$. Атмосферное давление принято $P_{\text{атм}} = 0,10$ МПа. Подача природного газа в камеры сгорания ГТУ осуществляется с помощью дожимающего компрессора (ДК) газового распределительного пункта. Компрессор приводится в действие электродвигателем и имеет КПД $\eta_{\text{дк}} = 0,80$.

Тепловой расчет котла-утилизатора

Расчет начинаем с составления уравнений тепловых балансов парогенерирующей части котла-утилизатора и составления « $Q-t$ » диаграммы для КУ (рис. 13.5).

Для этой цели принимаем с определенным запасом давление перегретого пара и оцениваем гидравлическое сопротивление пароперегревателя $\Delta P_{\text{ПЕ}}^{\Gamma} = P_B - P_{\text{ПЕ}}$, МПа. Это позволяет определить температуру насыщения в барабане котла-утилизатора. Задаемся температурным напором на «горячем» конце пароперегревателя $\Theta_{\text{ПЕ}} = \vartheta_{\text{КТ}} - t_{\text{ПЕ}} = 20 \div 30^\circ\text{C}$, температурным напором на «холодном конце испарителя» $\Theta_{\text{И}} = \vartheta_2 - t_{\text{Н}}^{\text{Б}} = 8 \div 10^\circ\text{C}$, а также некоторым запасом по температуре воды за экономайзером $\Delta t_{\text{В}} = t_{\text{Н}}^{\text{Б}} - t_{\text{ЭК}}^{\text{II}} = 8 \div 12^\circ\text{C}$ (защита от вскипания жидкости).

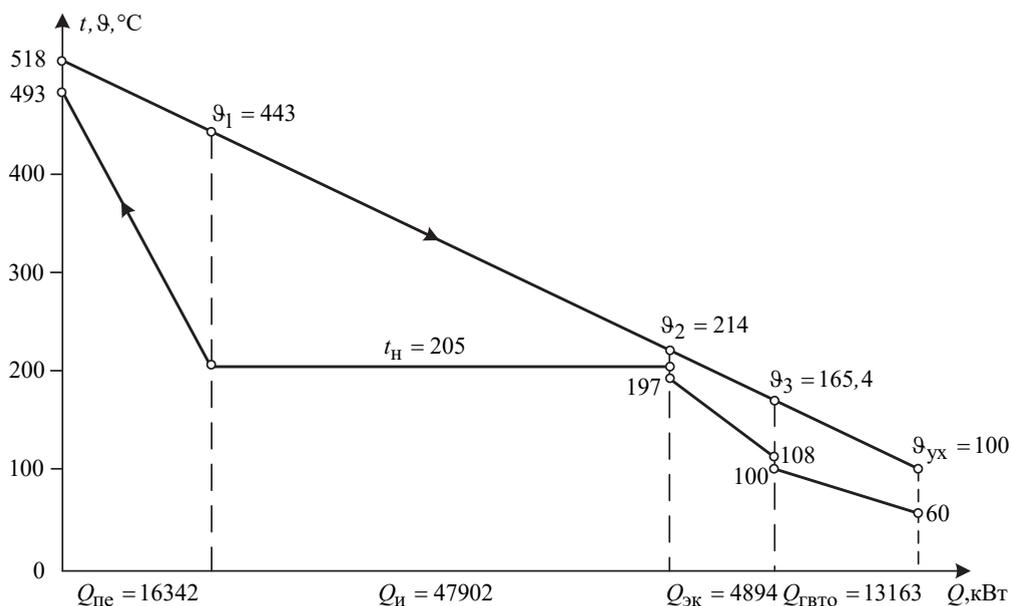


Рис. 13.5. « $Q-t$ » диаграмма котла-утилизатора ГТУ-ТЭЦ

Продувкой воды в барабане пренебрегаем. При решении уравнений теплового баланса задаемся расходом генерируемого перегретого пара $D_{\text{ПЕ}}$, так чтобы обеспечивались принятые выше температурные напоры. Контрольным является значение температуры газов за экономайзером $\vartheta_3 = t_{\text{ПН}} + \Theta_3$. Температурный напор принимаем в пределах $\Theta_3 = 30 \div 40^\circ\text{C}$.

Из теплового баланса смесителя уточняем величину впрыска $D_{\text{ВПР}}$, обеспечивающего заданные параметры технологического пара.

В конкретном примере расчета определено:

$$D_{\text{ПЕ}} = 24,5 \text{ кг/с}, P_{\text{ПЕ}} = 1,52 \text{ МПа}, t_{\text{ПЕ}} = 493^\circ\text{С}, D_{\text{ВПР}} = 3,42 \text{ кг/с}, P_{\text{Б}} = 1,72 \text{ МПа}, \\ t_{\text{Н}}^{\text{Б}} = 204,9^\circ\text{С}, \Theta_{\text{ПЕ}} = 28^\circ\text{С}, \Theta_{\text{и}} = 9,1^\circ\text{С}, t_{\text{ПН}} = 108^\circ\text{С}, t_{\text{ЭК}}^{\text{н}} = 196,9^\circ\text{С}.$$

Тепловой расчет ГВТО

Расчет выполняем, используя уравнение теплового баланса:

$$G_{\text{КТ}} \cdot (h_{\text{ПР}} - h_{\text{УХ}}) \cdot \varphi = G_{\text{ГВТО}} \cdot (h_{\text{Б}}^{\text{ВВХ}} - h_{\text{Б}}^{\text{ВХ}}) = Q_{\text{ГВТО}}. \quad (13.45)$$

Температура сетевой воды принята $h_{\text{Б}}^{\text{ВХ}} = 60^\circ\text{С}$, $t_{\text{Б}}^{\text{ВВХ}} = 100^\circ\text{С}$, соответственно $h_{\text{Б}}^{\text{ВХ}} = 252,2 \text{ кДж/кг}$, $h_{\text{Б}}^{\text{ВВХ}} = 420,3 \text{ кДж/кг}$. Это позволяет определить количество рециркулирующей воды и общее количество воды, проходящей через ГВТО:

$$G_{\text{ГВТО}} = G_{\text{СВ}} + G_{\text{РЕЦ}} = G_{\text{СВ}} \cdot \left(1 + \frac{h_{\text{Б}}^{\text{ВХ}} - h_{\text{ОС}}}{h_{\text{Б}}^{\text{ВВХ}} - h_{\text{Б}}^{\text{ВХ}}}\right). \quad (13.46)$$

Принимаем температуру уходящих газов за котлом-утилизатором $\vartheta_{\text{УХ}} = 80 \div 100^\circ\text{С}$ и из уравнения теплового баланса рассчитываем расход сетевой воды $G_{\text{СВ}}$. В результате расчета получено:

$$\begin{aligned} \vartheta_1 &= 443,3^\circ\text{С}, & h_1 &= 481,6 \text{ кДж/кг}; \\ \vartheta_2 &= 213,6^\circ\text{С}, & h_2 &= 226,8 \text{ кДж/кг}; \\ \vartheta_3 &= 165,4^\circ\text{С}, & h_3 &= 174,8 \text{ кДж/кг}; \\ \vartheta_{\text{УХ}} &= 100^\circ\text{С}, & h_{\text{УХ}} &= 105,1 \text{ кДж/кг}; \\ G_{\text{СВ}} &= 69,25 \text{ кг/с}, & h_{\text{ОС}} &= 230,6 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Тепловой баланс пикового сетевого подогревателя

Составим уравнение теплового баланса пикового сетевого подогревателя:

$$G_{\text{СВ}} \cdot (h_{\text{ПС}} - h_{\text{Б}}^{\text{ВВХ}}) = D_{\text{ПЕ}} \cdot (h_{\text{ПЕ}} - h_{\text{ДР}}) \cdot \eta. \quad (13.47)$$

В расчетном примере принято: $t_{\text{ДР}} = 100^\circ\text{С}$, $\eta = 0,998$ и определено:

$$D_{\text{ПБ}} = 2,87 \text{ кг/с}, h_{\text{ПС}} = 546 \text{ кДж/кг}.$$

Тепловой расчет деаэратора питательной воды

Материальный баланс деаэратора (продувкой барабана котла-утилизатора пренебрегаем):

$$\begin{aligned} D_{\text{ПЕ}} + D_{\text{ВПР}} &= D_{\text{П}}^{\text{Д}} + D_{\text{ОК}} + D_{\text{ДВ}} + D_{\text{ПБ}}, \\ D_{\text{ОК}} &= 0,9 \cdot D_{\text{ПЕ}} \text{ и } D_{\text{ДВ}} = 0,1 \cdot D_{\text{П}}. \end{aligned}$$

Тепловой баланс деаэратора:

$$(D_{\text{ПЕ}} + D_{\text{ВПР}}) \cdot h_{\text{Б}}^{\text{Д}} = D_{\text{П}}^{\text{Д}} \cdot h_{\text{ПЕ}} + D_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{ОК}} + D_{\text{ДВ}} \cdot h_{\text{ДВ}} + D_{\text{ПБ}} \cdot h_{\text{ДР}}.$$

В расчетном режиме определено: $D_{\text{П}}^{\text{Д}} = 0,38 \text{ кг/с}$, $D_{\text{П}} = 24,68 \text{ кг/с}$,

$$D_{\text{ОК}} = 22,21 \text{ кг/с}, D_{\text{ДВ}} = 2,47 \text{ кг/с}.$$

В итоге определяем количество теплоты, отпускаемой на ГТУ-ТЭЦ внешним потребителям:

$$- \text{с технологическим паром: } Q_{\text{П}} = D_{\text{П}} \cdot h_{\text{П}} - D_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{ОК}} = 67090 \text{ кВт};$$

$$- \text{с сетевой водой: } Q_{\text{Т}} = G_{\text{СВ}} \cdot (h_{\text{ПС}} - h_{\text{ОС}}) = 21839 \text{ кВт}.$$

Основы конструкторского расчета котла-утилизатора

Принимаем конструктивную схему котла-утилизатора с горизонтальной компоновкой. Использована стандартная секция поверхности нагрева с оребренными трубами.

Составляем уравнения теплопередачи поверхностей нагрева КУ, для которых ранее определены количества теплоты по тепловому балансу:

$$\begin{aligned}Q_{\text{ПЕ}} &= k_{\text{ПЕ}} \cdot F_{\text{ПЕ}} \cdot \Delta t_{\text{СР.ПЕ}}^{\text{ЛОГ}}, \\Q_{\text{И}} &= k_{\text{И}} \cdot F_{\text{И}} \cdot \Delta t_{\text{СР.И}}^{\text{ЛОГ}}, \\Q_{\text{ЭК}} &= k_{\text{ЭК}} \cdot F_{\text{ЭК}} \cdot \Delta t_{\text{СР.ЭК}}^{\text{ЛОГ}}, \\Q_{\text{ГВТО}} &= k_{\text{ГВТО}} \cdot F_{\text{ГВТО}} \cdot \Delta t_{\text{СР.ГВТО}}^{\text{ЛОГ}}.\end{aligned}$$

В результате расчета определено:

$$\begin{aligned}k_{\text{ПЕ}} &= 30 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}, & \Delta t_{\text{СР.ПЕ}}^{\text{ЛОГ}} &= 98,2^\circ\text{C}; \\k_{\text{И}} &= 40 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}, & \Delta t_{\text{СР.И}}^{\text{ЛОГ}} &= 83,9^\circ\text{C}; \\k_{\text{ЭК}} &= 40 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}, & \Delta t_{\text{СР.ЭК}}^{\text{ЛОГ}} &= 33,3^\circ\text{C}; \\k_{\text{ГВТО}} &= 40 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}; & \Delta t_{\text{СР.ГВТО}}^{\text{ЛОГ}} &= 51,7^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

Принимаем число стандартных секций в одном ряду котла-утилизатора по ходу газов $b = 4$ и рассчитываем поверхность нагрева стандартной секции ($d_{\text{Н}} = 30$ мм; $h_{\text{РЕБ}} = 11$ мм; $b_{\text{РЕБ}} = 7$ мм; $\delta_{\text{РЕБ}} = 2$ мм): $F_{\text{СЕК}} = 647,5 \text{ м}^2$.

В соответствии с принятой конструктивной схемой справедливо соотношение:

$$F = b \cdot z \cdot F_{\text{СЕК}},$$

где z – число рядов секций по ходу газов соответствующей поверхности нагрева.

В результате определено:

$$\begin{aligned}F_{\text{ПЕ}} &= 5180 \text{ м}^2, & z_{\text{ПЕ}} &= 2, & b_{\text{ПЕ}} &= 4; \\F_{\text{И}} &= 15540 \text{ м}^2, & z_{\text{И}} &= 6, & b_{\text{И}} &= 4; \\F_{\text{ЭК}} &= 2590 \text{ м}^2, & z_{\text{ЭК}} &= 1, & b_{\text{ЭК}} &= 4; \\F_{\text{ГВТО}} &= 7770 \text{ м}^2, & z_{\text{ГВТО}} &= 3, & b_{\text{ГВТО}} &= 4.\end{aligned}$$

Суммарная поверхность котла-утилизатора $F_{\text{КУ}} = 31080 \text{ м}^2$, 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-ГЭЦ.

Площадь свободного сечения для прохода газов ГТУ через котел-утилизатор:

$$F_{\text{СВ}} = l_{\text{ТР}} \cdot b \cdot \left(1 - \frac{1+2 \cdot h_{\text{РЕБ}} \cdot \delta_{\text{РЕБ}}}{b_{\text{РЕБ}} \cdot d_{\text{Н}}}\right) \cdot \gamma_1, \quad (13.48)$$

где $\gamma_1 = S_1/d_{\text{Н}}$.

Принято $S_1 = 72$ мм, $S_2 = 85$ 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:

$$\Delta p_1 = \xi \cdot \frac{w_F^2 \cdot p_T}{2} = 158 \text{ Па.}$$

Аэродинамическое сопротивление котла-утилизатора ($z_{\text{ку}} = 12$):

$$\Delta p_{\text{ку}} = \sum_{i=1}^{12} \Delta p_i = 2008 \text{ Па.}$$

Коэффициент снижения электрической мощности ГТУ:

$$K_N = 1 - 0,55 \cdot \frac{\Delta p_{\text{ку}}}{P_{\text{АТМ}}} = 1 - 0,55 \cdot \frac{0,002}{0,100} = 0,989.$$

Электрическая мощность ГТУ при ее работе в схеме ГТУ-ТЭЦ:

$$N_3^{\Gamma} = K_N \cdot N_3^{\Gamma.\text{АВТ}} = 0,989 \cdot 57400 = 56769 \text{ кВт.}$$

Энергетические показатели промышленно-отопительной ГТУ-ТЭЦ

Энергетические показатели рассчитаны для двух способов разделения топлива на производство электрической и тепловой энергии: «физического» и «пропорционального» (метода ОРГРЭС).

Доля теплоты, отнесенная на внешнего потребителя:

$$\beta_T = \frac{Q_{\text{П}} + Q_T}{Q_C^{\Gamma}} = \frac{67090 + 21839}{3,399 \cdot 49193} = 0,5318.$$

Доля топлива, отнесенная на производство электрической энергии:

«физический» метод (Φ):

$$[B_T^{\Phi} / B_{\text{ГТ}}]^{\Phi} = 1 - \beta_T / \eta_{\text{ПОТ}} = 1 - 0,5318 / 0,99 = 0,4628;$$

«пропорциональный» метод (Π):

$$[B_T^{\Pi} / B_{\text{ГТ}}]^{\Pi} = \frac{K_N \cdot \eta_T^{\text{РАЗД}}}{K_N \cdot \eta_T^{\text{РАЗД}} + \beta_T} = \frac{0,989 \cdot 0,88}{0,989 \cdot 0,88 + 0,5318} = 0,6207,$$

где $\eta_T^{\text{РАЗД}} = \eta_{\text{КОТ}} = 0,88$ – КПД котельной для отпуска теплоты.

Доля топлива, отнесенная на производство и отпуск тепловой энергии:

$$[B_T^{\Phi} / B_T]^{\Phi} = \beta_T / \eta_{\text{ПОТ}} = 0,5318 / 0,99 = 0,5372;$$

$$[B_T^{\Pi} / B_T]^{\Pi} = \frac{\beta_T}{K_N \cdot \eta_{\text{КОТ}} + \beta_T} = \frac{0,5318}{0,989 \cdot 0,88 + 0,5318} = 0,3793.$$

КПД ГТУ-ТЭЦ по производству электроэнергии:

$$\eta_3^{\text{ГТУ-ТЭЦ}(\Phi)} = \frac{K_N}{1 - \beta_T / \eta_{\text{ПОТ}}} \cdot \eta_3^{\Gamma.\text{АВТ}} = \frac{0,989}{1 - 0,5318 / 0,99} \cdot 0,3433 = 0,7336;$$

$$\eta_3^{\text{ГТУ-ТЭЦ}(\Pi)} = K_N \cdot \eta_3^{\Gamma.\text{АВТ}} + \bar{\eta} \cdot \beta_T = 0,989 \cdot 0,3433 + \frac{0,3433}{0,88} \cdot 0,5318 = 0,547,$$

где $\bar{\eta} = \eta_3^{\Gamma.\text{АВТ}} / \eta_{\text{КОТ}}$ – соотношение КПД при раздельном производстве электрической и тепловой энергии.

Расход электроэнергии на привод дожимающего компрессора природного газа:

– требуемое давление газа перед камерами сгорания ГТУ:

$$P_T = (1,04 \div 1,06) \cdot P_{\text{АТМ}} \cdot \pi_K = 1,05 \cdot 0,1 \cdot 16,7 = 1,754 \text{ МПа;}$$

– необходимая мощность электропривода дожимающего компрессора:

$$N_{\text{ДК}} = \frac{B_{\text{ГТ}} \cdot (P_{\text{T}} - P_{\text{М}})}{P_{\text{T}} \cdot \eta_{\text{ДК}}} = \frac{3,399 \cdot (1,754 - 0,50)}{0,72 \cdot 0,8} = 5,033 \text{ МВт.}$$

Расход электроэнергии на «собственные нужды» ГТУ-ТЭЦ:

$$N_{\text{Э}}^{\text{СН}} = N_{\text{ДК}} + N_{\text{Э}}^{\text{ПР}} = 5,033 + 0,78 = 5,813 \text{ МВт.}$$

Доля расхода электроэнергии на «собственные нужды»:

$$\mathcal{E}_{\text{СН}} = \frac{N_{\text{Э}}^{\text{СН}}}{N_{\text{Э}}^{\text{Г}}} = \frac{5,813}{56,769} = 0,1024.$$

КПД ГТУ-ТЭЦ по производству электроэнергии нетто:

$$\eta_{\text{Э}}^{\text{ГТУ-ТЭЦ(Ф).Н}} = \eta_{\text{Э}}^{\text{ГТУ-ТЭЦ(Ф)}} \cdot (1 - \mathcal{E}_{\text{СН}}) = 0,7336 \cdot (1 - 0,1024) = 0,658;$$

$$\eta_{\text{Э}}^{\text{ГТУ-ТЭЦ(П).Н}} = \eta_{\text{Э}}^{\text{ГТУ-ТЭЦ(П)}} \cdot (1 - \mathcal{E}_{\text{СН}}) = 0,547 \cdot (1 - 0,1024) = 0,491.$$

Удельный расход условного топлива нетто на производство электроэнергии:

$$b_{\text{У.Н}}^{\text{Э(Ф)}} = \frac{122,8}{\eta_{\text{Э}}^{\text{ГТУ-ТЭЦ(Ф).Н}}} = \frac{122,8}{0,658} = 186,6 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)} ;$$

$$b_{\text{У.Н}}^{\text{Э(П)}} = \frac{122,8}{\eta_{\text{Э}}^{\text{ГТУ-ТЭЦ(П).Н}}} = \frac{122,8}{0,491} = 250,1 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Коэффициент использования теплоты топлива (полный КПД ГТУ-ТЭЦ):

$$\eta_{\text{П}}^{\text{ГТУ-ТЭЦ}} = \frac{N_{\text{Э}}^{\text{П}} + Q_{\text{П}} + Q_{\text{T}}}{Q_{\text{Г}}^{\text{Г}}} = K_{\text{N}} \cdot \eta_{\text{Э}}^{\text{Г.АВТ}} + \beta_{\text{T}} = 0,989 \cdot 0,3433 + 0,5318 = 0,8713.$$

13.5. Особенности определения показателей тепловой экономичности ГТУ-ТЭЦ с учетом затрат энергии на собственные нужды

Основными потребителями электроэнергии на собственные нужды ГТУ-ТЭЦ являются газодожимающие компрессора ГТУ и вспомогательные механизмы ГТУ.

Для обеспечения стабильного горения газового топлива в камерах сгорания ГТУ природный газ должен поступать к горелочным устройствам при определенном давлении, которое определяется для условий максимальной степени повышения давления воздуха в ГТУ установки с учетом сопротивления газового тракта. Требуемое давление газа, поступающего в камеры сгорания ГТУ, можно оценить по формуле:

$$p_{\text{Г}} = (1,2 \div 1,4) \cdot p_{\text{КК}}^{\text{макс.}}, \quad (13.49)$$

где $p_{\text{Г}}$ – требуемое давление топливного газа перед камерой сгорания ГТУ, МПа;
 $p_{\text{КК}}^{\text{макс.}}$ – максимальное давление воздуха за компрессором ГТУ, МПа.

Определение мощности привода дожимного компрессора зависит от его технологической схемы. Последовательными приближениями рассчитывают температуру сжатого топлива, а затем и потребляемую мощность (МВт):

$$N_{\text{ДК}}^{\text{ЭП}} = \frac{V_{\text{ГТУ}} \cdot C_{p,0} \cdot (273 + t_{r,0})}{\eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{ЭП}}} \cdot \left[\pi_{\text{Г}} \left(\frac{R}{(C_p)_{\text{ср}}} \right) - 1 \right], \quad (13.50)$$

где $V_{\text{ГТУ}}$ – расход топливного газа, кг/с; $C_{p,0}$ – начальная удельная теплоемкость газа, определяемая по начальной температуре газа, МДж/(кг·К); $t_{r,0}$ – начальная температура газа перед сжатием, °С; $(C_p)_{\text{ср}}$ – средняя удельная теплоемкость газа, определяемая по средней арифметической температуре газа, МДж/(кг·К); $\pi_{\text{Г}}$ – степень повышения давления газа в компрессоре; R – газовая постоянная, МДж/(кг·К); $\eta_{\text{к}}$ – КПД компрессора; $\eta_{\text{ЭП}}$ – КПД привода.

Расход электроэнергии на привод дожимного компрессора зависит главным образом от необходимого давления газа перед камерой сгорания ГТУ и от давления газа, поступающего на ГРП электростанции, и может составлять до 3,5÷4% от номинальной мощности ГТУ.

В энергетических ГТУ электрическая энергия также используется для привода следующих механизмов технологической схемы: насосы подачи жидкого топлива топливной системы; компрессор пневмораспыла жидкого топлива воздухом в горелках камеры сгорания; вентиляторы различного назначения (вентиляция отсека пускового топлива – пропана, вентиляция защитного корпуса установки, вентиляторы воздушных охладителей и др.); масляные насосы (основные, гидроподъема ротора, системы привода входного и поворотных направляющих аппаратов компрессора, привода валоповоротного устройства и др.); элементы, потребляющие электроэнергию в системе испарительного охлаждения, в схеме АСУ ТП установки и др. Расход электроэнергии на собственные нужды прочих механизмов зависит от конкретных технических решений, одновременности использования вспомогательного оборудования, степени его загрузки и при номинальной нагрузке ГТУ составляет 1,5÷2% от номинальной мощности ГТУ. С изменением нагрузки ГТУ затраты электроэнергии для большинства ее вспомогательных механизмов сохраняются практически неизменными.

Контрольные вопросы и задания

1. Какая исходная информация используется при расчете схем ГТУ ТЭЦ?
2. Приведите последовательность расчета теплофикационных схем ГТУ ТЭЦ.
3. Как определить поверхность теплообмена ГВТО? Приведите уравнение и опишите его составляющие.
4. Что такое температурный напор поверхностей нагрева КУ и как он определяется?
5. От чего зависит давление газа, поступающего в камеры сгорания ГТУ, и как оно оценивается?

Глава 14. ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

14.1. Цели выбора оборудования ТЭС

Выбор основного и вспомогательного оборудования является важным этапом при проектировании электростанций. Еще на стадии технико-экономического обоснования проекта происходит выбор конфигурации схемы для обеспечения заданной техником заданием мощности энергообъекта и других технических характеристик. Далее уточнение состава оборудования происходит в стадиях проектной и рабочей документации. От корректного выбора оборудования зависят технико-экономические показатели электростанции, ее надежность, маневренность и долговечность.

Для отечественной энергетики характерно наличие в эксплуатации ряда типовых энергоблоков по электрической мощности. Универсальность в данном случае носит условный характер, так как выбор начальных и других параметров пара энергоблоков и станций с поперечными связями является задачей технико-экономической. Тем не менее, отечественным и зарубежным машиностроением накоплен обширный опыт изготовления типового оборудования для ТЭС. В настоящее время в связи с большей ориентацией фирм-производителей на пожелания заказчиков есть возможность создания нетипового оборудования.

Проектирование станций в настоящее время осуществляется по действующим Нормам технологического проектирования тепловых электрических станций, с соблюдением требований федеральных законов по безопасности зданий и сооружений, требованиях пожарной безопасности и прочих нормативных документов.

При разработке технологической части ТЭС проектировщик должен руководствоваться следующими исходными данными: типом отпускаемой энергии (электрической, тепла, холода), количественными показателями потребности в данных видах энергии, топливной базой, графиками потребителя, требованиями экологии, условиями водоснабжения и т.д.

В соответствии с энергетической стратегией на период до 2035 г. к необходимым к внедрению в РФ по части паросиловых ТЭС относятся оборудование и технологии на сверхкритических и суперсверхкритических параметрах пара с улучшенными технико-экономическими и экологическими характеристиками, а также энергетические газовые турбины с установленной мощностью 65 МВт и более. Данное обстоятельство свидетельствует о том, что в настоящее время в энергетике намечен курс на создание схем с высокими показателями эффективности.

К основному оборудованию паросиловых электростанций обычно относят: турбины, котлы и генераторы. К вспомогательному оборудованию – подогреватели систем регенерации высокого и низкого давлений, насосы, газоздушные тракты, дымососы, дутьевые вентиляторы, дымовые трубы, оборудование систем топливоподдачи, водоподготовки – всех элементов схем, обеспечивающих работу основного оборудования.

14.2. Выбор основного оборудования ТЭС

При выборе основного оборудования ТЭС необходимо принимать во внимание компоновку станции. ТЭС бывают блочного и неблочного (с поперечными связями) исполнения.

Паросиловые электростанции при наличии промежуточного перегрева пара выполняются блочного типа. Парогазовые станции бывают моно-, дубль-, трипл-блочного исполнения, что определяется технико-экономическими расчетами и составом оборудования. В настоящее время существуют ТЭС с поперечными связями, как правило, это схемы, задействованные в отпуске пара потребителю, осуществляющие работу станций со старым и новым оборудованием (реконструкция, модернизация), в том числе с применением газотурбинного парогазового оборудования.

14.2.1. Выбор котлов на паротурбинных ТЭС

Существующая классификация паровых котлов связана с организацией схемы движения пара и воды:

- Пр – с принудительной циркуляцией;
- Прп – с принудительной циркуляцией и промежуточным перегревом пара;
- Е – с естественной циркуляцией;
- Еп – с естественной циркуляцией и промежуточным перегревом пара;
- П – прямоточные;
- Пп – прямоточные с промежуточным перегревом пара;
- К – с комбинированной циркуляцией;
- Кп – с комбинированной циркуляцией и промежуточным перегревом пара.

В отечественной энергетике крупнейшими производителями энергетических котлов и котлов-утилизаторов являются ТКЗ «Красный котельщик» и ЭМАльянс, входящие в ПАО «Силовые машины», ПАО «ЗиО-Подольск», ООО «Сибэнерго-маш – БКЗ». Зарубежные фирмы-производители: Nooter/Eriksen, Siemens и др.

В соответствии с нормами проектирования паровые котлы на блочных электростанциях выбираются по паропроизводительности – максимальному пропуску острого пара через турбину с учетом расхода пара на собственные нужды и запаса в размере 3%. Паропроизводительность котлов на ТЭЦ с поперечными связями выбирается по максимальному расходу пара машинным залом с учетом расхода пара на собственные нужды и запаса в размере 3%.

Тогда минимальный расход пара без учета собственных нужд находится по формуле: $D_{пе} = 1,03 \cdot D_0$ (14.1)

Учету и нормированию подлежат расходы пара на собственные нужды и возможные потери пара и конденсата, они определяются на основе специальных испытаний, расчетов, периодических испытаний или эксплуатационных наблюдений, по заводским характеристикам оборудования:

– при пусках котлов и турбин из холодного состояния и после различной продолжительности простоя;

- при остановах котлов и турбин;
- во время ремонтов оборудования;
- на турбонасосы, находящиеся в работе и в горячем резерве;
- на распыливание мазута и на нефтехозяйство;
- на обдувку поверхностей нагрева котельных агрегатов;
- на отопление цехов, душевые, деаэраторы химически очищенной воды;
- потери с продувочной водой котлов;
- утечки пара через вестовые трубы турбин, из дренажных баков и из деаэраторов, потери пара и воды с пробами для химических анализов и имеющиеся другие значительные потери на данной станции.

Номинальная производительность – наибольшая паропроизводительность, которую стационарный котел должен обеспечивать в длительной эксплуатации при сжигании основного топлива или подводе номинального количества теплоты при номинальных значениях параметров пара и питательной воды с учетом допускаемых отклонений.

Параметры пара паровых котлов выбирают с учетом потерь давления и температуры при транспорте пара, при начальных параметрах пара перед турбиной.

Номинальное давление парового котла – давление пара, которое должно обеспечиваться непосредственно за пароперегревателем, а при его отсутствии – непосредственно перед паропроводом к потребителю пара при номинальной паропроизводительности стационарного котла.

Номинальная температура пара – температура пара, которая должна обеспечиваться непосредственно за пароперегревателем стационарного котла, а при его отсутствии – непосредственно перед паропроводом к потребителю пара при номинальных значениях давления пара, температуры питательной воды и паропроизводительности с учетом допускаемых отклонений.

Оценочно, давление перегретого пара принимается на 4–6% больше начального давления пара, температура – на 1–2% от начальной.

$$p_{пе} = 1,04 \div 1,06 \cdot p_0 \quad (14.2)$$

$$t_{пе} = 1,01 \div 1,02 \cdot t_0 \quad (14.3)$$

По действующему ГОСТ 3619-89 номинальные параметры котлов должны соответствовать следующим требованиям:

- значения паропроизводительности котла и давления пара, указанные в табл. 14.1, с отклонением $\pm 5\%$;
- значения температуры перегретого пара и пара после промежуточного перегрева, указанные в табл. 14.1, для температуры до 540°C с отклонением $\pm 8^\circ\text{C}$, а для более высоких температур – $\pm 5^\circ\text{C}$;
- значения температуры питательной воды, указанные в табл. 14.1, с отклонением $\pm 10^\circ\text{C}$.

Если паровой котел не удовлетворяет стандартным параметрам (табл. 14.1), на него создается отдельное техническое задание на проектирование и изготовление происходит по индивидуальному проекту.

Помимо паропроизводительности и параметров пара, важной характеристикой котла является выбор конструктивного исполнения и организация движения сред.

Барабанные котлы устанавливаются на докритические параметры пара, а также на станции, работающие на морской воде. У энергетических барабанных котлов циркуляция естественная. На данных котлах, как правило, организован промежуточный перегрев пара.

Прямоточные котлы с промежуточным перегревом пара применяются на сверхкритические параметры пара. В диапазоне начальных давлений пара 17,3–19 МПа выпуск котлов осуществляется по заказу. Это связано с работой котла в условиях метастабильного состояния пара в данной области давлений.

Энергетические котлы паропроизводительностью свыше 400 т/ч выполняются газоплотными. Газомазутные котлы могут работать под наддувом или под разрежением. Пылеугольные котлы – только под разрежением.

Таблица 14.1

**Номинальные значения основных параметров котлов
с начальным давлением пара от 13,8 МПа**

Тип котла	Паропроизводительность, т/ч	Абсолютное давление пара, МПа	Состояние или температура пара, °С	Температура пара промежуточного перегрева, °С	Температура питательной воды, °С
Пр	210; 320; 420; 500; 820	13,8	560	–	230
Е	(100); (140); 210; (220); (260); 320; 420; 500; (670); (800); 820; (970)	(13,6); 13,8	(525; 540; 565); 560	–	(210); 230; (250)
Еп	(380); (420); (500); 670; (800); (970); (1600); (1900)	(13,6); 13,8	(525; 540); 545; 555***; 565***	(525; 540); 545; 555***; 565***	(210); (230); 240; (250)
	620–670 900–1000	17,3–19,0	545–565	542–563	240–270
Пп	670	(13,6); 13,8	(540); 545; 555***; 565***	(540); 545; 555***; 565***	(230); 240
	300; 500; 670***; 800; 970***; 1000***; 1100; 1650; 1900	17,3–19,0	540; 545***; 555***; 565***	540; 545***; 555; 565***	230; 240; 250; 260; 275
	1000; 1650; 2650; 3950	25,0	(540); 545; 555***; 565***	(540); 542; 555***; 565***	(240); 270
Прп	670***; 800; 970***; 1100; 1600; 1900	17,3–19,0	525; 540; 545***; 555***; 565***	525; 540; 545***; 555***; 565***	240; 250; 260; 275
Кп	800; 970; 1100; 1600; 1900	17,3	540	540	250
	300; 500; 1000	19,0	540	540	260
	1000; 1650; 2650; 3950	25,0	(540); 545; 555***; 565***	(540); 542; 555***; 565***	(240); 270

* Для котлов без деаэраторов.

** При сжигании в котле топлив с приведенным содержанием серы $\geq 0,05\%$ МДж/кг.

*** Значения уточняют при проектировании. Изготовление котлов, значения параметров которых заключены в скобки осуществляется по согласованию между изготовителем и потребителем.

14.2.2. Выбор котлов для парогазовых станций

Котлы-утилизаторы предназначены для использования высокотемпературного источника (на парогазовых ТЭС – выхлопа газовой турбины) для генерации пара. В отличие от паровых энергетических котлов, топливо не используется. Исключение – применение дожигающих устройств котла-утилизатора, однако объемы использования топлива в этом случае сравнительно малы.

Важной особенностью котлов-утилизаторов является зависимость их производительности и параметров от характеристик турбины. Как известно, параметры наружного воздуха оказывают сильное влияние на выходные характеристики ПГУ.

Нормальные условия, при которых определяются мощность, КПД, удельные расходы теплоты и топлива определяют регламентом:

1. Параметры воздуха на входе (параметры воздуха в плоскости входного фланца компрессора (или входного патрубка компрессора):

- полное давление 101,3 кПа;
- полная температура 15°C;
- относительная влажность 60%.

2. Параметры газа на выхлопе (статическое давление газа в плоскости выходного фланца турбины или на выходе из регенератора (если используется регенеративный цикл) должно составлять 101,3 кПа.

3. Параметры охлаждающей воды: температура воды на входе, если ее используют для охлаждения рабочего тела, должна быть 15°C.

4. Параметры окружающего воздуха, используемого охладителем рабочего тела должны быть:

- давление 101,3 кПа;
- температура 15°C.

Номинальные значения показателей ГТУ определяются по низшей теплоте сгорания используемого топлива:

- а) жидкого топлива – 42000 кДж/кг;
- б) газообразного топлива – 50000 кДж/кг.

Теплоту сгорания при постоянном давлении жидкого и газообразного топлива определяют при давлении 101,3 кПа и температуре 15°C.

Таким образом, паропроизводительность котла-утилизатора определяется в результате теплового расчета ПГУ. Конструкторский расчет ПГУ конденсационного типа производится при температуре наружного воздуха +15°C, теплофикационного типа – при температуре наружного воздуха, соответствующей средней для отопительного периода для региона строительства.

14.2.3. Выбор паровых турбин

В отечественной энергетике имеется большое количество паровых турбин стандартных типоразмеров максимальной единичной мощностью от 50 до 1200 МВт

(максимальная единичная мощность – 1600 МВт для турбины АЭС). В связи с этим существует следующая классификация по типам:

К – конденсационные;

П – теплофикационные с производственным отбором пара;

Т – теплофикационные с отопительным отбором пара;

ПТ – теплофикационные с производственным и отопительным отборами пара;

Р – теплофикационные с противодавлением, без регулируемого отбора пара;

ПР – теплофикационные с противодавлением и производственным отбором пара;

ПТР – теплофикационные с противодавлением, производственным и теплофикационным отборами пара;

ТР – теплофикационные с противодавлением и с отопительным отбором пара;

КТ – конденсационные с отпуском тепла на теплофикацию.

Крупнейшими производителями паровых турбин в РФ являются ПАО «Силловые машины», АО «Уральский турбинный завод», за рубежом (в том числе и по производству газовых турбин) – фирмы Siemens, General Electric и др.

Паровая турбина подбирается в зависимости от того, требуется ли выработка тепла от электростанции. Указанные типы турбин могут работать блочно (1 паровой котел – 1 паровая турбина), несколько на паровую магистраль (станции с поперечными связями). Основные характеристики турбины для выбора: начальные параметры пара, промежуточного перегрева, расход пара в голову турбины, электрическая мощность.

При выборе параметров паровых турбин допускается принимать:

– значения мощности турбины и давления свежего пара, указанные в табл. 14.2, с отклонением $\pm 5\%$;

– значения температуры свежего пара и промежуточного перегрева пара, указанные в табл. 1, с отклонением при температуре до $(535 \pm 8)^\circ\text{C}$, а при более высоких температурах $\pm 5^\circ\text{C}$;

– значения температуры питательной воды, указанные в табл. 14.2, с отклонением $\pm 10^\circ\text{C}$.

Номинальные значения основных параметров должны соответствовать указанным в табл. 14.2.

Важной особенностью является то, что для турбин парогазовых циклов параметры устанавливаются в технических условиях на турбины.

Конденсаторы паровых турбин, как правило, входят в комплект поставки турбоустановки.

Номинальные параметры турбин

Мощность турбины, МВт	Абсолютное давление свежего пара, МПа	Температура свежего пара, °С	Температура промежуточного перегрева пара, °С	Температура питательной воды, °С
50–100	12,8 (9,0)	555 (500; 520; 535)	–	230
100–185	12,8 (16,2; 18,0)			
180–215		540; 565 (520; 535; 560)	540; 565 (520; 535; 560)	250
160–225*	17,0*	540; 560	540; 565	260*
250	23,5 (16,2);	540; 560 (520; 535);	540; 560 (520; 535);	270
300–600	23,5 (16,2; 18,0);			
800–1600	23,5	540; 560	540; 560	

* Значения уточняют при проектировании. Изготовление турбин, значения параметров которых заключены в скобки, допускается по требованию заказчика.

14.3. Выбор вспомогательного оборудования ТЭС

14.3.1. Дутьевые вентиляторы и дымососы

Паровые энергетические котлы можно классифицировать по способу организации газов на следующие категории:

- с естественной тягой;
- с уравновешенной тягой (принудительной тягой);
- под наддувом.

В котлах с естественной тягой не требуется установка дымососов и вентиляторов. Движение газов происходит за счет установки дымовой трубы. В таких схемах она служит не только для рассеяния вредных примесей. Тяга создается за счет разности между плотностями поступающего в топку воздуха и газов, покидающих котел. На нее влияет множество факторов: атмосферное давление, температура, сила ветра, температуры воздуха и газов, высота дымовой трубы. На современных котлах средней и большой мощности естественная тяга не используется, так как ее недостаточно для преодоления газами сопротивления поверхностей нагрева.

При организации уравновешенной тяги используются и дымососы и дутьевые вентиляторы. Дымосос – тягодутьевая машина центробежного или осевого типа, которая служит для удаления дымовых газов. Дутьевой вентилятор предназначен для подачи воздуха в котел. При уравновешенной тяге снижается зависимость тяги от внешних факторов. Давление в топке или начале газохода поддерживается близким к атмосферному. Таким образом достигается устойчивость работы котла, однако появляется дополнительный расход электроэнергии на собственные нужды для привода дымососов и вентиляторов.

При работе котла под наддувом давление в топке и газовом тракте котла поддерживается выше атмосферного работой дутьевых вентиляторов. В таком случае установка дымососа не требуется, однако котел должен иметь газоплотное исполнение.

Газоплотная конструкция котла при работе на уравновешенной тяге характерна отсутствием присосов воздуха в топочном пространстве и конвективных поверхностях нагрева. При работе под наддувом в газоплотном котле имеются присосы только в воздухоподогревателе.

Характеристика дымососов и дутьевых вентиляторов выбирается с запасом против расчетных величин: 10% по производительности и 20% по напору для дымососов и для вентиляторов по напору 15%. Указанные допуски включают необходимые запасы для целей регулирования нагрузки котла. При номинальной нагрузке котла дымососы должны работать при КПД не ниже 90%, а вентиляторы – не ниже 95% максимального значения.

При установке на котел двух дымососов и двух дутьевых вентиляторов производительность каждого из них выбирается по 50%. Для котлов паропроизводительностью 500 т/ч и менее, а также для каждого котла дубль-блока устанавливаются один дымосос и один вентилятор, установка двух дымососов и двух вентиляторов допускается только при соответствующем обосновании.

Выбор любого тягодутьевого оборудования базируется на определении напора и подачи агрегата. Для их определения необходим поиск расходных или объемных характеристик рабочих сред – расхода топлива, объема воздуха, требуемого для сжигания топлива.

В Нормативном методе (тепловой расчет котлов) приводится примерная формула определения расчетного расхода топлива на котел. Он отличается от полного на поправочный коэффициент механической неполноты сгорания топлива. Необходимо принимать во внимание, что приводится она для случая, когда на котле отсутствуют потери с химическим недожогом. Иными словами, для газового и мазутного топлив – полный расход топлива можно принять равным расчетному. Для оценочных расчетов данная формула показывает достаточную сходимость с реальными данными:

$$B_p = B \cdot \frac{100 - q_4}{100}, \quad (14.4)$$

где B – полный расход топлива в кг/с, q_4 – потери от механической неполноты сгорания топлива

Другой важной величиной является определение избытка воздуха котла. В Нормативном методе приводятся данные по величине избытков воздуха в различных частях газозвоздушного тракта котла (табл. 14.3, 14.4).

Производительность (подача) дутьевого вентилятора ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется по формуле:

$$V_{д.в} = B_p \cdot V^0 \cdot (\alpha_T - \sum \Delta\alpha + \Delta\alpha_{вп}) \cdot \frac{t_{х.в} + 273}{273}, \quad (14.5)$$

где V^0 – теоретический объем воздуха, необходимый для горения 1 кг угля или 1 м^3 газа, мазута; α_T – избыток воздуха в топке котла; $\sum \Delta\alpha$ – сумма присосов по тракту котла за вычетом присосов в конвективной части; $\Delta\alpha_{вп}$ – присос в воздухоподогревателе; $t_{х.в}$ – температура холодного воздуха (обычно принимается равной 30°C).

Присосы воздуха в конструктивных элементах котла

Участок котла	Элементы газового тракта котла	Величина присоса $\Delta\alpha$
Топочные камеры пылеугольных и газомазутных котлов	Газоплотные	0,02
	с металлической обшивкой труб экрана	0,05
	с обмуровкой и металлической обшивкой	0,07
	с обмуровкой и без обшивки	0,10
Топочные камеры слоевых топок	Механические и полумеханические	0,10
	Ручные	0,30
Газоходы конвективных поверхностей нагрева	Газоплотный газоход от топки до воздухоподогревателя (величина присоса распределяется равномерно по расположенным в газоходе поверхностям нагрева) Негазоплотные газоходы	0,02
	Фестон, ширмовый перегреватель	0
	Первый котельный пучок котлов производительностью < 50 кг/с	0,05
	Второй котельный пучок котлов производительностью < 50 кг/с	0,10
	Первичный перегреватель	0,03
	Промежуточный перегреватель	0,03
	Переходная зона прямоточного котла	0,03
	Экономайзер котлов производительностью > 50 кг/с (каждая ступень)	0,02
	Экономайзер котлов производительностью < 50 кг/с:	
	стальной	0,08
	чугунный с обшивкой	0,10
	чугунный без обшивки	0,20
	Трубчатые воздухоподогреватели:	
	котлов производительностью > 50 кг/с (каждая ступень)	0,03
котлов производительностью < 50 кг/с (каждая ступень)	0,06	
Регенеративные воздухоподогреватели (вместе «горячая» и «холодная» набивки):		
котлов производительностью > 50 кг/с	0,15	
котлов производительностью < 50 кг/с	0,20	
Пластинчатые воздухоподогреватели (каждая ступень)	0,10	
Золоуловители	Электрофильтры:	
	котлов производительностью > 50 кг/с	0,10
	котлов производительностью < 50 кг/с	0,15
	Циклонные и батарейные	0,05
	Скрубберы	0,05
Газоходы за котлом	Стальные (каждые 10 п.м)	0,01
	Кирпичные боровы (каждые 10 п м)	0,05

Присосы воздуха в системы пылеприготовления

С бункером пыли		С горячим вдуванием пыли в топку			
под разрежением	среднее значение $\Delta\alpha_{пл}$	при работе под разрежением	среднее значение $\Delta\alpha_{пл}$	при работе под давлением	среднее значение $\Delta\alpha_{пл}$
С шаровыми барабанными мельницами при сушке горячим воздухом	0,10	С молотковыми мельницами	0,04	С молотковыми мельницами	0,00
С шаровыми барабанными мельницами при сушке смесью воздуха и дымовых газов	0,12	Со среднеходными мельницами	0,04	Со среднеходными мельницами	0,00
С молотковыми мельницами при сушке смесью воздуха и дымовых газов	0,06	С мельницами-вентиляторами и устройством нисходящей сушки	0,20–0,25	–	–
Со среднеходными мельницами	0,06	–	–	–	–

Производительность дымососа определяется по объемам уходящих газов:

$$V_{\Gamma}^{yx} = V_{\Gamma}^0 + 1,0161 \cdot (\alpha_{yx} - 1) \cdot V^0, \quad (14.6)$$

где V_{Γ}^0 – теоретический объем газов; 1,0161 – коэффициент, учитывающий объем водяных паров, содержащихся в присасываемом воздухе; α_{yx} – избыток воздуха в уходящих газах.

Если котел негазоплотный, то избыток воздуха в уходящих газах равен сумме избытка воздуха в топке α_{Γ} присосов в конвективных поверхностях нагрева $\Delta\alpha_{кп}$ и воздухоподогревателе $\Delta\alpha_{вп}$:

$$\alpha_{yx} = \alpha_{\Gamma} + \Delta\alpha_{кп} + \Delta\alpha_{вп}. \quad (14.7)$$

Расчетная производительность 1 дутьевого вентилятора ($\text{м}^3/\text{с}$) с учетом 10%-го запаса:

$$V_{д.в}^p = \frac{1,1 \cdot V_{дв}}{Z} \cdot \frac{760}{p_{бар}}, \quad (14.8)$$

где Z – число вентиляторов; $p_{бар}$ – барометрическое давление в регионе строительства (если высота местности над уровнем моря не превышает 10–200 м, то принимают $p_{бар} = 760$ мм рт. ст.).

Так же определяется расчетная производительность дымососа, ($\text{м}^3/\text{с}$):

$$V_{дс}^p = \frac{1,1 \cdot V_{дс}}{Z} \cdot \frac{760}{p_{бар}}. \quad (14.9)$$

Напоры дутьевого вентилятора $H_{дв}$, (кПа) и дымососа $H_{дс}$, (кПа) принимаются в соответствии с данными по сопротивлению котла.

Мощность на валу дутьевого вентилятора (эффективная мощность, МВт):

$$N_e = V_{д.в}^p \cdot H_{д.в}^p / \eta_p, \quad (14.10)$$

где η_p – расчетное значение КПД дутьевого вентилятора с запасом в 10%.

Аналогично находится мощность на валу дымососа (эффективная мощность, МВт):

$$N_e = V_{д.с}^p \cdot H_{д.с}^p / \eta_p, \quad (14.11)$$

где η_p – расчетное значение КПД дымососа с запасом в 10%.

Мощность привода с учетом запаса 5%, необходимым для преодоления инерции при пуске вентилятора:

$$N_e^{\text{привода}} = 1,05 \cdot N_e. \quad (14.12)$$

Таким образом, по полученным характеристикам с использованием данных каталогов оборудования подбирается тягодутьевое оборудование. Если стандартные типоразмеры выбрать невозможно – составляется отдельное техническое задание на проектирование оборудования.

Для регулирования работы центробежных дымососов и дутьевых вентиляторов у котлов блочных установок применяются направляющие аппараты с поворотными лопатками в сочетании с двухскоростными электродвигателями. Для осевых дымососов применяются направляющие аппараты с односкоростными электродвигателями.

14.3.2. Выбор теплообменного оборудования

Регенеративные подогреватели ТЭС можно классифицировать по следующим группам:

- по принципу действия: поверхностные и смешивающие;
- по месту включения в схеме турбоустановки: высокого и низкого давления;
- по расположению корпусов: вертикальные и горизонтальные.

Количество регенеративных должно соответствовать количеству отборов, конструктивно предусмотренных в паровой турбине. В современных турбоустановках на сверхкритические параметры пара обычно устанавливаются три подогревателя высокого давления и четыре – низкого давления. Для АЭС количество подогревателей меньше.

Конструктивные характеристики подогревателей устанавливаются в технических условиях на подогреватели конкретных типов. Конструкция должна обеспечивать возможность проведения промывки, очистки, осмотра и ремонта, а также консервации против стояночной коррозии. Поверхностные подогреватели обеспечивают следующие недогревы при номинальных параметрах системы регенерации турбоустановки, для которой подогреватели спроектированы:

- подогреватели низкого давления без зоны охлаждения пара – до 3°C;

- подогреватели низкого давления с зоной охлаждения пара – до 2°C;
- подогреватели высокого давления без зоны охлаждения пара – до 3°C;
- подогреватели высокого давления с зоной охлаждения пара – до 1,5°C.

Смешивающие подогреватели обеспечивают нагрев конденсата до температуры насыщения, соответствующей давлению греющего пара в корпусе подогревателя.

Основной характеристикой для подбора подогревателей высокого и низкого давлений (поверхностного типа) являются площади их поверхностей. Площадь определяется расчетным путем.

Тепловой поток подогревателя (кВт):

$$Q = D \cdot (h_{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ВХ}}), \quad (14.13)$$

где D – расход питательной воды (ПВД) или основного конденсата (ПНД), кг/с; $h_{\text{ВЫХ}}, h_{\text{ВХ}}$ – энтальпии питательной воды (ПВД) или основного конденсата (ПНД) на выходе и входе из подогревателя, кДж/кг.

Площадь поверхности нагрева, м²:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\text{CP}}}, \quad (14.14)$$

где k – коэффициент теплопередачи, кВт/(м² · град) (расчетный или принятый по прототипу подогревателя); Δt_{CP} – среднелогарифмический температурный напор в подогревателе, °C:

$$\Delta t_{\text{CP}} = \frac{\Delta t_{\text{Б}} - \Delta t_{\text{М}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{Б}}}{\Delta t_{\text{М}}}\right)}, \quad (14.15)$$

где $\Delta t_{\text{Б}}, \Delta t_{\text{М}}$ – большая и меньшая разница между греющей и нагреваемой средами, °C.

Оценочно значение коэффициента теплопередачи можно принять следующими:

- для водоводяных теплообменников 500–1000 Вт/(м²·град);
- для пароводяных теплообменников 1000–3500 Вт/(м²·град).

Подогреватели смешивающего типа выбирают по расходу нагреваемого конденсата и температуре воды на выходе из подогревателя.

Теплофикационные установки ТЭС предназначены для подогрева сетевой воды в системах централизованного теплоснабжения паром из отборов турбин или общестанционного коллектора собственных нужд станции и ее перекачивания по трубопроводам тепловых сетей для теплоснабжения внешних потребителей.

Сетевые подогреватели можно классифицировать по следующим группам:

- по расположению корпусов: вертикальные и горизонтальные;
- по месту отбора пара на подогреватели: установки, в которых используется пар теплофикационных турбин с двумя отопительными отборами, с одним отопительным отбором и использующие пар регенеративных отборов конденсационных турбин.

Количество сетевых подогревателей выбирается обычно из условий обеспечения надежной, экономичной работы турбоустановки и обеспечения требуемого отпуска теплоты потребителю.

Конструктивно сетевые подогреватели относятся к поверхностному типу. В этой связи алгоритм выбора типоразмера аналогичен подогревателям низкого давления поверхностного типа.

Однако в данном случае тепловую нагрузку сетевого подогревателя можно найти по следующей зависимости:

Тепловой поток подогревателя (кВт):

$$Q = G_{\text{св}} \cdot c_{\text{в}} \cdot c_{\text{р}} \cdot (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \quad (14.16)$$

где $G_{\text{св}}$ – расход сетевой воды; $c_{\text{р}}$ – изобарная теплоемкость воды; $t_{\text{вых}}$ – температура сетевой воды на выходе из подогревателя; $t_{\text{вх}}$ – температура сетевой воды на входе в подогреватель.

Площадь поверхности нагрева (м^2) может быть найдена по формуле:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\text{ср}}}. \quad (14.17)$$

Деаэрационная установка также может быть отнесена к группе стационарных подогревателей.

В зависимости от назначения различают деаэраторы:

- для питательной воды;
- для подпиточной воды и обратного конденсата;
- для подпиточной воды тепловых сетей.

Таким образом, деаэрации подлежат обессоленная вода для восполнения потерь в цикле, вода из дренажных баков, слив конденсата от привода систем регулирования турбин, охлаждения электродвигателей, привода арматуры БРОУ и РОУ.

Деаэраторы применяются не только на паротурбинных, но и на парогазовых электростанциях. Необходимо отметить, что на парогазовых станциях для деаэрации питательной воды применяются не только отдельностоящие деаэраторы. Существуют схемы, где деаэрация осуществляется в барабане котла-утилизатора.

Выбор давления в деаэраторе производится на основе результатов технико-экономических расчетов при разработке тепловой схемы ТЭС.

В зависимости от давления в корпусе деаэраторы бывают:

- ДП – повышенного давления (давление пара от 0,6 до 1,2 МПа);
- ДА – атмосферного давления (0,12 МПа);
- ДВ – вакуумные (давление пара от 7,5 до 50 кПа).

Деаэраторы различают по принципу контакта воды с паром: пленочные, струйные, капельные, барбатажные, а также комбинированного действия.

При проектировании деаэрационных установок рекомендуется учитывать следующие основные положения:

1. Должна предусматриваться деаэрация всех составляющих питательной воды, в которых могут содержаться растворенные газы.
2. В зависимости от требуемого остаточного содержания двуокиси углерода и количества добавочной химически очищенной воды, содержащей

бикарбонаты, должна применяться одно- или двухступенчатая схема деаэрации воды с использованием в последнем случае в качестве второй ступени барботажного устройства.

3. Деаэраторы с баками-аккумуляторами должны быть укомплектованы устройством для индивидуального или группового автоматического регулирования давления пара в деаэраторе, уровня и перелива воды в баке-аккумуляторе, оснащены предохранительными клапанами или гидрозатворами, контрольно-измерительными приборами и арматурой.

4. На блочных установках должна обеспечиваться хорошая работа деаэраторов при нагрузке 30% номинальной, давлении пара 1,2 ата (1,19 бар) и подаче в колонки холодного конденсата (без подогрева его в системе регенерации низкого давления).

5. В случае, если проектируемая установка состоит из нескольких параллельно включенных по пару и воде деаэраторов, должны дополнительно обеспечиваться:

- а) равномерный подвод и отвод воды и пара по деаэраторам;
- б) установка паровых и водяных уравнивающих линий.

6. Должна обеспечиваться возможность осмотра внутренних частей деаэратора и удобного проведения его монтажа и ремонта.

7. Детали и узлы деаэратора, подвергающиеся усиленной коррозии, должны изготавливаться из противокоррозионного материала, например, из стали 08Х13 или 12Х13, или же должны иметь термостойкое противокоррозионное покрытие, например, покрытие ВЛ-515.

8. Должны учитываться возможности транспортирования установки либо целиком, либо в виде ограниченного числа крупных блоков.

Важной частью деаэрационной установки является бак-аккумулятор, объем которого оказывает определенное влияние на степень удаления из воды коррозионного активных газов. Бак-аккумулятор обеспечивает аварийный запас воды на электростанции и надежную работу питательных насосов. Объем его должен выбираться в зависимости от производительности деаэрационной колонки. Полезная вместимость деаэраторного бака – расчетный полезный объем бака, определяемый в размере 85% его полного объема.

Выбор деаэратора производится по расходу питательной воды и давлению пара. Помимо деаэрационной колонки выбирается бак запаса питательной воды. Согласно рекомендациям, для номинальной нагрузки энергоблоков КЭС запас питательной воды рассчитывается на 5 минут работы котла, ТЭЦ – не менее 15 мин. В то же время, согласно, суммарный запас питательной воды в баках основных деаэраторов должен обеспечивать работу блочных электростанций в течение не менее 3,5 минут и для неблочных электростанций – 7 минут.

Тогда объем бака запаса воды равен:

$$V_B = \frac{G_{пв} \cdot \tau \cdot v_B}{0,85}, \quad (14.18)$$

где $G_{пв}$ – расход питательной воды; τ – продолжительность работы энергоблока; v_B – удельный объем воды.

Номинальная производительность и полезная вместимость деаэраторов (деаэрационных колонок) выбирается из рядов в табл. 14.5

Таблица 14.5

Характеристики деаэраторов

Тип деаэратора	Номинальная производительность, т/ч	Полезная вместимость, м ³
Повышенного давления	225; 500; 1000; 2000; 2800;	65; 100; 120; 150; 185
Атмосферный	1; 3; 5; 15; 25; 50; 100; 200; 300	1; 1,5; 2; 4; 8; 15; 25; 50; 75
Вакуумный	5; 15; 25; 50; 100; 200; 300; 400; 800; 1200	не имеют в своем составе деаэраторных баков

На каждый энергоблок устанавливается, как правило, один деаэратор. На неблочных электростанциях обеспечивается возможность ремонта любого деаэратора при работе остальных.

14.3.3. Выбор насосов

Основными характеристиками для выбора любых насосов являются их напор и подача.

Питательные насосы. Согласно Нормам проектирования для энергоблоков:

– производительность питательных насосов определяется максимальными расходами питательной воды на питание котлов с запасом не менее 5%;

– на блоках с давлением пара 13 МПа на каждый блок устанавливается, как правило, один питательный насос производительностью 100%. Питательные насосы устанавливаются с электроприводами и гидромуфтами;

– на блоках с закритическим давлением пара устанавливаются питательные насосы с турбоприводами, один производительностью 100% или два по 50%; при установке на блок одного турбонасоса производительностью 100% дополнительно устанавливается насос с электроприводом и гидромуфтой производительностью 30–50%. При установке на блок двух турбонасосов производительностью по 50% насос с электроприводом не устанавливается, к турбонасосам предусматривается резервный подвод пара.

Для электростанций с общими питательными трубопроводами:

– суммарная производительность всех питательных насосов должна быть такой, чтобы в случае останова любого из них оставшиеся обеспечивали номинальную производительность всех установленных котлов. Резервный питательный насос на ТЭЦ не устанавливается.

– допускается применение турбонасосов в качестве основных, постоянно работающих питательных насосов, с установкой по крайней мере одного питательного насоса с электроприводом для пуска электростанции с «нуля».

Определение давления питательных насосов. В случае установки барабанных паровых котлов с естественной циркуляцией (рис. 14.1) и включения питательного одноподъемного насоса после деаэратора давление нагнетания составляет, МПа:

$$p_n \approx p_{б.м} + \Delta p_{с.н} + H_n \cdot \rho_n \cdot g \cdot 10^{-6}, \quad (14.19)$$

где с учетом работы предохранительных клапанов наибольшее допустимое давление в паровом котле $p_{б.м} = 1,05 \div 1,08 \cdot p_б$; $p_б$ – рабочее давление в паровом котле, МПа; H_n – высота подъема воды от оси питательного насоса до уровня воды в барабане, м; ρ_n – средняя плотность питательной воды в напорных линиях, кг/м³; $\Delta p_{с.н}$ – суммарное гидравлическое сопротивление оборудования (регенеративных подогревателей высокого давления, напорных трубопроводов с арматурой, экономайзера парового котла и др.); g – ускорение свободного падения, м/с². Скоростным напором на входе воды в барабан парового котла пренебрегают.

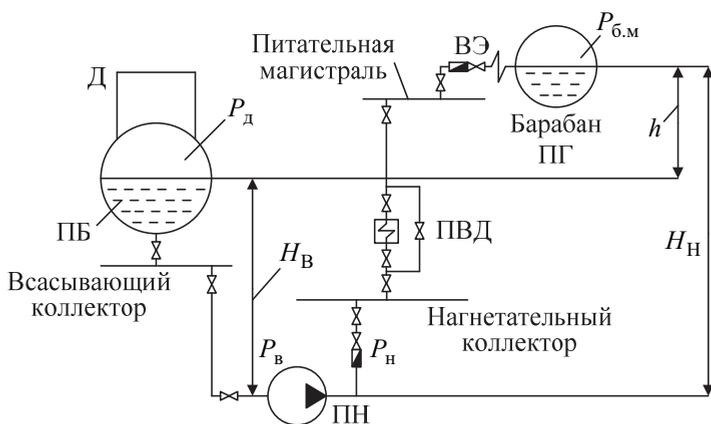


Рис. 14.1. Определение напора питательных насосов электростанции с барабанными паровыми котлами

Давление воды на входе в питательный насос, МПа, составляет:

$$p_v = p_d + H_v \cdot \rho_v \cdot g - p_{с.в}, \quad (14.20)$$

где p_d – давление в деаэраторе, МПа; $p_{с.в}$ – гидравлическое сопротивление трубопроводов, подводящих воду из деаэратора к насосу, с арматурой, МПа; H_v – высота уровня воды в деаэраторном баке относительно оси питательного насоса, м. Значение H_v выбирают из условия предотвращения вскипания воды на входе в питательный насос и явлений кавитации в насосе, оценочно $H_v \sim 20 \div 25$ м; ρ_v – плотность воды в подводящих трубопроводах, кг/м³.

Если пренебречь скоростными напорами воды на входе в насос и выходе из него, создаваемое им повышение давления, МПа, равно:

$$p_v = p_{б.м} - p_d + h \cdot \rho \cdot g - p_c, \quad (14.21)$$

где $h = H_n - H_v$ – высота подъема воды из деаэратора в барабан парового котла, м; ρ – средняя плотность питательной воды в напорной и входной линиях насоса;

$p_c = p_{c.н} + p_{c.в}$ – суммарное сопротивление напорного и входного трактов питательной воды, МПа.

Для прямоточных котлов (рис. 14.2) максимальное конечное давление, которое создается питательным насосом, МПа, равно:

$$p_{\text{кон}} = p + \Delta p_{\text{п.к}}, \quad (14.22)$$

где $\Delta p_{\text{пе}}$ – давление перегретого пара, $\Delta p_{\text{п.к}}$ – дополнительный запас по давлению на срабатывание предохранительных клапанов.

Дополнительный запас по давлению на срабатывание предохранительных клапанов (на давление выше 22,5 МПа):

$$\Delta p_{\text{п.к}} = 0,10 \cdot p_{\text{пе}}. \quad (14.23)$$

Суммарное гидравлическое сопротивление тракта с прямоточным котлом:

$$\Sigma \Delta p_c = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{пвд}} + \Delta p_{\text{р.п.к}} + \Delta p_{\text{к}}, \quad (14.24)$$

где $\Delta p_{\text{тр}}$ – суммарное гидравлическое сопротивление арматуры и трубопроводов от насоса до водяного экономайзера котла; $\Delta p_{\text{пвд}}$ – суммарное гидравлическое сопротивление группы ПВД; $\Delta p_{\text{р.п.к}}$ – сопротивление регулирующего клапана питания котла; $\Delta p_{\text{к}}$ – гидравлическое сопротивление котла.

При определении геодезического напора высота столба жидкости от оси насоса до верхнего коллектора испарительного контура котла принимается равной высоте самого котла $H_{\text{к}}$, м.

Неизвестное пока давление нагнетания может быть предварительно оценено:

$$p_{\text{н}} = 1,3 \cdot p_0. \quad (14.25)$$

Температура воды принимается равной температуре насыщения в деаэраторе (t'_d °С), с учетом повышения температуры при сжатии воды в питательном насосе ($\Delta t_{\text{п.н}}$ °С):

$$t_{\text{н}} = t'_d + \Delta t_{\text{п.н}}. \quad (14.26)$$

Плотность воды в нагнетательном патрубке находится по давлению нагнетания и температуре питательной воды.

Геодезический напор:

$$H_{\text{к}} \cdot g \cdot \rho_{\text{н}} \cdot 10^{-6}. \quad (14.27)$$

Давление нагнетания:

$$p_{\text{н}} = p_{\text{кон}} + \Sigma \Delta p_c + H_{\text{к}} \cdot g \cdot \rho \cdot 10^{-6}. \quad (14.28)$$

Объемная производительность (подача):

$$Q = D_{\text{пв}} \cdot 1,05 / \rho_{\text{н}}. \quad (14.29)$$

Расчетное давление во всасывающем патрубке насоса складывается из давления в деаэраторе p_d и давления столба воды высотой H_d за вычетом

гидравлического сопротивления арматуры и трубопроводов на линии от деаэрата до насоса (рис. 14.2):

$$p_{\text{в}} = p_{\text{д}} + H_{\text{д}} \cdot g \cdot \rho \cdot 10^{-6} - \sum \rho \cdot p_{\text{с}} + p_{\text{н}}^{\text{б.н}}, \quad (14.30)$$

где $\sum \rho \cdot p_{\text{с}}$ – суммарное гидравлическое сопротивление водяного тракта от деаэрата до входа в питательный насос; $p_{\text{н}}^{\text{б.н}}$ – давление нагнетания бустерного насоса, является давлением на всасывающей стороне питательного насоса, достаточным для предотвращения кавитации.

Напор насоса:

$$p_{\text{пн}} = p_{\text{н}} - p_{\text{в}}. \quad (14.31)$$

Мощность насоса:

$$N_{\text{н}} = \frac{Q \cdot (p_{\text{н}} - p_{\text{в}})}{\eta_{\text{н}}}, \quad (14.32)$$

где $\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса.

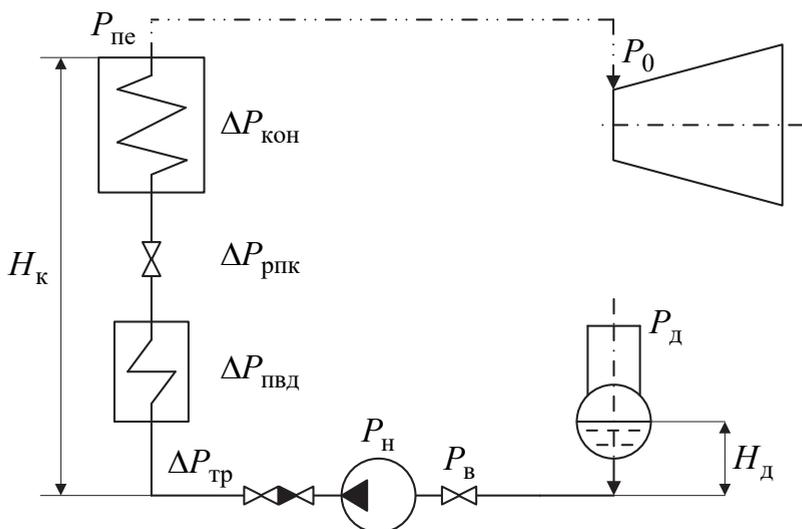


Рис. 14.2. Схема тракта питательной воды

Конденсатные насосы. В зависимости от мощности энергоблока число конденсатных насосов принимается не менее 2 единиц. Обязательно необходимо предусмотреть резервный насос, включаемый по схеме автоматического включения резерв (АВР). Число конденсатных насосов принимается равным 2 по 100% производительности либо 3 по 50%.

Объемная производительность:

$$Q = D_{\text{кн}} / \rho, \quad (14.33)$$

где $D_{\text{кн}}$ – расход основного конденсата, ρ – плотность воды

Одноподъемная схема установки конденсатных насосов применяется в тепловых схемах на докритические параметры пара.

Давление нагнетания:

$$p_n = p_d + \sum \Delta p_c + H_d \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-6}, \quad (14.34)$$

где p_d – давление в деаэраторе; H_d – разность уровней воды в деаэраторе и насосе; ρ – плотность воды; $\sum \Delta p_c$ – суммарное гидравлическое сопротивление тракта.

Суммарное гидравлическое сопротивление складывается из отдельных составляющих – сопротивления ПНД, охладителей пара уплотнений и эжекторов, регулятора уровня питания конденсата, трубопроводов.

Двухподъемная схема установки конденсатных насосов применяется в схемах на сверхкритические параметры пара. Блочная обессоливающая установка БОУ может работать при давлении не более 0,8 МПа. Поэтому конденсатные насосы разделяют на 2 ступени: насосы первой ступени устанавливаются после конденсатора, они создают давление, достаточное для гидравлического сопротивления БОУ, трубопроводов и обеспечения необходимого подпора перед конденсатным насосом второй ступени. При выполнении части ПНД смешивающими, после них может потребоваться дополнительный перекачивающий насос. Между смешивающими подогревателями перекачивающий насос не требуется, если подогреватель более низкого давления устанавливается выше следующего за ним подогревателя более высокого давления, чем обеспечивается переток воды из одного подогревателя в последующий.

Давление нагнетания насоса первой ступени:

$$p_n = \Delta p_{\text{БОУ}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{под}}, \quad (14.35)$$

где $\Delta p_{\text{БОУ}}$ – максимальное значение сопротивления БОУ; $\Delta p_{\text{тр}}$ – суммарное гидравлическое сопротивление трубопроводов; $\Delta p_{\text{под}}$ – давление всаса на входе в конденсатный насос второй ступени.

Необходимый подпор перед конденсатным насосом для предотвращения кавитации указывается в справочных данных; для конденсатных насосов с частотой вращения 960–1500 об/мин он составляет 0,02–0,04 МПа, поэтому:

$$p_v = p_k + \Delta p_{\text{подп}}, \quad (14.36)$$

где p_k – давление в конденсаторе; $\Delta p_{\text{подп}}$ – подпор для предотвращения кавитации.

Напор насоса:

$$\Delta p_{\text{кнI}} = p_n - p_v. \quad (14.37)$$

Напор, выраженный в метрах столба перемещаемой жидкости:

$$H = \Delta p_{\text{кнI}} / (\rho \cdot g). \quad (14.38)$$

Мощность насоса:

$$N_n = \frac{Q \cdot \Delta p_{\text{кнI}}}{\eta_n}, \quad (14.39)$$

где η_n – КПД насоса.

Объемная производительность:

$$Q = \frac{D_{\text{ок}}}{\rho}, \quad (14.40)$$

где $D_{\text{ок}}$ – расход основного конденсата (из расчета тепловой схемы).

Суммарное гидравлическое сопротивление тракта:

$$\sum \Delta p_c = \sum \Delta p_{\text{пнд}} + \Delta p_{\text{тр}}, \quad (14.41)$$

где $\sum \Delta p_{\text{пнд}}$ – сопротивление всех ПНД; $\Delta p_{\text{тр}}$ – суммарное гидравлическое сопротивление трубопроводов.

Давление нагнетания:

$$p_{\text{н}} = p_{\text{д}} + \sum \Delta p_c + H_{\text{д}} \cdot g \cdot \rho \cdot 10^{-6}. \quad (14.42)$$

Давление всаса:

$$p_{\text{в}} = p_{\text{под}} + p_{\text{подп}}, \quad (14.43)$$

где $p_{\text{под}}$ – давление подогревателя, после которого стоит насос.

Мощность насоса:

$$N_{\text{н}} = \frac{Q \cdot (p_{\text{н}} - p_{\text{в}})}{\eta_{\text{н}}}. \quad (14.44)$$

Циркуляционные насосы

Циркуляционные насосы охлаждающей воды конденсаторов турбин устанавливаются из расчета 1–2 агрегатов на турбину. Суммарная подача насосов должна быть равна расчетному расходу охлаждающей воды на блок. К циркуляционным насосам резерв не устанавливается, исключение – при использовании морской воды предусматривается 1 резервный насос.

Производительность насосов выбирают по летнему режиму. В зимнее время, при низкой температуре воды, расход ее существенно снижается, поэтому часть насосов фактически является резервом. Мощность электродвигателей центробежных насосов выбирается с учетом самозапусков насосов при открытых задвижках, а осевых насосов – с учетом возможности работы при всех режимах, отвечающих характеристикам насосов. В случае невозможности обеспечить все расчетные режимы работы насоса односкоростным двигателем применяются двухскоростные электродвигатели.

При проектировании блочных электростанций установку циркуляционных насосов, как правило, предусматривают в блочных насосных станциях, а при неблочной компоновке – установку насосов предусматривают в центральных насосных станциях или в главном корпусе. На неблочных станциях минимальное число циркуляционных насосов в центральных насосных станциях принимается не менее четырех с суммарной подачей, равной расчетному расходу охлаждающей воды без резерва.

На энергоблоках устанавливаются 2 циркуляционных насоса по 50% производительности каждый. Насос работает на свою систему, включающую напорный водовод, половину конденсатора и сливной водовод.

При оборотной системе технического водоснабжения с прудами-охладителями расход циркуляционной воды составит:

$$G_{ц.в.} = m \cdot D_{ок}, \quad (14.45)$$

где m – кратность охлаждения, $D_{ок}$ – расход основного конденсата (из расчета тепловой схемы).

Расчетный расход циркуляционной воды, м³/ч:

$$G_{ц.в.}^p = (1,1 \div 1,2) \cdot G_{ц.в.} \quad (14.46)$$

Подача насоса на 50% нагрузки, м³/ч:

$$Q = \frac{(G_{ц.в.}^p / \rho)}{2} \quad (14.47)$$

Давление нагнетания:

$$p_H = \Delta p_{вх} + \Delta p_K + \Delta p_{сл} + (H_{п} - H_c) \cdot g \cdot \rho \cdot 10^{-3}, \quad (14.48)$$

где $\Delta p_{вх}, \Delta p_{сл} \approx 20 \div 25$ кПа – сопротивление входного и сливного трактов; $\Delta p_K \approx 40 \div 60$ кПа – сопротивление конденсатора; $H_{п} = 10 \div 15$ м – уровень воды в приемном колодце до верха конденсатора; $H_c = 6,5 \div 8$ м – реальная величина сифона (рис. 14.3).

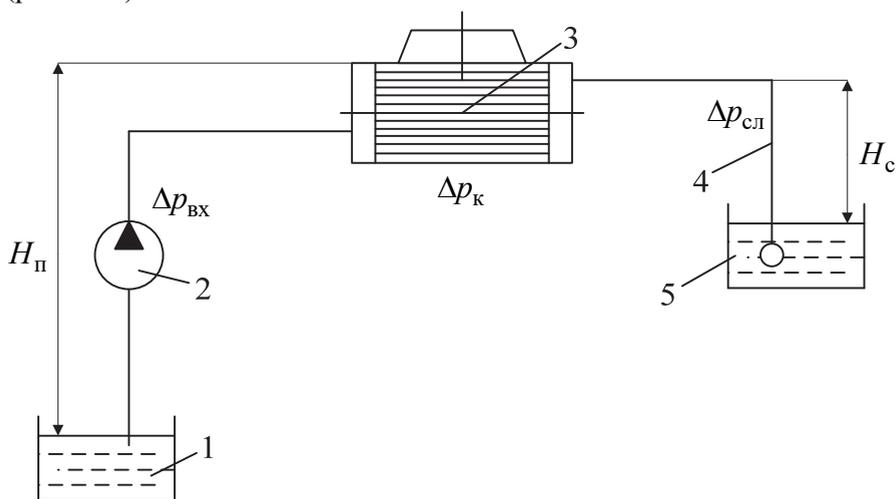


Рис. 14.3. Схема циркуляционной установки:

1 – приемный колодец; 2 – насос; 3 – конденсатор; 4 – сифон; 5 – сливной коллектор

Давление всаса:

$$p_B = (H_{п} - H_c) \cdot g \cdot \rho \cdot 10^{-3}. \quad (14.49)$$

Мощность циркуляционного насоса:

$$N_э = \frac{Q \cdot (p_H - p_B)}{\eta_H}. \quad (14.50)$$

14.3.4. Вспомогательное насосное оборудование

Насосы для питания водой вспомогательных теплообменников (испарители, паропреобразователи, сетевые подогреватели) выбирают преимущественно централизованно на всю электростанцию или часть ее секций в возможно наименьшем числе (один-два рабочих насоса) с одним резервным, имеющим подачу рабочего насоса (при четырех сетевых насосах резервный не устанавливают).

Подпиточных насосов тепловой сети при закрытой системе горячего водоснабжения устанавливают два, при открытой системе – три, включая в обоих случаях резервный насос.

Дренажные (сливные) насосы конденсата из регенеративных подогревателей устанавливают без резерва, при этом выполняют резервную линию каскадного слива дренажа в соседний регенеративный подогреватель более низкого давления.

Конденсатные насосы сетевых подогревателей (и паропреобразователей) выбирают индивидуально, один или два на турбину, с резервным у сетевого подогревателя нижней ступени, имеющим подачу рабочего насоса (конденсат из этих теплообменников составляет основную часть всего потока питательной воды паровых котлов).

Давление насосов определяют с учетом давления и гидравлических сопротивлений в элементах оборудования и системе трубопроводов.

Насосы системы теплофикации.

Особенности установки насосов системы теплофикации:

- сетевые насосы принимаются как групповые, так и индивидуальные;
 - при групповой установке трех и менее рабочих сетевых насосов дополнительно устанавливается один резервный насос, при установке четырех рабочих сетевых насосов и более резервные насосы не устанавливаются;
 - при установке сетевых насосов индивидуально у турбин число рабочих насосов принимается по два у каждой турбины производительностью по 50% каждый, при этом на складе предусматривается один резервный сетевой насос для всей электростанции или один на каждый тип сетевых насосов;
 - конденсатные насосы сетевых подогревателей при двухступенчатом подогреве выбираются с резервным насосом на первой ступени подогрева, при одноступенчатом подогреве устанавливается два конденсатных насоса без резерва;
 - подпиточные насосы принимаются при закрытых системах – не менее двух насосов и при открытых системах – не менее трех насосов, в том числе один резервный насос;
 - сетевые и подпиточные насосы выбираются в соответствии с гидравлическим расчетом зимних и летних режимов работы тепловых сетей;
- Электроснабжение сетевых и подпиточных насосов производится из двух независимых источников.

Контрольные вопросы и задания

1. Какое оборудование ТЭС относится к основному, а какое к вспомогательному?
2. Каким нормативным документом необходимо руководствоваться при выборе оборудования паротурбинных ТЭС?
3. В чем заключаются особенности выбора основного и вспомогательного оборудования для парогазовых станций в сравнении с паросиловыми?
4. Назовите допустимые отклонения от номинальных значений при выборе парового энергетического котла по паропроизводительности, параметрам перегретого пара и питательной воде.
5. По какому принципу определяется паропроизводительность котла-утилизатора в схемах ПГУ?
6. Назовите допустимые отклонения от номинальных значений при выборе паровой турбины по значению ее мощности, параметрам свежего и перегретого пара, питательной воды.
7. Перечислите классификацию паровых энергетических котлов по способу организации отвода газов из тракта.
8. Назовите назначение дымососов и вентиляторов, устанавливаемых на паровых котлах, области и условия их применения.
9. Какие основные характеристики насосов Вы знаете? Какие расчетные запасы принимаются при выборе оборудования для дымососов, вентиляторов паровых котлов, питательных и конденсационных насосов в составе схемы ТЭС?
10. В каких элементах парового котла и при каких условиях существуют присосы воздуха?
11. По каким характеристикам проводится подбор теплообменного оборудования ТЭС?
12. Как выбирается резерв по питательным и конденсационным насосам в схемах блочных ТЭС с докритическими и сверхкритическими начальными параметрами пара?
13. Как выбирается резерв по питательным и конденсационным насосам в схемах неблочных ТЭС с докритическими и сверхкритическими начальными параметрами пара?
14. В чем заключаются особенности подбора сетевых насосов теплофикационных установок?
15. Как выбрать деаэратор питательной воды для ТЭС?

Глава 15. ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН ТЭС

15.1. Требования к площадке для строительства ТЭС

Место сооружения ТЭС определяется перспективами развития экономического района: планируемой потребляемой мощностью тепловой и электрической энергии, стоимостью и продолжительностью сооружения, экономичностью эксплуатации, расстоянием до потребителя энергии и до места добычи топлива и др. При проектировании КЭС стремятся приблизить к месту добычи топлива и источнику водоснабжения, ТЭЦ – к месту потребления тепловой энергии. Передача электроэнергии при напряжении 500 кВ производится на расстояние более 1000 км, транспорт горячей воды – до 35 км и пара на $8\div 12$ км. Расстояние ТЭС от потребителя определяет и источник водоснабжения, способ золошлакоудаления, расстояние до золошлакоотвала, качество и вид сжигаемого топлива.

Выбор площадки для строительства ТЭС и компоновка сооружений и зданий определяются нормами технического проектирования ТЭС. При этом учитываются размещение объектов на выбранной или отведённой для строительства территории и перспективы развития района. Выбор площадки должен согласовываться с проектной организацией, выполняющей планировку в данном административно-экономическом районе.

При выборе площадки для строительства ТЭС учитываются:

1) максимальное приближение площадки к месту добычи топлива и источникам водоснабжения, обеспечивающим надёжную и экономичную работу станции. Площадка ТЭЦ выбирается с учётом затрат на транспорт тепловой энергии;

2) близость расположения ТЭС к источникам топлива с учётом имеющихся транспортных возможностей: транспорт твёрдых топлив с большим балластом экономически оправдан для расстояний до $150\div 200$ км, природного газа – при наличии магистральных газопроводов на небольшом расстоянии от ТЭС, мазута – при возможности доставки по трубопроводам или по железной дороге;

3) наличие близко расположенных и достаточно ёмких источников водоснабжения, уровень воды в которых обеспечивает минимальные затраты электроэнергии на водоснабжение;

4) площадка ТЭС должна иметь достаточные размеры для размещения основных и вспомогательных сооружений, исходя из нормы $0,04\div 0,06$ га/МВт. Она должна быть прямоугольной формы при соотношении сторон 1:2 или 2,5:4;

5) рельеф площадки должен быть относительно ровным с уклоном $0,5\div 1,0\%$, т.е. разность высот в пределах ТЭС не должна превышать $2\div 4$ м. При естественных уклонах более 0,03 выполняется «террасная», т.е. ступенчатая планировка, что усложняет прокладку дорог, трубопроводов, кабелей.

6) территория ТЭС должна иметь прочный грунт и допускать давление строительных объектов до $0,2\div 0,25$ МПа. При выборе площадки для строительства ТЭС учитывается вечная мерзлота, сейсмичность района и т.п.;

7) грунтовые воды должны иметь уровень на 3÷4 м ниже уровня планировки здания, то есть не выше уровня залегания фундаментов здания и оборудования и низа подвалов. Это снижает затраты на гидроизоляцию подземных частей зданий и сооружений. Химический состав грунтовых вод не должен вызывать коррозии подземных частей зданий и сооружений;

8) протяжённость путей, связывающих ТЭС с железной дорогой и автострадой не должна превышать 10 км. Учитывается наличие местных строительных материалов: леса, песка, кирпича и др., возможность удобного вывода линий электропередач, трубопроводов пара и горячей воды, шлакозоловой пульпы, технической, санитарной, ливневой канализации и т.д., возможность сооружения высоких дымовых труб;

9) в районе сооружения ТЭС воздушный бассейн должен быть чистым и не иметь ощутимого «фона вредных веществ», источник водоснабжения должен иметь достаточно чистую воду и в достаточном количестве. В свою очередь, ТЭС должна обеспечивать чистоту водного и воздушного бассейна.

Совокупность этих требований может быть выполнена на основании топографических, геологических, гидрологических, климатических, метеорологических и других изысканий. При выборе площадки выполняют сравнение технико-экономических показателей различных вариантов. Расходы на отчуждение территории ТЭС (застройку участка, снос жилых зданий и сооружений, наличие полезных ископаемых, плодородных земель и т.д.) должны быть минимальны.

Размеры площадки ТЭС должны быть достаточны для рационального размещения зданий, сооружений, подъездных путей. Компоновка сооружений ТЭС в основном определяется системой технического водоснабжения, схемой топливного хозяйства станции и распределения электроэнергии, рельефными и грунтовыми условиями площадки.

15.2. Оценка использования территории ТЭС

Правильный выбор площадки для сооружения ТЭС определяет стоимость и длительность сооружения станции, надёжность и экономичность ее работы. План размещения на основной производственной площадке основных и вспомогательных сооружений называется генеральным планом ТЭС. Генплан – основная и важнейшая составная часть ситуационного плана ТЭС, в его состав входят: 1) главный корпус; 2) главное распредустройство и распредустройство собственных нужд; 3) система циркуляционного водоснабжения с насосными станциями; 4) химводоочистка со складами; 5) топливотранспортное хозяйство с приёмными, размораживающими устройствами, складами и т.д.; 6) масляное хозяйство; 7) ремонтные мастерские и склады; 8) административные и культурно-бытовые помещения; 9) подъездные автомобильные и шоссейные дороги, железные дороги; 10) линии электропередач; 11) золошлакоотвалы и система золошлакоудаления.

Рядом с основной территорией ТЭС предусматривается площадка для строительно-монтажного полигона, место для расширения станции, жилой посёлок с необходимыми пожарными разрывами и проездами.

Экономичность компоновки генплана ТЭС оценивается: коэффициентом K_3 застройки участка, определяемым отношением площади, занятой зданиями, к полной площади участка в ограде ТЭС ($K_3 = 0,09 \div 0,13$); коэффициентом K_n использования территории, равным отношению площади, занятой всеми сооружениями, к полной площади участка в ограде ($K_n = 0,45 \div 0,6$).

Увеличение плотности застройки площади ТЭС снижает затраты на её подготовку, на внешние и внутренние коммуникации, дороги, благоустройство.

15.3. Требования к генплану ТЭС и их реализация

Совокупность зданий и сооружений, расположенных на отведённой территории ТЭС, представляет собой сложный производственный и архитектурный комплекс. Он должен отвечать технологическим, экономическим, санитарным и архитектурным требованиям, а также требованиям надёжности и удобства эксплуатации. Опыт проектирования, строительства и эксплуатации ТЭС позволил выработать ряд общих положений по рациональному расположению зданий и сооружений на генплане. Основным принципом сооружения и расположения объектов на территории ТЭС является последовательность технологического процесса.

Различие в генпланах КЭС заключается в размещении открытого распределительного устройства (ОРУ) по отношению к главному корпусу и источнику водоснабжения. Размещение ОРУ может иметь следующие варианты.

1. Перед фасадом машинного зала (рис. 15.1). Такое размещение ОРУ приводит к росту протяжённости циркуляционных водоводов, стоимости водоснабжения, расходу электроэнергии на собственные нужды. Линии электропередач идут параллельно фасаду машинного зала к постоянному торцу или перебрасываются через источник водоснабжения.

2. Со стороны постоянной торцевой стены главного корпуса ТЭС (рис. 15.2). Машинный зал приближается к источнику водоснабжения, затраты на строительство и эксплуатацию системы циркуляционного водоснабжения снижаются.

3. Со стороны фасадной стены помещения парогенераторов за дымовыми трубами (рис. 15.3). Линии высокого напряжения проходят от фасадной стены машинного зала, где установлены трансформаторы, к ОРУ над главным корпусом. Промежуточными опорами могут служить дымовые трубы. ОРУ располагается за пределами территории ТЭС. Такое размещение ОРУ применяется для КЭС с блоками 800 МВт и зубчатой компоновкой главного корпуса.

Особенностями генплана ТЭС является: закрытое электрическое распределительное устройство генераторного напряжения; вывод электроэнергии из ОРУ воздушными линиями и подземными кабелями генераторного напряжения; применение оборотного водоснабжения; вывод теплопроводов к потребителям.

На генплане размещаются главный корпус, ОРУ, повышающие трансформаторы, приёмное-разгрузочное устройство топлива, топливный склад, сливные устройства мазута, склады, дымовые трубы, золоуловители, тягодутьевые установки, вспомогательный корпус, водородные ресиверы, ацетиленокислородная

установка, насосная станция циркуляционной системы, компрессорная и другие здания и сооружения. Указываются железнодорожные линии и автомобильные дороги.

Сооружения размещаются с учётом господствующих направлений и силы ветра – «розы ветров». С учётом розы ветров открытый угольный склад размещается с подветренной стороны по отношению к главному корпусу, ОРУ, линиям электропередач, градирням. Градирни также располагаются с подветренной стороны.

Топливный склад и топливоподача располагаются рядом с главным корпусом со стороны котельного отделения. Со стороны турбинного отделения располагается главное распредустройство, а за ним – источник водоснабжения. Предусматривается удобный и достаточно широкий вывод линий электропередач. Перевод линий электропередач через водоисточник нежелателен.

Следует предусматривать возможность расширения станции. Для этого в створе главного здания (корпуса) и других основных сооружений (химводочистка, главное распредустройство) не должно быть сооружений, препятствующих расширению. Для снижения капитальных затрат топливоподача и техническое водоснабжение проектируются на полную мощность станции.

Ввод циркуляционной воды и эстакада топливоподачи располагаются со стороны постоянного торца главного здания и при расширении ТЭС они удлиняются. На крупных станциях со стороны временного торца располагается вторая насосная и в отдельных случаях может располагаться вторая эстакада топливоподачи. Двухсторонний ввод воды и топлива увеличивает производительность коммуникаций. Строительство ТЭС в несколько очередей не должно нарушать эксплуатацию работающей части. При расширении ТЭС или строительстве в несколько очередей предусматриваются транспортные связи основных объектов обслуживания, строительства с укрупнительными, монтажными площадками, складами и т.д..

Основной подход к главному корпусу выполняется со стороны постоянной торцевой стороны. С этой же стороны располагаются проходная и въезд на территорию ТЭС, служебный корпус, связанный закрытой переходной галереей с главным корпусом на уровне основной отметки обслуживания (8÷12 м). Наружная стена машинного зала – фасад главного здания. Территория ТЭС озеленяется.

Основные показатели, характеризующие использование отводимого для ТЭС участка, на примере ГРЭС 1200 МВт с блоками 200 МВт: площадь участка в ограде – 16,2 га; площадь под зданиями и сооружениями – 11,3 га; то же под зданиями – 4,8 га; коэффициент использования территории – 69,5%; коэффициент застройки – 29,6%; площадь открытого распределительного устройства (ОРУ) – 11,6 га; длина ограждения площадки ГРЭС – 1,21 км.

Основные положения по выбору площадки для строительства ТЭС и компоновке сооружений на генплане даются в Нормах технологического проектирования ТЭС. Кроме того, при проектировании станции учитываются действующие СНИП и другие правила и требования (Минздрава, Госгортехнадзора и др.).

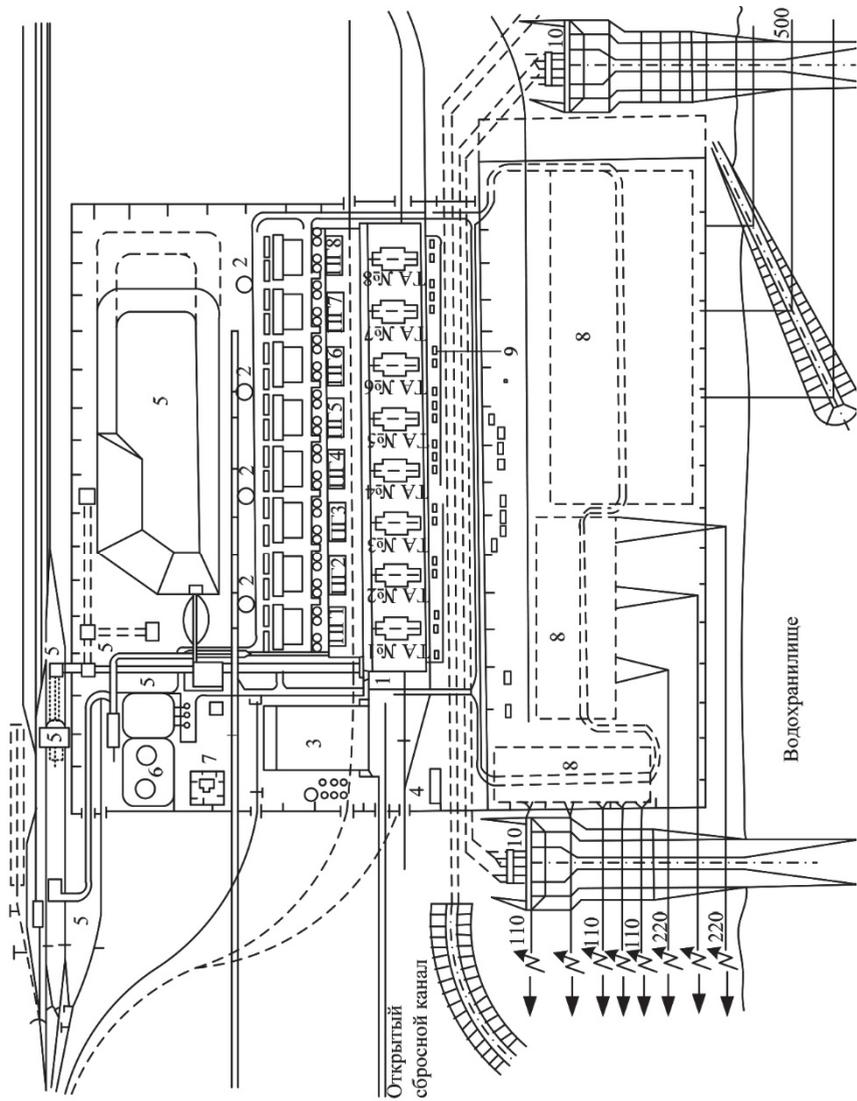


Рис. 15.1. Генеральный план типовой пылеугольной электростанции 2400 МВт с размещением открытого распределительного устройства (ОРУ) перед фронтом машинного зала:

1 – главный корпус; 2 – дымовые трубы; 3 – вспомогательный корпус; 4 – водородные ресиверы; 5 – сооружения топливозадачи и топливного хозяйства; 6 – мазутное и масляное хозяйство; 7 – ацетилено-кислородная установка; 8 – открытое распределительное устройство 10, 220 и 500 кВ;

9 – повышающие трансформаторы; 10 – насосные станции технического водоснабжения

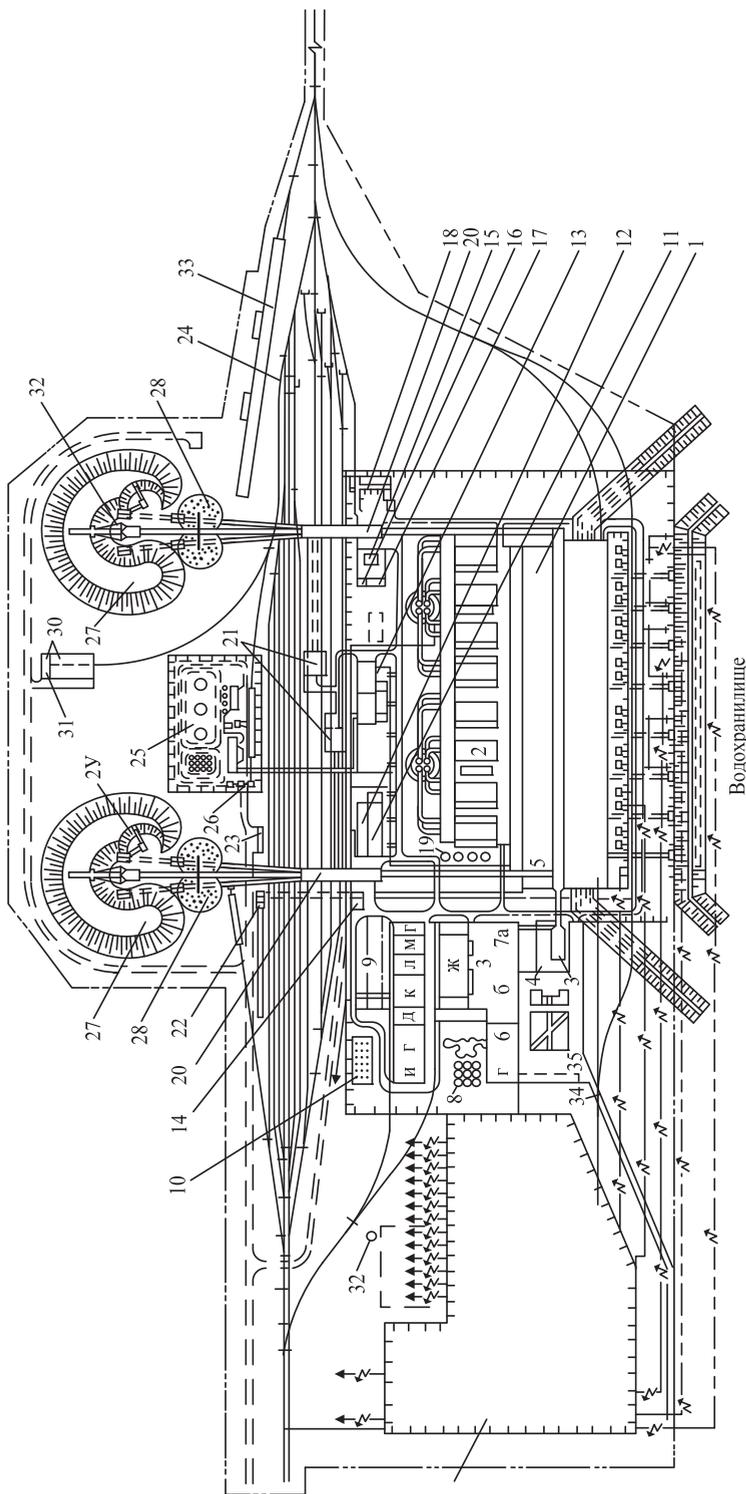
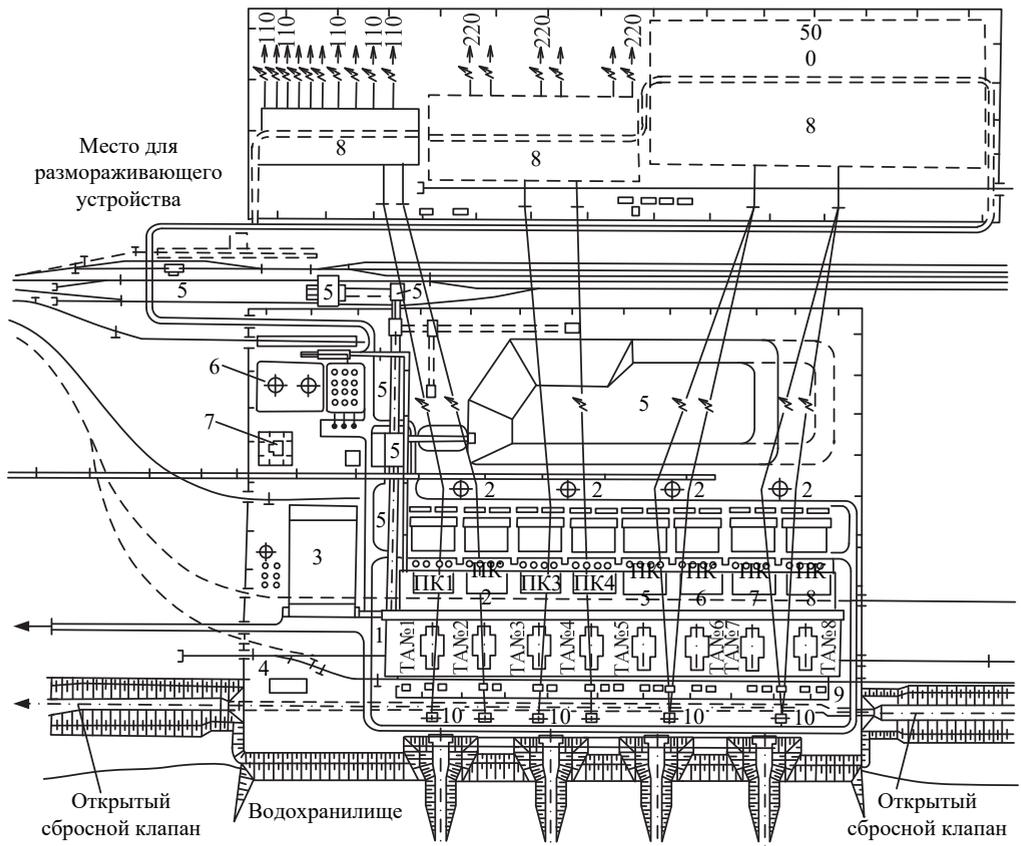
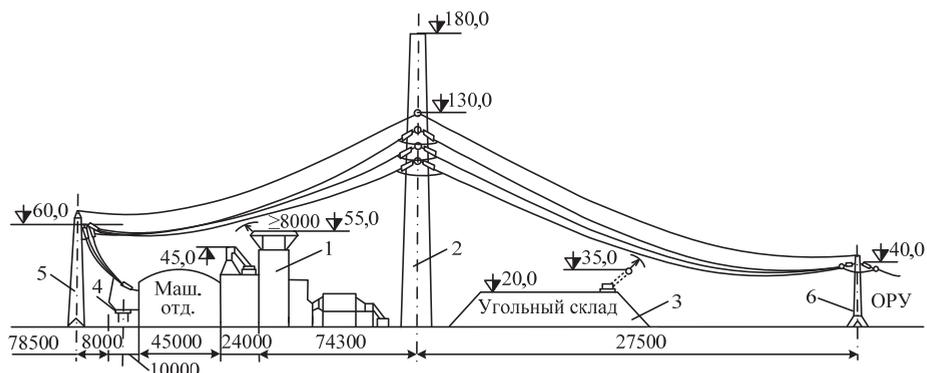


Рис. 15.2. Генеральный план электростанции мощностью 4000 МВт с двумя угольными складами радиального типа и размещением ОРУ со стороны торца главного корпуса:

- 1 – главный корпус; 2 – багерная насосная; 3 – инженерный корпус и проходная; 4 – столовая; 5 – бытовые помещения главного корпуса; 6 – ОРУ 220 и 500 кВ; 7 – объединенный вспомогательный корпус; 8 – наружные сооружения химводоочистки; 9 – открытый склад тяжелого оборудования; 10 – ресиверы водорода и кислорода; 11 – компрессорная; 12 – азотно-кислородная станция; 13 – пусковая котельная с мастерскими; 14 – проходная; 15 – ацетилено-генераторная станция; 16 – склад радиоактивных изотопов; 17 – пропан-бутановая установка; 18 – бетоноразборный узел; 19 – баки конденсата; 20 – дробильный корпус; 21 – рогорный вагонопрокидыватель; 22 – пассажирская платформа; 23 – служебное здание железнодорожного транспорта; 24 – вагонные весы; 25 – склад мазута и масла; 26 – склад дизельного топлива и бензина; 27 – топливные склады; 28 – расходные склады; 29 – роторная погрузочная машина – штабелер (РПМ); 30 – гараж и мастерская для бульдозеров; 31 – бытовые помещения топливоподачи; 32 – бассейн нейтрализации и насосная; 33 – размораживающее устройство; 34 – пешеходный туннель; 35 – стойка для машин



а)



б)

Рис. 15.3. Генплан пылеугольной электростанции 2400 МВт с размещением ОРУ за угольным складом:
 а – генплан: 1 – главный корпус; 2 – дымовые трубы; 3 – вспомогательный корпус; 4 – водородные ресиверы; 5 – сооружения топливоподачи и топливного хозяйства; 6 – мазутное и масляное хозяйство; 7 – ацетилено-кислородная установка; 8 – открытое распределительное устройство 110, 220 и 500 кВ; 9 – повышающие трансформаторы; 10 – насосные станции технического водоснабжения; б – переход электрическими линиями через главный корпус: 1 – главный корпус; 2 – дымовая труба; 3 – угольный склад; 4 – повышающие трансформаторы; 5 – опора; 6 – опора у открытого распределительного устройства

15.4. Генеральный план ТЭС

Генеральный план ТЭС – это план территории ТЭС со зданиями и сооружениями основного производственного назначения, подсобно-производственными зданиями и сооружениями, вспомогательными зданиями и сооружениями, а также с магистралями и коммуникациями.

Район строительства ТЭС и ее поселка определяется схемой развития энергосистемы или схемой теплоснабжения района.

Выбор площадки для строительства, а также определение основных характеристик ТЭС производятся на основе технико-экономического сопоставления вариантов. Выбор, согласование и утверждение площадки определяются инструкциями по разработке проектов и смет для промышленного строительства, а также основами земельного законодательства и законодательными актами по охране природы и использованию природных ресурсов, нормами и правилами проектирования. Площадка строительства ТЭС увязывается с генеральной схемой промышленного узла или со схемой районной планировки.

При выборе места расположения ТЭС учитываются условия топливоснабжения, технического водоснабжения, расположения потребителей электроэнергии и тепла, использования золы и шлака для нужд народного хозяйства.

Площадка для строительства ТЭС должна удовлетворять следующим требованиям: располагаться, как правило, на землях не пригодных или мало пригодных для сельскохозяйственного производства; располагаться при прямом водоснабжении у водоемов и рек на прибрежных незатопляемых паводковыми водами территориях с учетом наименьшей высоты подъема воды (за расчетный уровень воды принимается уровень разлива, который бывает 1 раз в год. Территория должна быть на высоте не менее 0,5 м от уровня разлива); грунт, как правило, должен допускать строительство зданий и сооружений без устройства дорогостоящих оснований; уровень грунтовых вод должен быть по возможности (на 3÷4 м) ниже глубины заложения подвалов зданий и подземных инженерных коммуникаций, в этом случае снижаются затраты на гидроизоляцию и не допускается возможность коррозии подземных частей зданий и сооружений; площадка должна иметь относительно ровную поверхность с уклоном, обеспечивающим поверхностный водоотвод. При уклоне естественного рельефа площадки более 0,03%, как правило, применяется террасная планировка площадки ТЭС (рис. 15.4).

Террасная планировка имеет следующие преимущества: уменьшенный объем земляных работ; сокращение длины ленточных транспортеров от склада до главного корпуса.

Генплан ТЭС должен предусматривать возможность расширения площадки при минимально необходимом отчуждении земель и удобное примыкание подъездных железнодорожных и автомобильных дорог к путям общего пользования. Упрощенный генеральный план газомазутной ТЭС представлен на рис. 15.5.

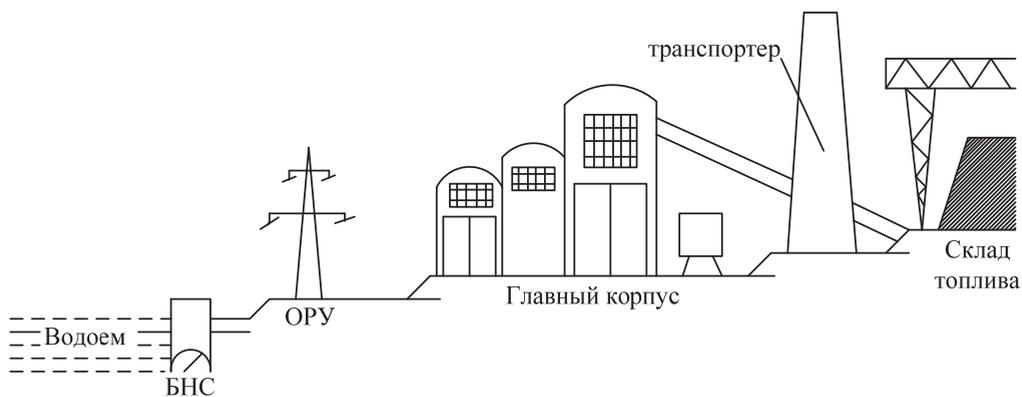


Рис. 15.4. Террасная планировка площадки ТЭС

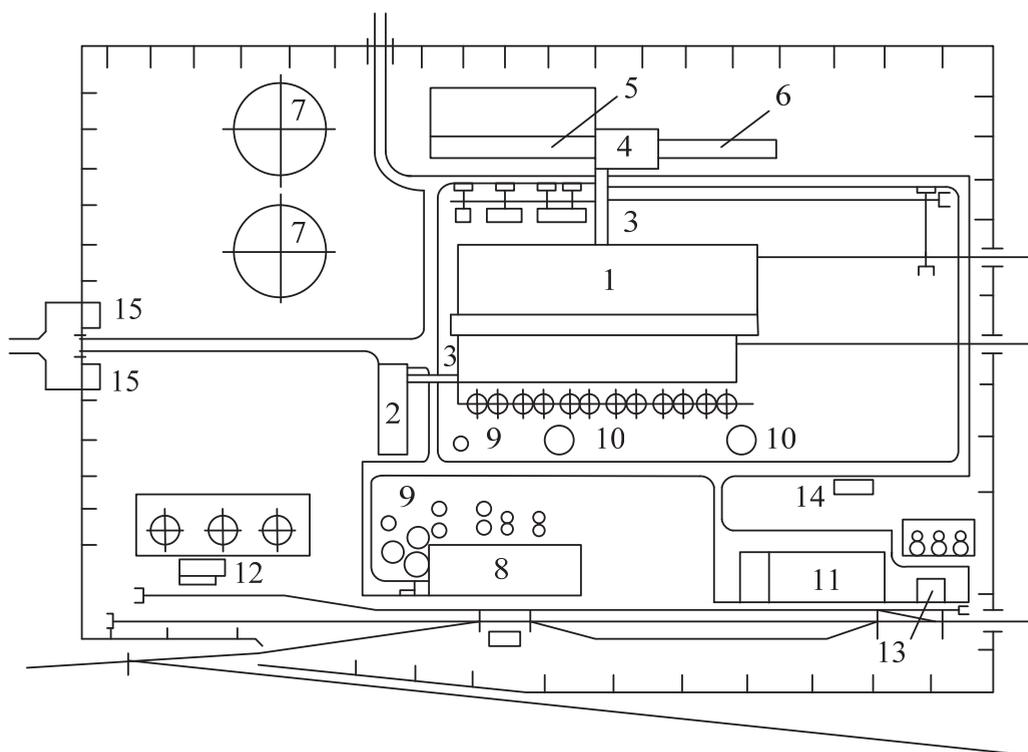


Рис. 15.5. Генеральный план газомазутной ТЭС:

- 1 – главный корпус; 2 – служебный корпус; 3 – переходный мостик;
- 4 – главный щит управления; 5 – закрытое распределительное устройство 110 кВ;
- 6 – закрытое распределительное устройство 35 кВ; 7 – градинки; 8 – химводоочистка;
- 9 – бак конденсата; 10 – дымовые трубы; 11 – объединенный вспомогательный корпус;
- 12 – мазутное хозяйство; 13 – масляное хозяйство;
- 14 – ресиверы водорода; 15 – проходная

Недостатки: трудность прокладки ЛЭП; сложность сооружения дорог и железнодорожных путей на территории ТЭС; несколько увеличенная высота дымовой трубы; площадка не должна располагаться в местах залегания полезных ископаемых или в зонах обрушения выработок, на закарстованных или оползневых участках и участках, загрязненных радиоактивными сбросами, в зонах, охраняемых законодательством.

Генплан разрабатывается с учетом выполнения следующих условий:

- технологической зависимости вспомогательных служб от основного производства;
- максимальной блокировки производственно-вспомогательных зданий и сооружений;
- расположения железнодорожных станций и топливных складов;
- архитектурного оформления района.

Контрольные вопросы и задания

1. Какие основные требования учитываются при выборе площадки для строительства ТЭС?
2. Перечислите, что входит в состав ситуационного плана ТЭС.
3. Какими показателями оценивается экономичность компоновки генплана ТЭС?
4. Приведите примеры вариантов размещения ОРУ на площадке ТЭС.
5. Что такое террасная планировка и какие преимущества она имеет?

Глава 16. КОМПОНОВКА ГЛАВНОГО КОРПУСА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СТАНЦИИ

16.1. Общая характеристика компоновки главного корпуса и требования к ней

Компоновкой главного корпуса электрической станции называют взаимное расположение отдельных помещений, оборудования и строительных конструкций. Главный корпус электростанции – центральный производственный корпус. В нем находятся основные агрегаты – турбины с электрическими генераторами и паровые котлы, большая часть их вспомогательного оборудования, соединяющие их трубопроводы, электрические распределительные устройства собственных нужд (РУСН), щиты управления работой оборудования, электрические кабели и т. д.

Главный корпус состоит из машинного зала, в котором находятся турбоагрегаты и их оборудование, котельной, где размещены паровые котлы, и промежуточного отделения между ними. На верхнем этаже промежуточного отделения размещают деаэраторы с их баками. В этом случае промежуточное отделение называют также деаэраторным.

В состав котельной пылеугольной электростанции входит бункерное отделение. Оно может находиться со стороны машинного зала, примыкая к промежуточному помещению (внутреннее бункерное отделение), или с наружной стороны котельной (наружное бункерное отделение).

В главном корпусе паросиловых электростанций с энергоблоками 150, 210 и 300 МВт деаэраторное и бункерное отделения совмещены, точнее, деаэраторы с их баками устанавливают в бункерном помещении, между бункерами соседних энергоблоков, под верхним этажом с ленточными конвейерами, подающими топливо в бункера котельной. Такое промежуточное помещение называют бункерно-деаэраторным.

Встречаются компоновки ТЭС на газомазутном топливе без промежуточного помещения; деаэраторы с баками устанавливают при этом на специальных площадках внутри котельной на высоте около 25 м.

Более половины капитальных затрат на электростанцию приходится на оборудование и строительную часть главного корпуса.

Рациональный выбор типа компоновки имеет большое значение для строительства, монтажа и эксплуатации электростанции.

Компоновка главного корпуса должна удовлетворять следующим техническим и экономическим требованиям.

1. Необходимо обеспечить безопасное и надежное осуществление технологического процесса электростанции. Должны выполняться требования противопожарной безопасности и охраны труда. Устройства отдельных элементов главного корпуса электростанции, а также их взаимное размещение должны обеспечивать

надежное осуществление технологического процесса. Так, стенки бункеров сырого угля и угольной пыли должны иметь необходимый уклон (60–65°С для сырого угля, до 75°С для угольной пыли). Деаэраторы с их баками размещают на необходимой высоте (примерно 25 м) над питательными насосами во избежание вскипания воды и явления кавитации на входе воды в них и т. д.

2. Компоновка главного корпуса должна обеспечивать индустриальные методы его строительства и монтажа, ремонта оборудования. Предусматривают установку грузоподъемных механизмов (электрических мостовых кранов и др.) для обслуживания основного и вспомогательного оборудования.

3. Компоновка главного корпуса должна предусматривать удобные условия эксплуатации, в частности, наличие достаточных проходов между оборудованием, монтажных и ремонтных площадок, свободного места для выемки элементов оборудования. Должны учитываться современные методы управления работой оборудования – автоматического и дистанционного – с устройством блочных щитов управления, с использованием компьютеров.

4. Санитарно-гигиенические требования включают создание нормальных условий труда персонала электростанций, нормальных условий жизни населения, защиту природы в районе электростанции. В помещениях электростанции должны обеспечиваться естественное освещение (или лампы дневного света), приток свежего воздуха (аэрация), вентиляция. Содержание вредных примесей – твердых и газообразных – в уходящих дымовых газах электростанций не должно превышать допустимых пределов. Сточные воды, отводимые в водные бассейны, должны очищаться в соответствии с санитарными нормами.

5. Экономичность сооружения и эксплуатации электростанции достигается компактным размещением оборудования в соответствии с последовательностью технологического процесса, сокращением длины коммуникаций (трубопроводов пара и воды, газоходов и воздуховодов, электрических силовых и измерительных кабелей и т. д.). Сокращение длины коммуникаций способствует снижению их стоимости и энергетических потерь в них. Однако удешевление электростанции не должно идти в ущерб нормальному ее функционированию, удобству эксплуатации и условиям труда персонала.

На развитие типов компоновки главного корпуса большое влияние оказали санитарно-гигиенические требования (охрана труда персонала и защита окружающей среды). На АЭС добавляются еще весьма важные требования безопасности – биологической и противоаварийной защиты.

Главный корпус электростанции – центр общего технологического процесса. Оборудование, размещенное в главном корпусе, соединено рядом технологических линий с прочими производственными устройствами электростанции (топливное и зольное хозяйство, техническое водоснабжение, очистка и удаление дымовых газов и др.). Из главного корпуса отводится произведенная в нем электрическая, а также тепловая энергия (рис. 16.1).

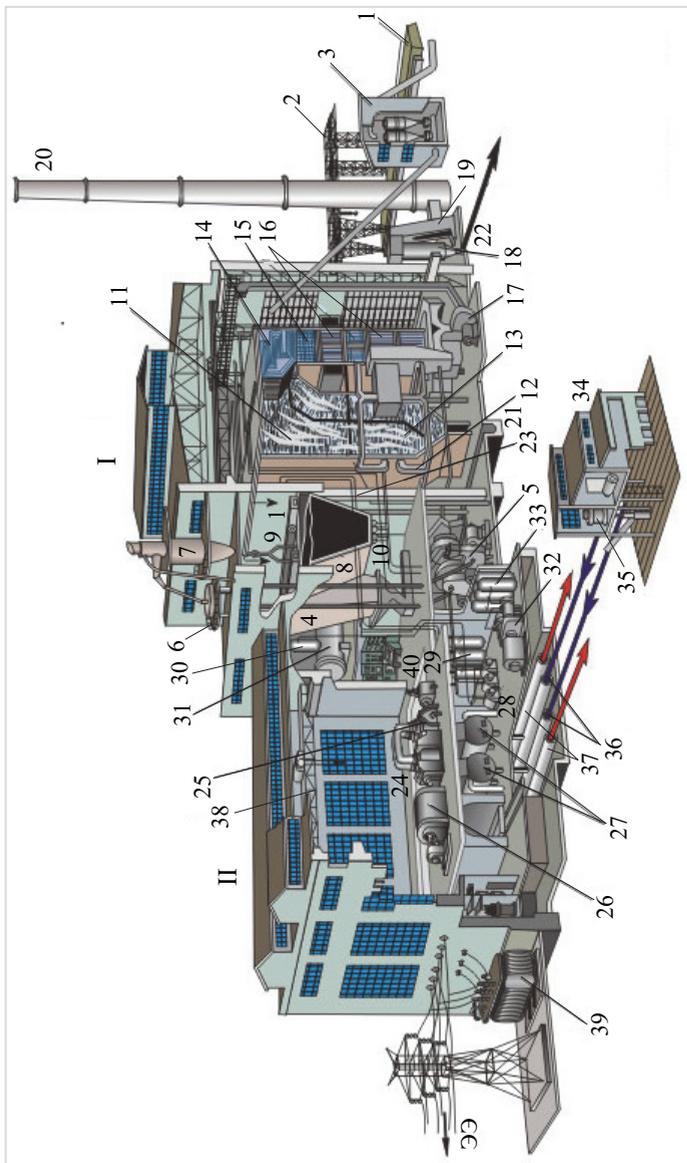


Рис. 16.1. Простейшая схема размещения оборудования и сооружений энергоблока пылеугольной электростанции:

I – помещение паровых котлов; II – машинный зал; 1 – ленточный конвейер; 2 – кран-перегрузатель; 3 – дробильная установка; 4 – бункер сырого угля; 5 – угольная мельница; 6 – сепаратор; 7 – пылевой циклон; 8 – бункер угольной пыли; 9 – пылевой шнек; 10 – питатели пыли; 11 – паровой котел; 12 – пылеугольные горелки; 13 – топочная камера; 14 – пароперегреватель; 15 – экономайзер; 16 – воздухоподогреватель; 17 – дутьевые вентиляторы; 18 – золоуловители; 19 – дымососы; 20 – дымовая труба; 21, 22 – шлакосмывные и золосмывные каналы; 23 – трубопроводы свежего пара; 24 – трубопроводы пара промежуточного перегрева; 25 – паровая турбина; 26 – электрический генератор; 27 – конденсатор; 28 – конденсатные насосы; 29 – регенеративные подогреватели высокого давления; 30 – деаэратор; 31 – бак-аккумулятор; 32 – питательные насосы; 33 – регенеративные подогреватели высокого давления; 34 – насосная охлаждающей воды; 35 – насосы охлаждающей воды; 36, 37 – подающие и сливные трубопроводы охлаждающей воды; 38 – электрический мостовой кран; 39 – повышающие электрические трансформаторы; 40 – тепловой щит управления; ЭЭ – электроэнергия высокого напряжения

16.2. Основные типы компоновки турбинного и котельного оборудования

Машинный зал разделяют по высоте на две части: верхнюю, в которой находится турбоагрегат, и нижнюю, в которой размещают вспомогательное оборудование – конденсатор турбины (между колоннами фундамента турбоагрегата), регенеративные подогреватели, конденсатные и питательные насосы, иногда циркуляционные насосы, трубопроводы охлаждающей воды и др.

Нижнюю часть машинного зала называют конденсационным помещением. Вверху машинного зала устанавливают мостовой электрический кран с основным крюком грузоподъемностью до 125 т и малым крюком грузоподъемностью до 20 т. Грузоподъемность основного крюка мостового крана выбирают по массе наиболее тяжелой части турбоагрегата (статора электрического генератора или др.).

В перекрытии над конденсационным помещением устраивают проемы (люки) для обслуживания краном вспомогательного оборудования.

Вокруг турбоагрегата и вдоль стен устраивают галереи и переходы. Такое размещение турбоагрегата называют островным.

Существуют два типа размещения турбоагрегатов в машинном зале: продольное, при котором продольные оси турбоагрегата и машинного зала параллельны (или совпадают), и поперечное, при котором эти оси взаимно перпендикулярны.

При продольном размещении турбоагрегатов пролеты машинного зала и мостового крана относительно невелики. При этом удобно размещается вспомогательное оборудование, просты подвод и отвод охлаждающей воды конденсаторов турбин, помещение имеет хорошее естественное освещение. Однако в этом случае длина машинного зала обычно больше длины котельной, удлиняются главные трубопроводы. Продольное размещение турбоагрегатов широко применяли ранее.

На электростанциях с блочной структурой, при которой главный корпус состоит из одинаковых секций, включающих отдельные блоки, для гармоничного сочетания котельной и машинного зала принято, как правило, поперечное размещение турбоагрегатов. Турбоагрегаты размещают турбинами со стороны котельной, а электрическими генераторами со стороны наружной стены машинного зала. При этом улучшается подвод паропроводов к турбинам и отвод электрического тока из генераторов, сокращаются длины паропроводов и выводов электрического тока. Пролеты машинного зала и мостового крана при такой компоновке возрастают приблизительно на 30%, однако общая длина машинного зала сокращается.

На отечественных блочных электростанциях продольное размещение применено лишь для турбоагрегатов 800 МВт.

У торцевых стен машинного зала, а также между отдельными группами турбоагрегатов электростанции предусматривают монтажные площадки на уровне пола конденсационного этажа. На этом же уровне по всей длине машинного зала, близ наружной (фасадной) стены машинного зала, прокладывают железнодорожный путь широкой колеи.

Компоновка оборудования машинного зала должна предусматривать свободные места для выемки ротора электрогенератора, а также трубок конденсаторов турбин.

Для прокладки трубопроводов охлаждающей воды, размещения конденсатных насосов турбин и т. д. на многих электростанциях выполнены подвальные помещения глубиной около 2,5 м.

В компоновках новых ТЭЦ подвальное помещение главного корпуса не применяется ввиду частого его затопления при разрыве трубопроводов сетевой воды или грунтовыми водами. Однако на КЭС применяется подвальная компоновка, так как отказ от нее привел бы к необходимости повысить давление, развиваемое циркуляционными насосами для подачи охлаждающей воды в конденсаторы турбины.

Каркас здания машинного зала и всего главного корпуса в целом образуется металлическими (стальными) или железобетонными колоннами, связанными между собой горизонтальными балками (ригелями).

Продольный шаг колонн современных электростанций достигает 12 м. Эта величина кратна модулю (длина элемента 3 м) сборного железобетона, как и строительные размеры различных других частей здания. Например, проемы машинного зала равны 39, 45, 51, 54 м и т. д.

Тип компоновки котельной зависит от вида топлива, способа его подготовки, типа парового котла. При использовании газа и мазута отпадают бункерное отделение, оборудование пылеприготовления, золоуловители, багерные насосные. Для различных углей типа АШ применяют систему пылеприготовления с промежуточным бункером угольной пыли, шаровые барабанные тихоходные мельницы, размещаемые на первом этаже бункерного отделения. Тощие и каменные угли размалывают в среднеходных или молотковых мельницах, бурые угли – в молотковых или мельницах-вентиляторах. Мельницы этих типов устанавливают близ топочной камеры, в помещении котельной, применяя систему пылеприготовления с непосредственным вдуванием пыли.

Ранее применяли преимущественно паровые котлы с П-образной компоновкой. Для крупных энергоблоков 500 и 800 МВт на экибастузских и канско-ачинских углях применяют Т-образные котлы с двумя конвективными шахтами и одной топочной камерой. Такие котлы применяли и ранее на отдельных установках, использующих АШ и в особенности экибастузские угли, характеризующиеся твердой абразивной золой, вызывающей сильный износ металла трубок котла.

В газомазутных энергоблоках широко применяют регенеративные воздухоподогреватели (РВП), в пылеугольных энергоблоках 500 и 800 МВт – трубчатые воздухоподогреватели.

Колонны каркаса котельного помещения выполняют также с продольным шагом 12 м. Вместе с колоннами машинного зала они образуют единый каркас здания главного корпуса.

Внутренние колонны машинного зала и котельной соединяются между собой в пределах промежуточного помещения поперечными горизонтальными

балками (ригелями). Это обеспечивает устойчивость главного корпуса против ветровой нагрузки.

Паровые котлы выполняли ранее с корпусом, опирающимся на собственный фундамент. В настоящее время каркас парового котла подвешивают к мощной «хребтовой» балке, через которую нагрузка от веса котла передается на основные колонны и фундамент здания котельной.

Над котлами может передвигаться мостовой электрический кран грузоподъемностью главного крюка до 60 т и вспомогательного до 10 т.

В условиях умеренного и теплого климата воздухоподогреватели, а также золоуловители (электрофильтры) и дымососы устанавливают на открытом воздухе близ наружной стены котельной. Над этими устройствами размещают грузоподъемные механизмы (мостовые электрические краны и т.п.). При суровом холодном климате на востоке нашей страны на электростанциях Экибастузского и Канско-Ачинского комплексов трубчатые воздухоподогреватели устанавливают в пристройке к котельному помещению.

Часть помещений котельной и машинного зала, в которых находится оборудование одного энергоблока, называют ячейкой главного корпуса. При установке на электростанции, как обычно, шести – восьми энергоблоков главный корпус составляется из соответствующего числа одинаковых ячеек. Характерным размером ячейки является ее ширина. В зависимости от мощности энергоблока, вида топлива, типа размещения турбоагрегатов в машинном зале (продольного или поперечного) ширина ячейки, кратная 12 м, изменяется в широких пределах – от 36 до 96 м (в машинном зале).

16.3. Компоновка главного корпуса пылеугольных электростанций

Тип компоновки главного корпуса пылеугольной электростанции изменялся в зависимости от требований к чистоте воздушного бассейна, а также к размещению пылеприготовительных устройств.

Первоначально было обязательно размещать пылеприготовление у наружной стены котельной для отвода взрывных волн и хлопков в пылевых устройствах из здания котельной наружу. Это определило выполнение компоновки главного корпуса с наружным бункерным отделением, с размещением в нем пылеприготовительного оборудования и пылевых бункеров.

На первых отечественных пылеугольных электростанциях применялись почти исключительно шаровые барабанные тихоходные мельницы практически для всех углей: АШ, тощих, бурых подмосковных и челябинских и др. Электростанции выполнялись с верхним размещением дымососов и металлических дымовых труб без золоуловителей или с малоэффективными малогабаритными электрофильтрами.

Усилившиеся требования к чистоте воздушного бассейна привели к установке в котельной электрофильтров (вертикального сотового типа) и к сооружению железобетонной дымовой трубы вне котельной на уровне земли.

Следующим шагом было вынесение за пределы котельной, на открытый воздух, также золоуловителей и дымососов.

В начале 40-х гг. XX в. требование размещения пылеприготовления у наружных стен котельной было отменено, что позволило применять компоновки главного корпуса с внутренним бункерным отделением. В 40-х гг. распространение получили электростанции с турбоагрегатами мощностью до 100 МВт, с параметрами пара 9 МПа, 500–535°C, без промежуточного перегрева, с неблочной структурой.

Главный корпус такой электростанции выполнялся с двухпролетным промежуточным помещением – со смежными деаэрационным и бункерным отделениями. Турбоагрегаты размещались в машинном зале продольно. Котел устанавливался фронтом к внутреннему бункерному отделению. Такая компоновка существенно упрощала выход дымовых газов из котельной к золоуловителям и далее к дымососам и дымовым трубам (рис. 16.2).

На электростанциях с энергоблоками 150 и 200 МВт с параметрами пара 13 МПа, 565/565°C, с промежуточным перегревом пара, а также с энергоблоками 300 МВт с параметрами 24 МПа, 540/540°C, с промежуточным перегревом пара принято поперечное размещение турбоагрегатов и совмещенное однопролетное бункерно-деаэрационное отделение. Промежуточные бункера угольной пыли размещают между бункерами сырого угля соседних паровых котлов (рис. 16.3).

Мощные конденсационные пылеугольные электростанции сооружают почти исключительно на востоке страны в крупнейших топливно-энергетических комплексах (ТЭК).

На Экибастузском ТЭК построена ГРЭС с пылеугольными энергоблоками 500 МВт, с Т-образными паровыми котлами типа П-57Р на параметры пара 24 МПа, 540/540°C. Каменный уголь ($Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 14,4$ МДж/кг, $A^{\text{c}} = 44$ %) поступает для размолы в среднеходные валковые мельницы.

Угольная пыль подается в топку котла через 24 вихревые горелки в два яруса. Турбогенератор 500 МВт имеет поперечное расположение при ячейке блока 60 м (рис. 16.4). Деаэрактор питательной воды расположен в отдельной секции под общей крышей котельного отделения. Блочные щиты управления вынесены на наружную стенку машинного отделения, что обеспечивает лучшие условия работы для обслуживающего персонала. Воздухоподогреватели трубчатого типа устанавливают в пристройке к котельному отделению, высота которого превышает 70 м. Для удаления дымовых газов ГРЭС 4000 МВт оборудуется двумя дымовыми трубами высотой по 420 м.

Березовская ГРЭС – единственная электростанция в России с энергоблоками мощностью 800 МВт, где в качестве топлива используется уголь, все остальные тепловые электростанции с блоками такой мощности работают на газе. Электростанция работает в составе объединенной энергетической системы Сибири. Березовская ГРЭС имеет уникальную схему поставки топлива. Основной объем угля поступает на электростанцию непосредственно с Березовского месторождения Канско-Ачинского бассейна двумя 14-километровыми открытыми конвейерами.

Дымовая труба Березовской ГРЭС высотой 370 м – одна из немногих и самая высокая среди подобных технических объектов в России и мире. Подвесные котлы энергоблоков Березовской ГРЭС также уникальны. Высота котла 120 метров, а общая масса с учетом массы вспомогательного оборудования превышает 25 тысяч тонн.

Строительство Березовской ГРЭС началось в 1976 г. Технический проект предполагал строительство восьми энергоблоков по 800 МВт каждый. Таким образом, планируемая установленная мощность электростанции должна была составить 6400 МВт, ячейка проектного блока (рис. 16.5) в продольном направлении составляет 72 м. Были обеспечены дополнительные пролеты для ремонта оборудования. В поперечном направлении главный корпус ГРЭС включает машинный зал с пролетом 54 м, бункерно-деаэрационную этажерку (12 м), котельное отделение с тремя пролетами (12+30+12 м), бункерное отделение (12 м), отделение трубчатых воздухоподогревателей (30 м), отделение электрофильтров (54 м), под которыми установлены дымососы.

Т-образный паровой котел П-67 производительностью 2650 т/ч с тангенциальной топкой квадратного сечения подвешен на отметке 105,5 м к потолочному перекрытию, состоящему из хребтовых, подхребтовых, межхребтовых балок и системы связей пролетом в 30 м. Совмещение несущих конструкций котельной и каркаса парового котла позволяет экономить до 1500 т металла и до 4000 м³ железобетона, а также обеспечивает оптимальные термические перемещения котла. В системе пылеприготовления использованы восемь мелющих вентиляторов производительностью 70 т/ч с прямым вдуванием пыли в топку котла. Надежное топливоснабжение энергоблоков обеспечивается подачей угля в главный корпус по двум топливным трактам. При полной нагрузке расход бурого угля для восьми блоков ГРЭС достигает 4000 т/ч, или 96000 т/сут. Дымовые газы удаляются и рассеиваются в атмосфере при помощи двух дымовых труб высотой 370 м (одна труба на четыре блока).

Три цилиндра низкого давления турбины К-800-240-5 ЛМЗ подключены к конденсационному устройству, состоящему из двух конденсаторов с общим паровым пространством и последовательным включением по охлаждающей воде для использования преимуществ ступенчатой конденсации пара.

Блочные щиты управления (1 щит на два энергоблока) расположены за пределами наружной стенки.

Пуск первого энергоблока состоялся 1 декабря 1987 г., второго – в апреле 1991 г. Затем финансирование строительства было приостановлено. Проектная мощность электростанции составляла 1600 МВт. Однако вскоре после пуска мощность действующих энергоблоков была снижена с проектных 1600 МВт до 1400 МВт. Это произошло из-за интенсивного шлакования поверхностей нагрева котлов при работе на высокосолевых углях Березовского месторождения на максимальных параметрах мощности. ОАО «Э.ОН Россия» (с июля 2016 г. ПАО «Юнипро») в 2009 г. начало реализацию проекта по увеличению мощности станции до проектных 1600 МВт. Это стало возможным благодаря использованию современных технологий. На энергоблоке №2 проект был реализован в конце 2010 г., а на первом энергоблоке – в 2011 г.

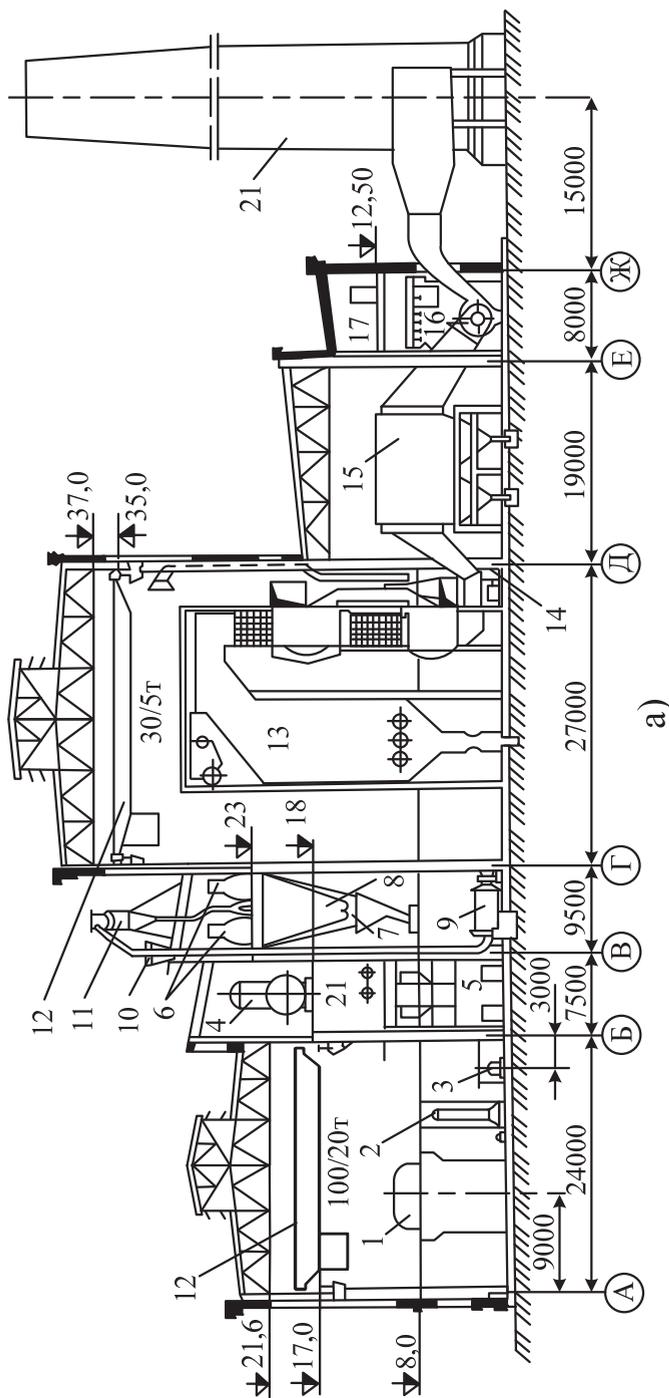


Рис. 16.2. Компоновка главного корпуса пылеугольной электростанции

со смежными деаэрационными и внутренними бункерными отделениями, с продольным размещением турбоагрегатов в машинном зале;

а – поперечный разрез; б – план; 1 – турбоагрегат К-100-90; 2 – регенеративные подогреватели; 3 – питательный насос; 4 – основной деаэрационный бункер; 5 – распределительное устройство собственного расхода; 6 – конвейеры топливоподачи; 7 – угольные бункеры; 8 – промежуточные бункеры пыли; 9 – шаровая барабанная мельница; 10 – сепаратор пыли; 11 – циклон; 12 – мостовые краны; 13 – паровой котел производительностью 230 т/ч; 14 – дутьевой вентилятор; 15 – электрофильтр; 16 – дымосос; 17 – распределительное устройство электрофильтров; 18 – питательный турбонасос; 19 – деаэрационный добавочной воды; 20 – бак питательной воды; 21 – дымовая труба

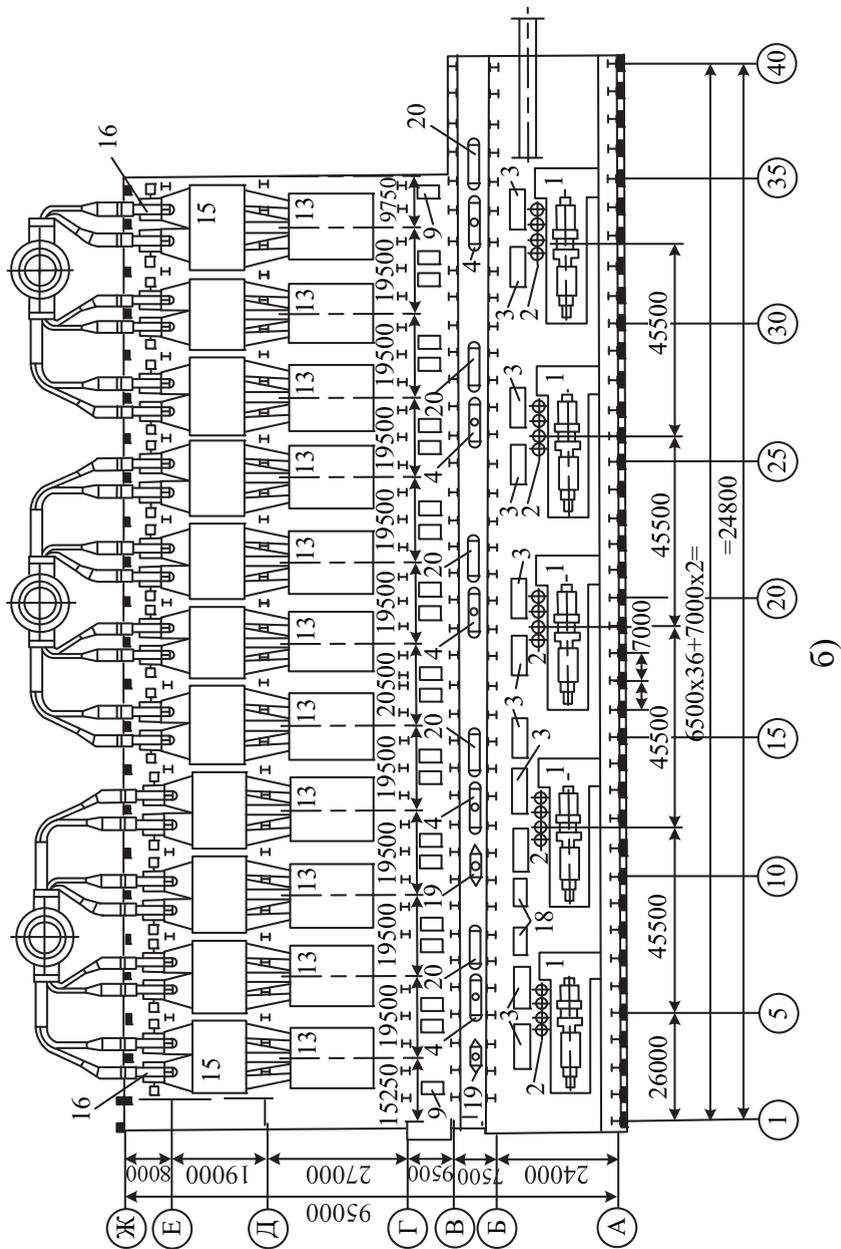


Рис. 16.2. Окончание

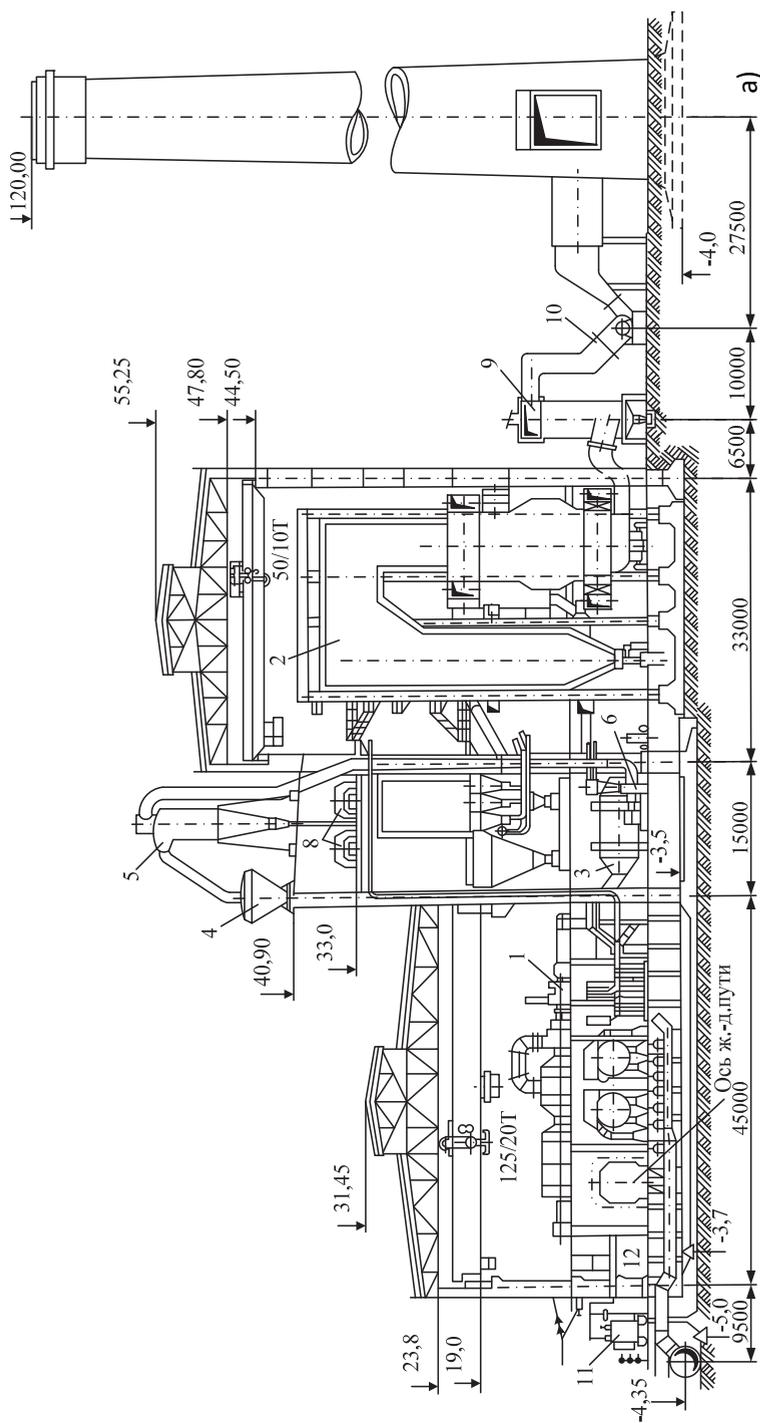


Рис. 16.3. Компоновка главного корпуса пылеугольной электростанции 1200 МВт блочной структуры:

а – поперечный разрез; б – план; 1 – турбоагрегат типа К-200-130 с параметрами пара 13 МПа, 565/565 °С;

2 – паровой котел производительностью 640 т/ч, 14 МПа, 570/570 °С; 3 – шаровая барабанная мельница; 4 – сепаратор пыли;

5 – пылевой циклон; 6 – мельничный вентилятор; 7 – дутьевой вентилятор; 8 – конвейеры топливоподдачи; 9 – золоуловитель типа МП-ВТИ; 10 – дымосос; 11 – повышающий трансформатор; 12, 19 – распределительные устройства собственного расхода;

13 – питательные насосы; 14 – испарители; 15 – основной деаэрактор; 16 – подогреватели низкого давления;

17 – подогреватели высокого давления; 18 – блочный щит управления

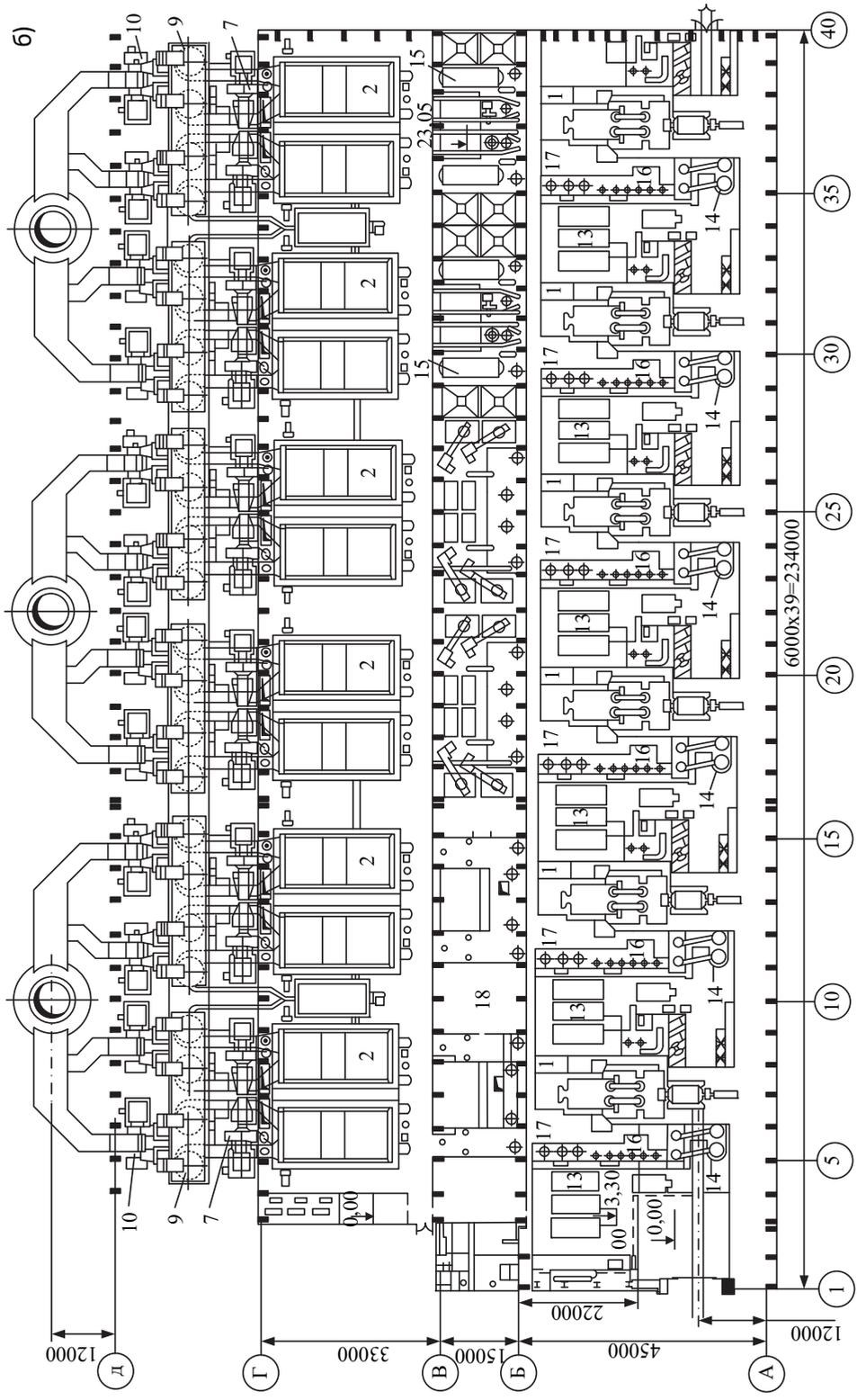


Рис. 16.3. Окончание

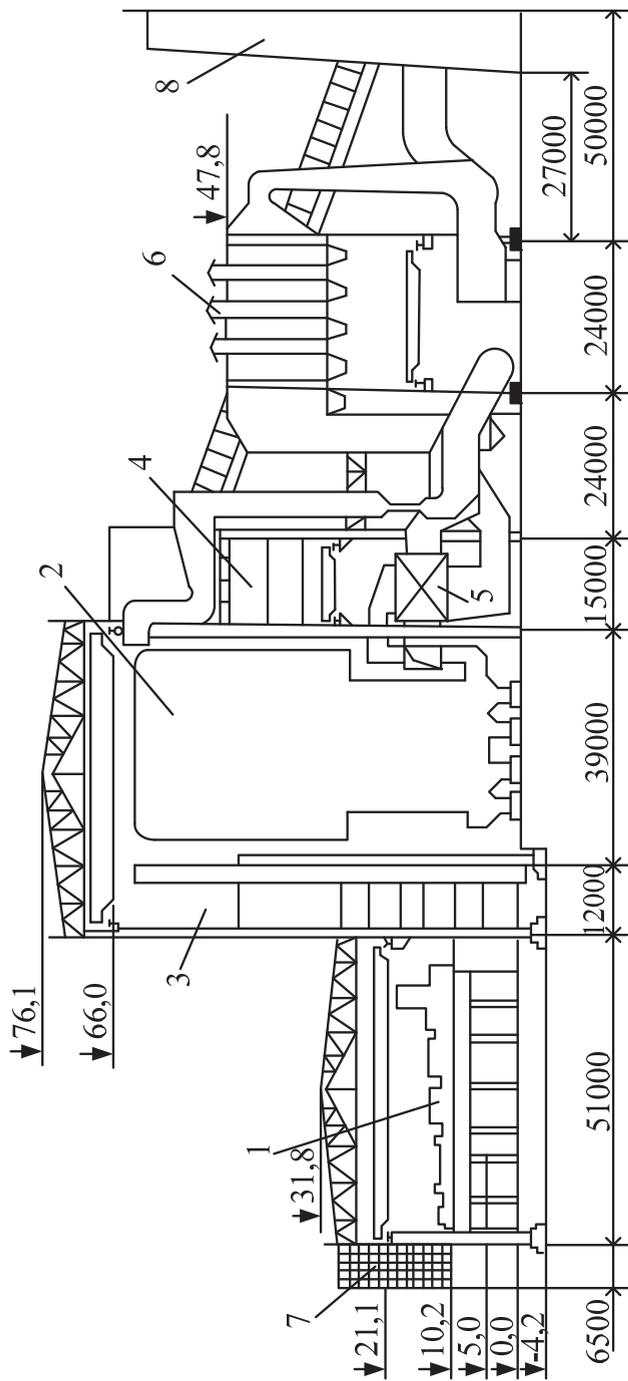


Рис.16.4. Поперечный разрез главного корпуса Экбастузской ГРЭС-1:

- 1 – турбогенератор; 2 – паровой котел; 3 – деаэрационная этажерка;
- 4 – помещение ленточных транспортеров и питателей сырого угля; 5 – трубчатый воздухоподогреватель;
- 6 – электрофильтры; 7 – блочный щит управления; 8 – дымовая труба

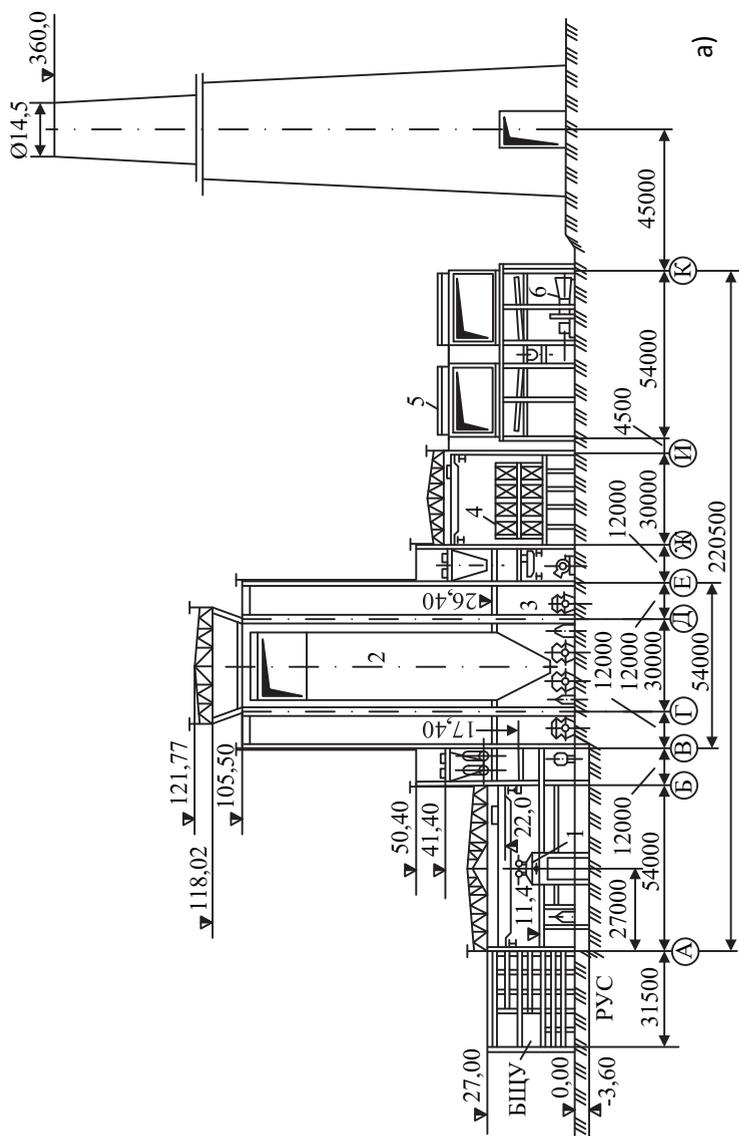


Рис.16.5. Компоновка главного корпуса Березовской ГРЭС-1 с энергоблоками 800 МВт:

a – поперечный разрез; 1 – турбогенератор; 2 – паровой котел П-67; 3 – мелющие вентиляторы;
 4 – трубчатый воздухоподогреватель; 5 – электрофильтр; 6 – дымосос; б – план; 1 – вспомогательные помещения;
 2 – помещения ХВО и насосного отделения; 3, 3' – соответственно первый и второй вводы тракта топливоподдачи;
 4 – бытовые помещения; 5 – БЩУ; 6 – трубопроводный этаж

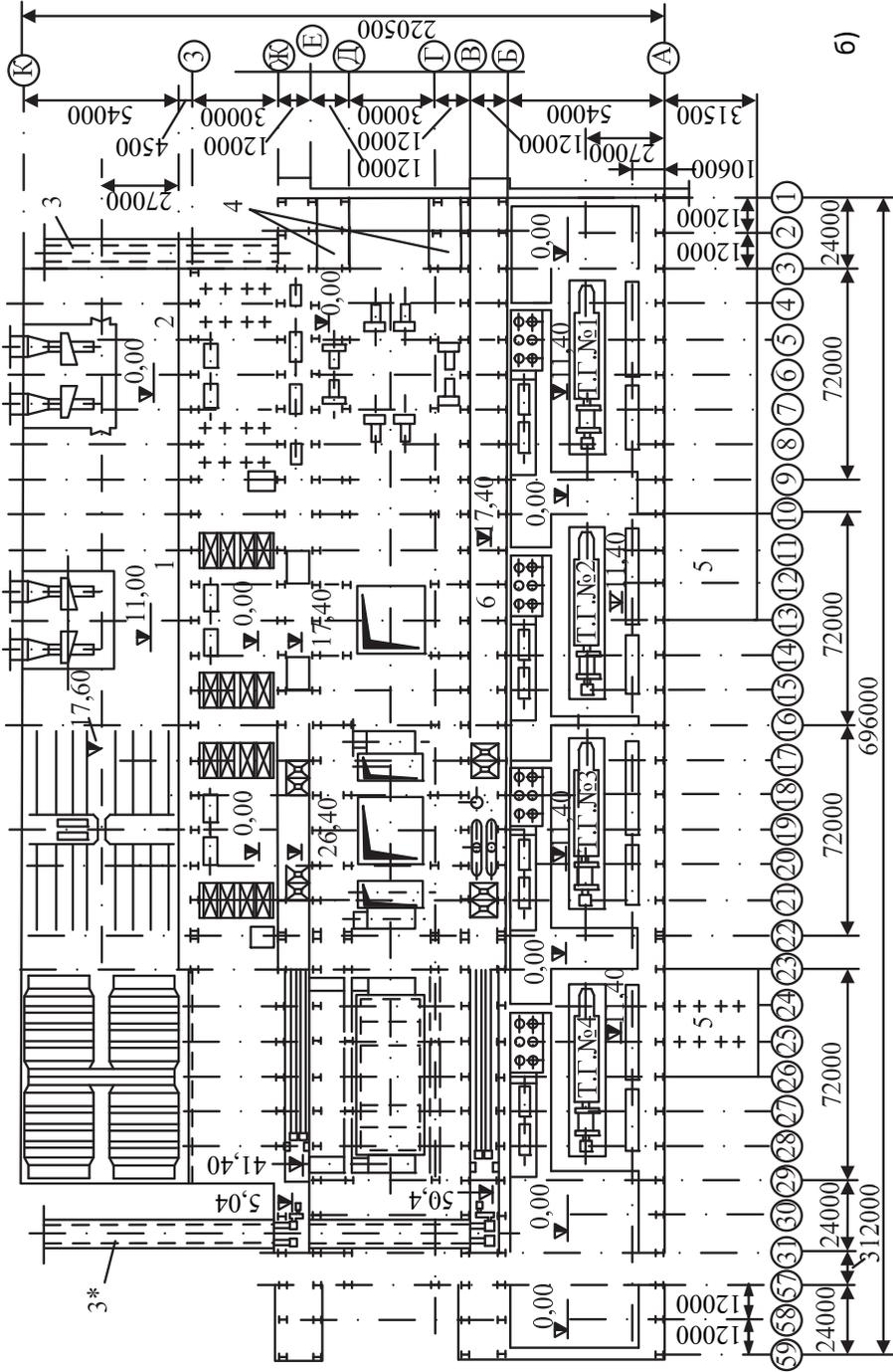


Рис.16.5. Окончание

Энергоблок №1 филиала «Березовская ГРЭС» ПАО «Юнипро» был первым в России пылеугольным блоком, участвующим в нормированном первичном регулировании частоты (НПРЧ). Он получил право на оказание данных услуг в декабре 2015 г. В целях соответствия требованиям Системного оператора в 2017 г. на Березовской ГРЭС была модернизирована система автоматического регулирования турбоагрегата №2, обновлен программно-технический комплекс управления турбиной и произведена перенастройка автоматики. Энергоблок №2 электростанции прошел необходимые испытания и получил сертификат соответствия стандарту Системного оператора ЕЭС, устанавливающего требования к энергоблокам, участвующим в нормированном первичном регулировании частоты в энергосистеме РФ. Энергоблок №2 филиала «Березовская ГРЭС» ПАО «Юнипро» с января 2018 г. участвует в оказании услуг для АО «СО ЕЭС» по обеспечению системной надежности энергосистемы страны в части НПРЧ.

К строительству на Березовской ГРЭС третьего энергоблока мощностью 800 МВт ОАО «Э.ОН Россия» (с июня 2016 г. ПАО «Юнипро») приступило в мае 2011 г. Проект по строительству ПСУ-800 (пылеугольного блока на сверхкритических параметрах пара) Березовской ГРЭС имел приоритетный статус для развития энергетики России (распоряжение Правительства РФ № 1334-р от 11.08.2010г.). Аналогичные энергоблоки в России не строились более 20 лет.

Энергоблок №3 филиала «Березовская ГРЭС» ПАО «Юнипро» введен в эксплуатацию в третьем квартале 2015 г.

16.4. Компоновка главного корпуса газотурбинных электростанций

Компоновка главного корпуса газотурбинных ТЭЦ зависит от климатических условий, особенностей эксплуатации, типа устанавливаемого оборудования и др. Различают открытые и закрытые компоновки.

Типичная открытая компоновка характеризуется отсутствием здания Главного корпуса (рис. 16.6). Используется простой унифицированный для данного типоразмера ГТУ фундамент, в который вмонтированы кабельные колодцы и трубы для прокладки кабелей. Он состоит из армированной железобетонной плиты, а поверхность пола сглаживается бетоном. Блоки ГТУ и электрогенератора поддерживаются на фундаменте фундаментными анкерными болтами, которые подливаются, когда заливается плита. Фундаменты для стальных конструкций блоков вспомогательного оборудования, воздухозаборного устройства, модулей электро-технического оборудования и т.д. отделены швом от фундамента ГТУ для предотвращения передачи вибраций.

Собственно ГТУ, электрогенератор и блок вспомогательного оборудования расположены в погодозащитном звукозащитном кожухе. Стальной каркас обеспечивает опорную раму для панелей кожуха. Они состоят из ряда погодо-, звуко- и теплозащитных слоев. Панели легко удаляются для проведения технического обслуживания и ремонта. В соответствии с правилами пожарной защиты все двери

кожуха оборудованы уплотнениями, надежными запорами, аварийными световыми табло и автоматическими заглушками. Закрытые двери в любое время могут быть открыты изнутри.

Кожух-укрытие вентилируется для обеспечения следующих целей:

- отвод теплоты посредством воздухообмена в кожухе (рис. 16.7);
- поддержание минимально-необходимой температуры с помощью нагревателей в периоды останова ГТУ;
- предотвращение образования взрывоопасных концентраций газозвдушной смеси за счет постоянной вентиляции объема.

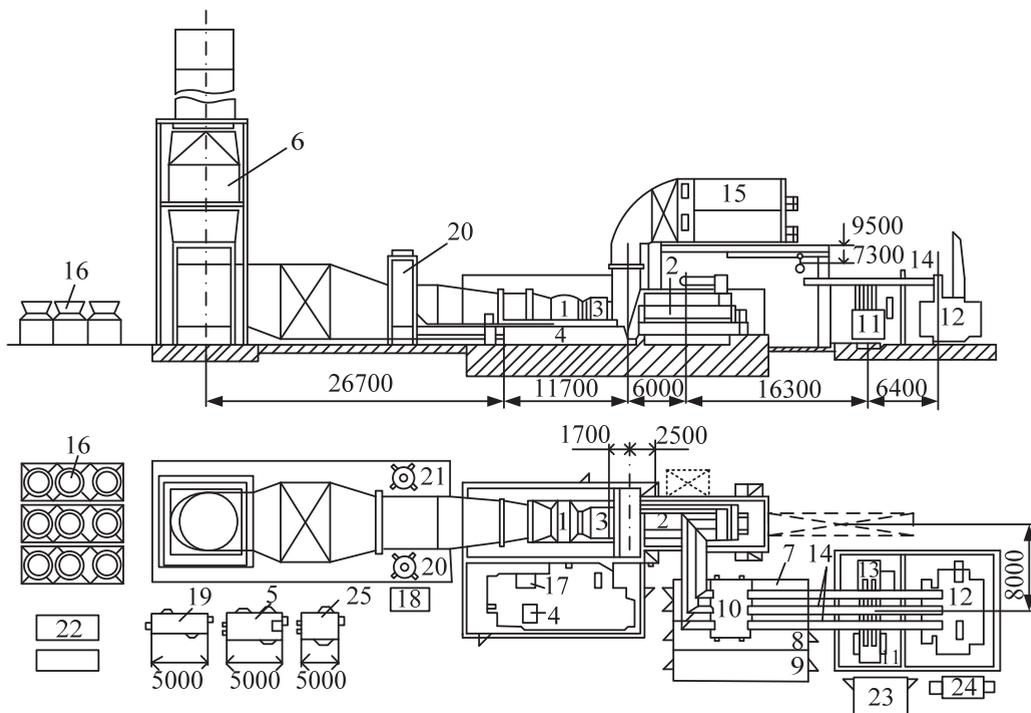


Рис. 16.6. Типичная стандартная открытая компоновка главного корпуса газотурбинной ТЭС:

- 1 – блок ГТУ; 2 – блок генератора; 3 – камера сгорания;
- 4 – блок вспомогательного оборудования; 5 – блок жидкого топлива; 6 – дымовая труба;
- 7 – модуль пускового устройства; 8 – модуль системы управления;
- 9 – модуль аккумуляторных батарей; 10 – модуль выключателя генератора;
- 11 – трансформатор собственных нужд; 12 – главный трансформатор;
- 13 – пусковой трансформатор; 14 – шинопроводы генератора;
- 15 – фильтр воздухозаборного устройства; 16 – водяные охладители;
- 17 – блок регулирующих клапанов; 18 – блок топливного газа; 19 – блок впрыска воды;
- 20 – воздухоохладитель высокого давления; 21 – воздухоохладитель низкого давления;
- 22 – блок подкачки топливного газа; 23 – модуль распределительного устройства (закрытого);
- 24 – блок аварийного дизельного двигателя; 25 – блок охлаждающей воды

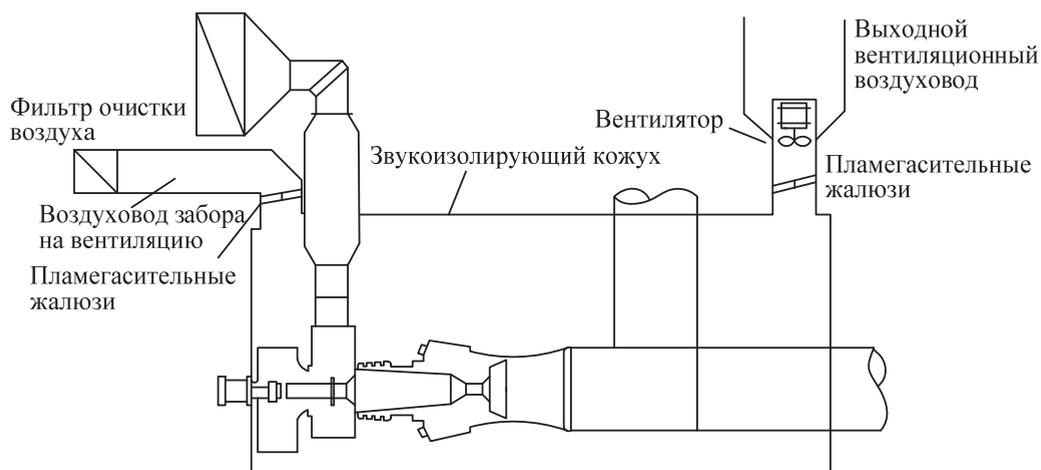


Рис. 16.7. Стандартная система вентиляции звукоизолирующего кожуха энергетической ГТУ

В варианте открытой компоновки ГТУ предусмотрено штатное и аварийное освещение с применением флюоресцентных ламп на уровне 250 люкс. Лампы и установочное оборудование для них крепятся таким образом к кожуху открытой компоновки, чтобы не требовалась их разборка при проведении ремонтов. На площадке установки ГТУ предусматривается порталный кран, спроектированный для надежного подъема и перемещения самой тяжелой детали (ротора). Имеются также подъемники для технического обслуживания вспомогательного оборудования. На площадке организован доступный проезд при сборке, эксплуатации и техническом обслуживании оборудования.

Типичная закрытая компоновка (рис. 16.8) характеризуется теми же особенностями, что и открытая компоновка. Отличие состоит в наличии здания, внутри которого расположены ГТУ, электрогенератор и часть вспомогательного оборудования. Портальный кран заменен мостовым. Предварительно изготовленная стальная конструкция машинного зала обшита покрытиями и закрыта крышей.

Машинный зал снабжен дополнительной вентиляцией для:

- поддержания температуры в помещении посредством воздухообмена (при работе ГТУ);
- то же с помощью нагревателей (при остановленной ГТУ).

Если установка снабжена звукозащитным кожухом, то отдельная вентиляционная система обеспечивает циркуляцию части воздуха, подаваемого через звукозащитный кожух. После этого воздух возвращается в машинный зал либо отводится непосредственно в атмосферу.

Внутреннее освещение в машинном зале дает возможность эксплуатационному и ремонтному персоналу выполнять работу по управлению, техническому обслуживанию и ремонту.

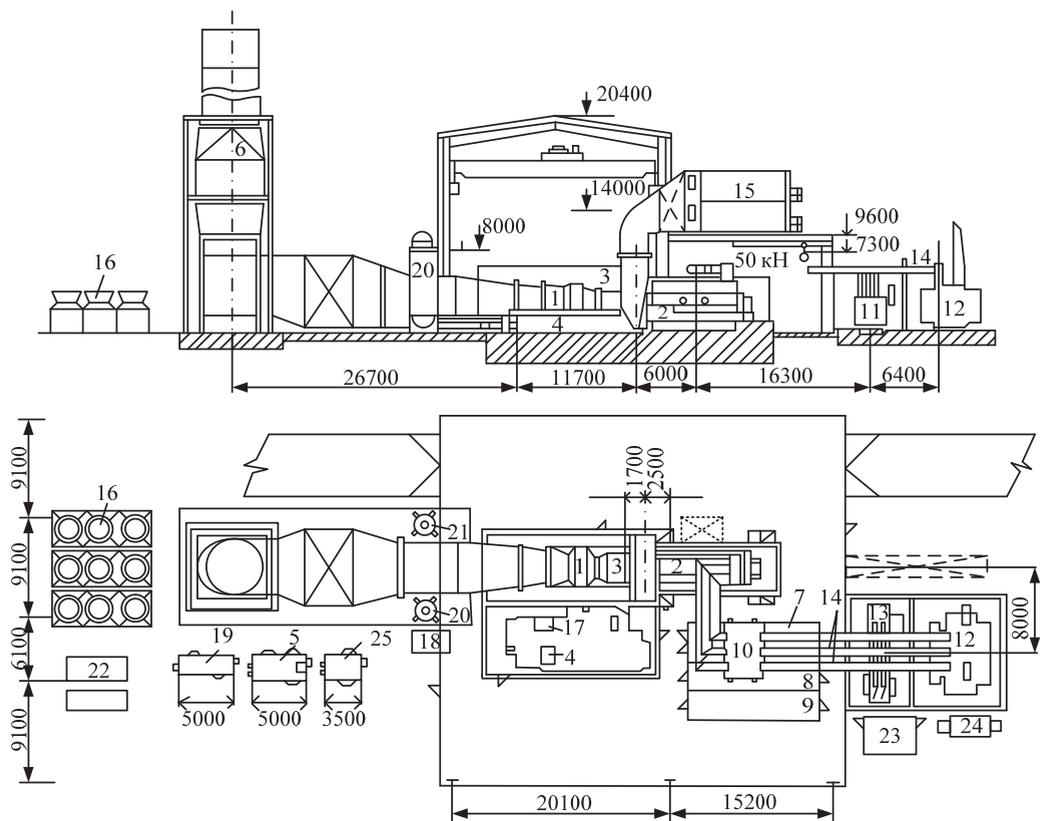


Рис. 16.8. Стандартная закрытая компоновка главного корпуса газотурбинной ТЭС:

- 1 – блок ГТУ; 2 – блок генератора; 3 – камера сгорания; 4 – блок вспомогательного оборудования;
- 5 – блок жидкого топлива; 6 – дымовая труба; 7 – модуль пускового устройства;
- 8 – модуль системы управления; 9 – модуль аккумуляторных батарей;
- 10 – модуль выключателя генератора; 11 – трансформатор собственных нужд;
- 12 – главный трансформатор; 13 – пусковой трансформатор; 14 – шинопроводы генератора;
- 15 – фильтр воздухозаборного устройства; 16 – водяные охладители;
- 17 – блок регулирующих клапанов; 18 – блок топливного газа; 19 – блок впрыска воды;
- 20 – воздухоохладитель высокого давления; 21 – воздухоохладитель низкого давления;
- 22 – блок подкачки топливного газа; 23 – модуль распреустройства (закрытого);
- 24 – блок аварийного дизельного двигателя; 25 – блок охлаждающей воды

16.5. Компоновка главного корпуса парогазовых электростанций

Большой опыт проектирования парогазовых установок с котлом-утилизатором, наряду с зарубежными фирмами, имеется у российских проектных организаций и институтов, в первую очередь ОАО «Институт Теплоэлектропроект», ОАО «Мосэнергопроект», ОАО «ВНИПИ Энергопроект», ОАО «ВТИ», ОАО «НПО ЦКТИ». Выполнены проекты целого ряда парогазовых

установок: ПГУ-450, ПГУ-325, ПГУ-400, ПГУ-170 и др. В них использованы ГТУ типа ГТЭ-110 (АО ОДК), SGT-800 и SGT5-2000E (Сименс), 9FA (Дженерал Электрик), GT26 (Альстом), и др.

На рисунке 16.9 приведена принципиальная компоновка энергоблока ПГУ-325 (ОАО «Институт Теплоэлектропроект»), где использованы две ГТУ ГТЭ-110 с электрогенераторами ТФГ-110 с воздушным охлаждением (АО «Электросила»), два двухкорпусных котла-утилизатора П-88 (АО «Подольский машиностроительный завод»), одна паровая турбина К-110-6,5 (АО «ЛМЗ») с электрогенератором ТФП-110 и воздушным охлаждением (АО «Электросила»).

В основу этой компоновки принято:

- поперечное расположение ГТУ в отдельном трехпролетном газотурбинном отделении (12 + 12 + 15 м);
- паротурбинная установка и котлы-утилизаторы устанавливаются в отдельном (едином для нескольких энергоблоков) однопролетном (33 м) котлотурбинном отделении;
- ячейка энергоблока составляет 108 м.

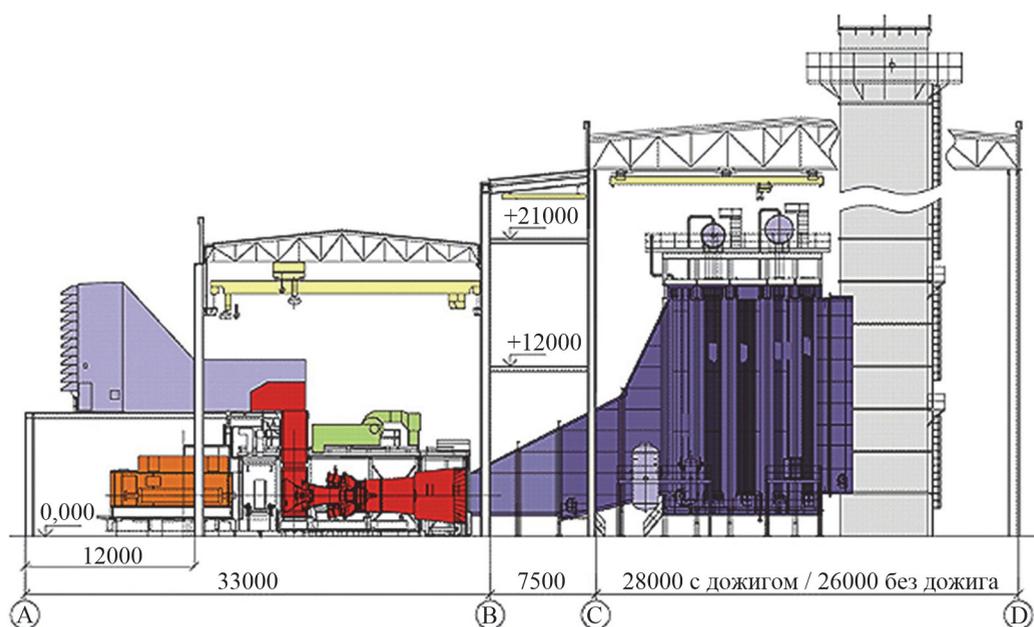


Рис. 16.9. Принципиальная компоновка энергоблока ПГУ-325 (ОАО «Институт Теплоэлектропроект»)

Наряду с многовальными компоновками ПГУ находят применение одно-вальные компоновочные решения ПГУ. Пример такой компоновки ПГУ-400 (Сименс) приведен на рис. 16.10, 16.11. Аналогичные технические решения приняты при компоновке энергоблоков ПГУ с котлом-утилизатором типа STAG 107FA (Дженерал Электрик).

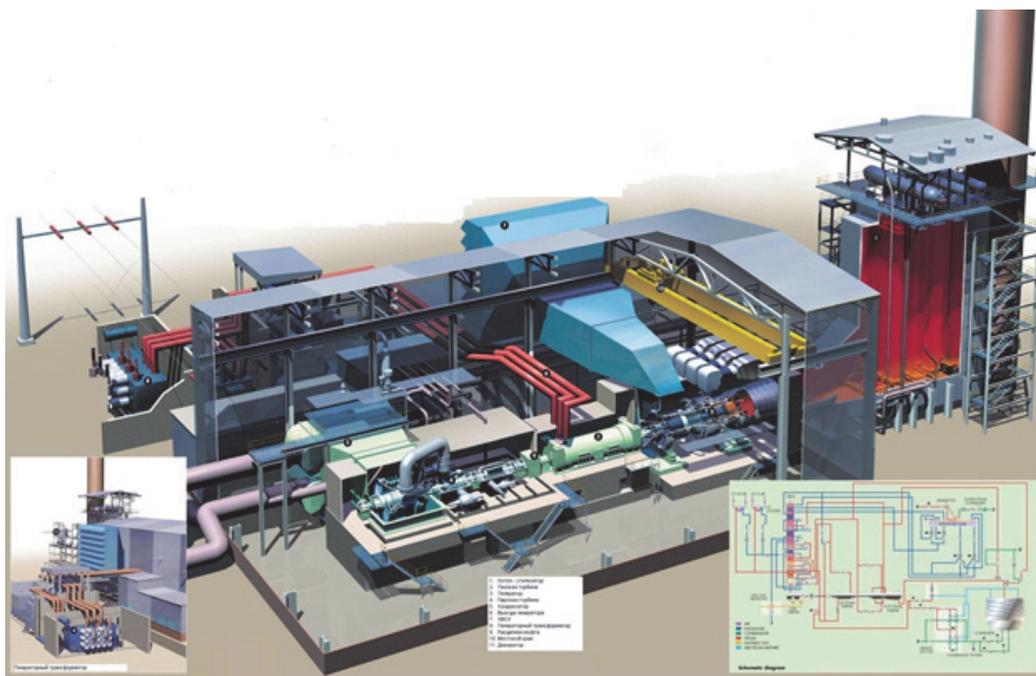


Рис. 16.10. 3D-Компоновка главного корпуса одновальной ПГУ-400

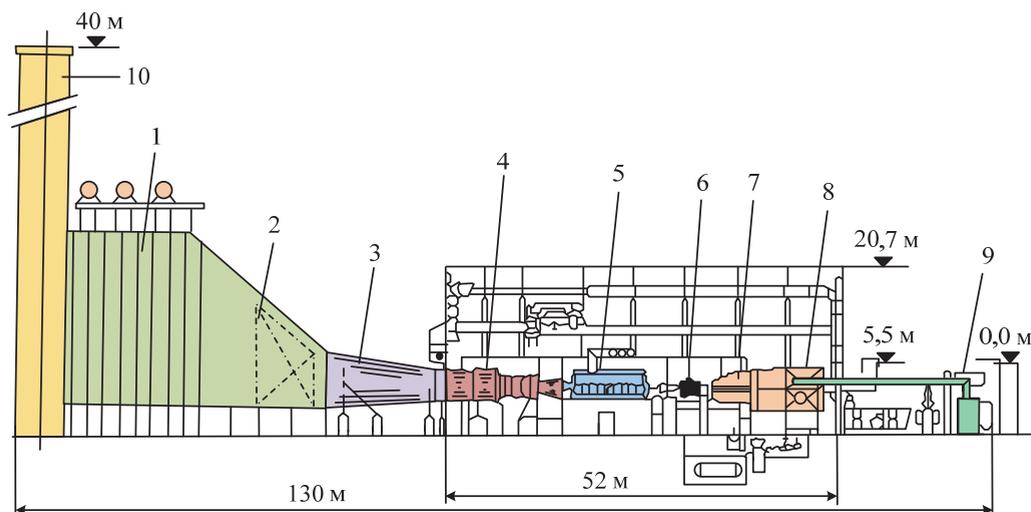


Рис. 16.11. Компоновка главного корпуса одновальной ПГУ-400:
 1 – котел-утилизатор; 2, 3 – газоход; 4 – ГТУ; 5 – электрогенератор;
 6 – расцепная муфта; 7 – ПТУ; 8 – конденсатор; 9 – главный трансформатор

Преимуществом одновалных компоновочных решений является компактно расположенное основное и вспомогательное оборудование, уменьшение количества электрооборудования, быстрота сооружения.

Вместе с тем такие решения не лишены и недостатков. В частности, затрудняется ремонт электрогенераторов, требуется вакуум в паровую турбину перед пуском ГТУ, необходим временный посторонний источник пара, пуск установки определяется пуском ПТУ.

16.6. Компоновка главного корпуса АЭС

В главном корпусе атомной электростанции расположено ее основное оборудование: ядерные реакторы, парогенераторы с циркуляционными петлями, турбогенераторы, вентиляционная установка и водоочистка специального назначения, вспомогательное оборудование, бассейны выдержки отработавшего топлива и др. Компоновка главного корпуса отражает также особенности АЭС, связанные с повышенными требованиями радиационной защиты и надежности.

Для защиты персонала от радиационного излучения помещения главного корпуса разделяют на зону строгого режима (реакторное отделение, помещения, периодически загрязняемые радиоактивными веществами, машинное отделение одноконтурных АЭС и т. п.) и зону свободного режима, где в нормальных условиях исключается воздействие радиации (машинное отделение двухконтурных и трехконтурных АЭС, блочные щиты управления и др.). Переход из одной зоны в другую разрешен только через *санпропускники*. Помещения зоны строгого режима делятся на *необслуживаемые* (доступ в них запрещен при работе ядерного реактора) и *полуобслуживаемые*, время пребывания в которых рабочего персонала контролируется по допустимой суммарной дозе облучения.

В компоновке главного корпуса современных двухконтурных АЭС с водо-водяными реакторами типа ВВЭР можно выделить реакторное и машинное отделения. В первом из них наряду с реактором располагают парогенераторы, циркуляционные петли с главными циркуляционными насосами (ГЦН), компенсаторы объема и другое вспомогательное оборудование: спринклерную установку и емкость аварийного запаса борного раствора системы аварийного охлаждения активной зоны реактора, бассейн выдержки отработавшего топлива, различные теплообменники и т. п.

Основное технологическое оборудование обычно устанавливают в боксах, а все реакторное отделение заключено в цилиндрическую оболочку из напряженного железобетона, имеющую внутреннюю стальную облицовку. Оболочка рассчитана на локализацию радиоактивных выбросов при крупной аварии со значительным выбросом в помещение горячей воды (например, при разрыве трубопровода циркуляционной петли).

Оболочка реакторного отделения АЭС с ВВЭР-1000 (рис. 16.12) цилиндрическая, диаметром 45 м, со сферическим куполом, состоит из герметичной и негерметичной частей. Герметичная часть оболочки, начинающаяся с отметки 12 м, рассчитана на давление 0,5 МПа. Отметка обслуживания реактора 38 м. Вход в оболочку осуществляется на отметке 16 м через специальный шлюз. Выгрузка отработавшего топлива и загрузка свежего топлива происходят через герметичный люк на отметке 12 м, куда подводится и железнодорожная колея.

Все трубопроводы поступают в машинный зал АЭС через герметичные стены оболочки при помощи специальных герметичных проходов. В реакторном зале установлен круговой мостовой электрокран.

«Атомтеплоэлектропроектом» разработан унифицированный проект АЭС с моноблоками мощностью по 1000 МВт, состоящими из ядерного реактора ВВЭР-1000 и паротурбинной установки ХТЗ К-1000-60-1500-2 или ЛМЗ К-1000-60/3000 (рис. 16.13). Особенностью этой компоновки является размещение энергоблоков в отдельных главных корпусах, что отвечает требованиям надежности и обеспечивает высокую степень индустриализации строительства АЭС.

Машинный зал пролетом 39 м и длиной 108 м примыкает к деаэрационной этажерке, расположенной у его торца. У ряда Б машинного зала находится электротехническая этажерка. Объединенный машинный зал примыкает к реакторному отделению.

В деаэрационной этажерке находятся блочный щит управления энергоблоком (БЩУ), два деаэратора, быстродействующие редукционные установки конденсаторов (БРУ-К), турбопитательных насосов (БРУ-ТПН) и др. Через этажерку проходят паропроводы свежего пара и другие трубопроводы; в ней установлено вентиляционное устройство.

На АЭС с ВВЭР-1000 по сравнению с АЭС, использующими реакторы ВВЭР-440, укрупнено основное и вспомогательное оборудование, уменьшена удельная стоимость строительства, повышены параметры пара и тепловая экономичность установки. Себестоимость вырабатываемой электроэнергии снижена на 30%.

Главный корпус одноконтурной АЭС с каналным водографитовым реактором типа РБМК состоит обычно из реакторного и машинного отделений, между которыми расположена деаэрационная этажерка. Вспомогательное оборудование реактора и турбоустановки, как правило, изолировано при помощи железобетонных перегородок (боксов), обеспечивающих достаточную радиационную защиту (рис. 16.14). Для ограничения распространения радиоактивных продуктов как в обслуживаемые помещения, так и в атмосферу, в случае разуплотнения контура многократной принудительной циркуляции предусмотрена система локализации аварии со своими конденсаторами среды.

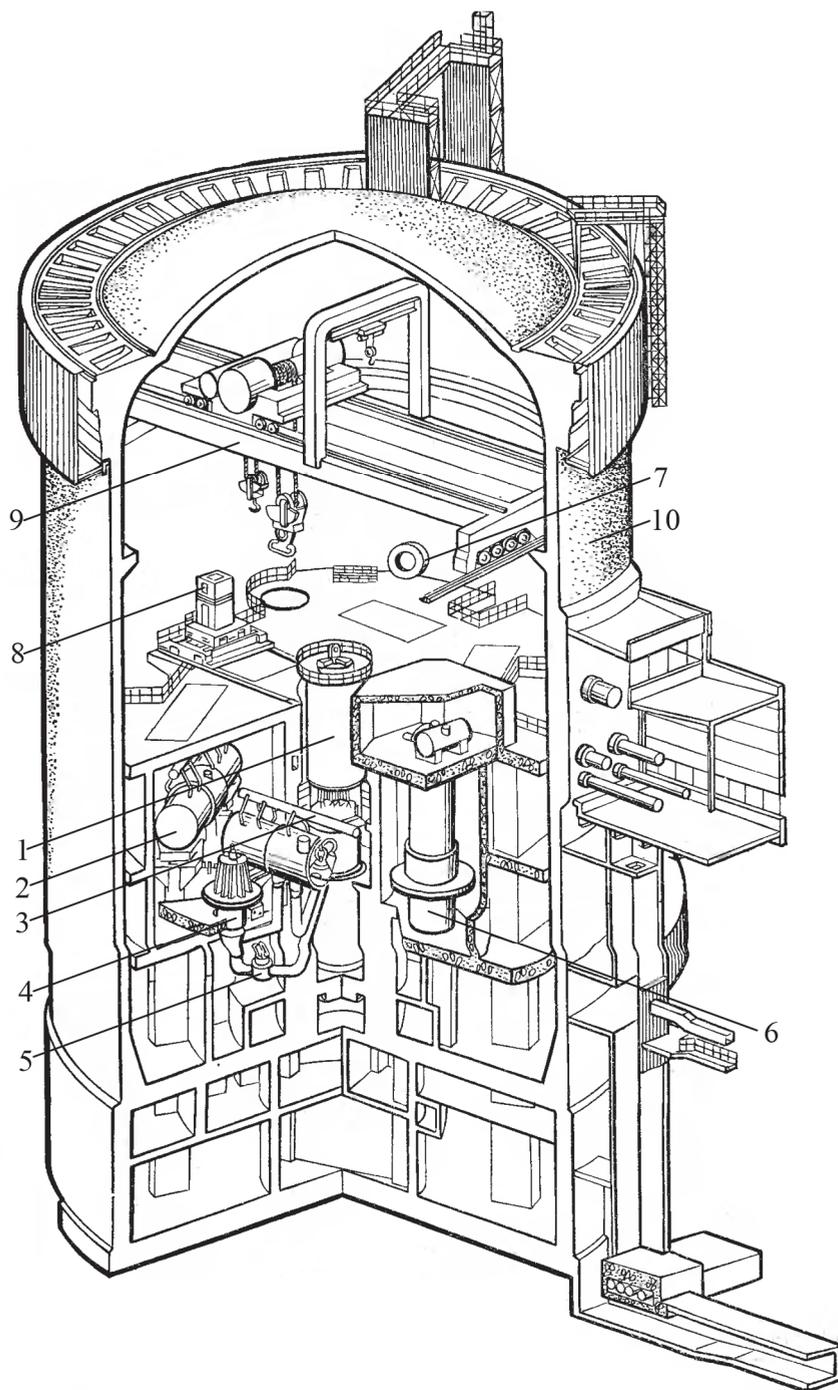


Рис. 16.12. Защитная оболочка реактора ВВЭР-1000:

- 1 – реактор; 2 – парогенератор; 3 – паропроводы; 4 – циркуляционный насос;
 5 – запорная задвижка; 6 – компенсатор объема; 7 – аварийная шлюз;
 8 – перегрузочная машина; 9 – мостовой кран ($Q = 400$ т);
 10 – защитная железобетонная оболочка со стальной внутренней облицовкой

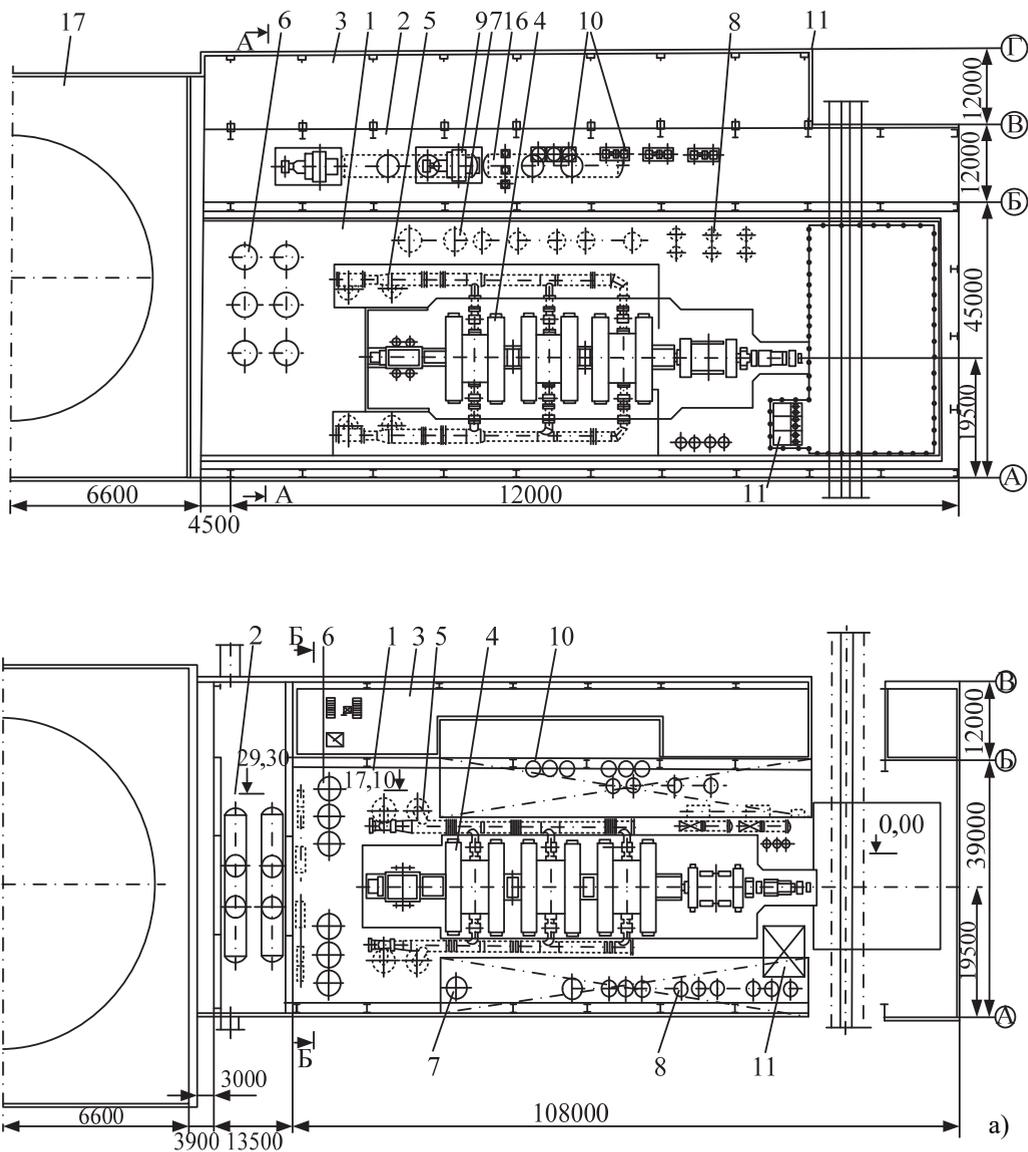


Рис. 16.13. Компонка главного корпуса унифицированного энергоблока 1000 МВт АЭС с водо-водяными реакторами:

- а – план главного корпуса; б – разрез по машинному залу; в – разрез по деаэрационной этажерке;
- 1 – машинный зал; 2, 3 – деаэрационная и электротехническая этажерка; 4 – турбина;
- 5 – сепаратор-пароперегреватель; 6, 7 – подогреватели высокого и низкого давления;
- 8 – сетевые подогреватели; 9 – питательные насосы; 10 – конденсатные и другие насосы;
- 11 – маслохозяйство; 12–14 – мостовые краны грузоподъемностью соответственно 200, 15 и 20 т;
- 15 – полноповоротный кран грузоподъемностью 10 т; 16 – деаэрагор; 17 – реакторное отделение

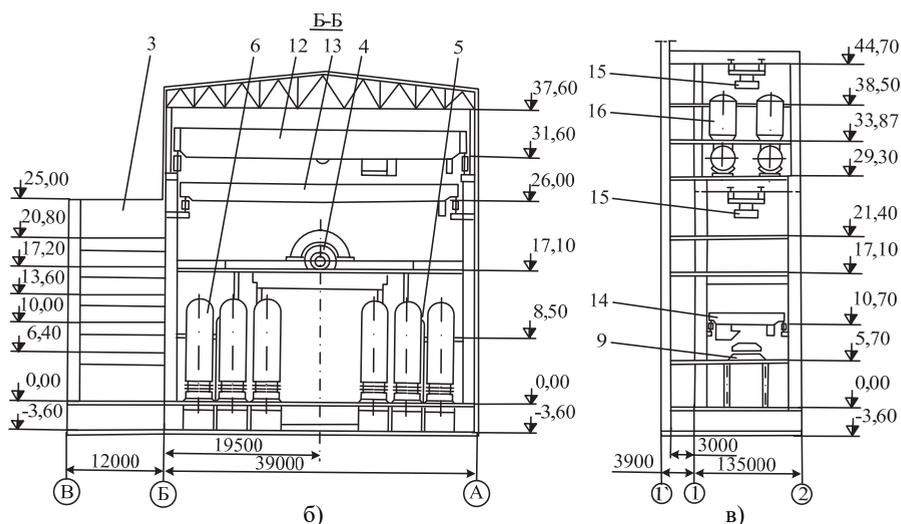


Рис. 16.13. Продолжение

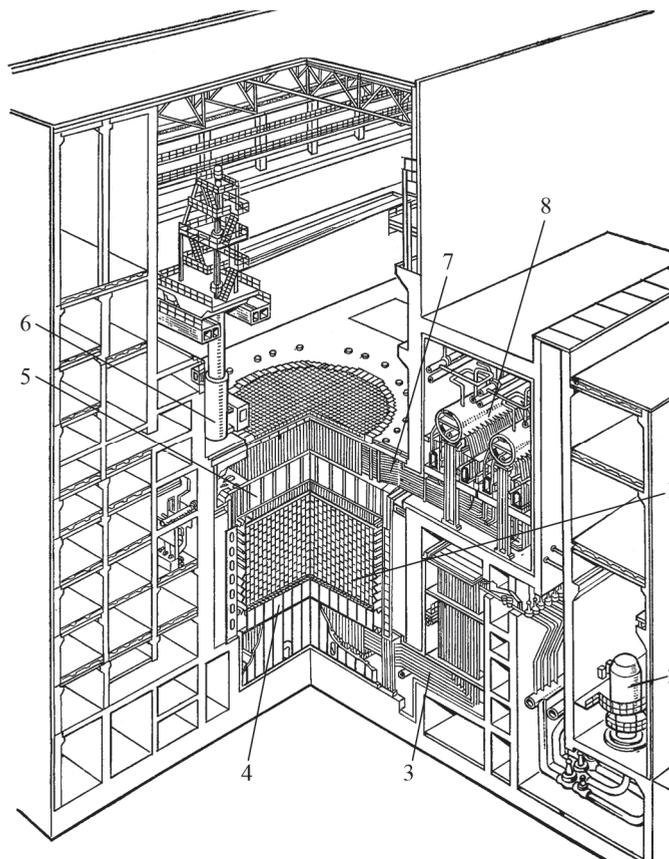


Рис. 16.14. Общий вид реакторной установки с реактором РБМК-1000:

- 1 – реактор; 2 – главный циркуляционный насос; 3 – подводящие трубопроводы;
 4 – нижняя опорная плита; 5 – верхняя защитная плита; 6 – разгрузочно-загрузочная машина;
 7 – пароводяные трубопроводы; 8 – барабаны-сепараторы

Контрольные вопросы и задания

1. Каким требованиям должна удовлетворять компоновка главного корпуса?
2. Перечислите основные типы компоновки турбинного и котельного оборудования.
3. От чего зависит тип компоновки котельного помещения ТЭС?
4. Приведите особенности компоновок газотурбинных ТЭС.
5. Что такое многовальные и одновальные компоновки ПГУ, каковы их особенности?
6. Каковы преимущества и недостатки одновальных компоновок ПГУ?
7. Какие особенности компоновки АЭС с реакторами ВВЭР?

Глава 17. ТЕХНИЧЕСКОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

17.1. Потребление воды на ТЭС. Источники и системы водоснабжения

На тепловых и атомных электрических станциях система технического водоснабжения является сложным технологическим комплексом. Значительное водопотребление обусловлено широким спектром оборудования, использующего техническую воду: конденсаторы турбин, маслоохладители, газоохладители, системы охлаждения подшипников, системы топливоподачи и гидрозолоудаления.

Система циркуляционного и технического водоснабжения должна обеспечивать:

- надежную и бесперебойную подачу охлаждающей воды;
- расчетные значения температуры охлаждения воды при требуемой производительности установок;
- выполнение требований охраны окружающей среды;
- предотвращение загрязнений конденсаторов турбин, теплообменного оборудования и трубопроводов низкопотенциального комплекса ТЭС.

В промышленности применяется достаточно много типов промышленных систем охлаждения (ПСО). Общепринятой классификации систем охлаждения не существует. Условно системы можно разделить на следующие типы:

1. По типу охлаждающего теплоносителя:

- водные;
- газовые;
- с использованием специальных хладагентов или иных теплоносителей;
- гибридные (смешанные).

2. По типу контура охлаждения:

- открытые (охлаждающий теплоноситель находится в контакте с окружающей средой);
- закрытые (охлаждающий агент циркулирует в закрытом контуре и не контактирует с окружающей средой).

3. По схеме движения охлаждающего агента:

- прямоточные;
- оборотные;
- с повторным (последовательным) использованием охлаждающего агента;
- комбинированные (прямоточно-оборотные).

4. По количеству последовательно соединенных контуров:

- одноконтурные;
- многоконтурные.

5. По схемам включения охладителей и объектов охлаждения: последовательные, параллельные и смешанные.

В настоящее время в теплоэнергетике принято разделение систем технического водоснабжения на два типа: прямоточные и оборотные; в свою очередь, оборотные системы разделяются на категории, приведенные на рис. 17.1.

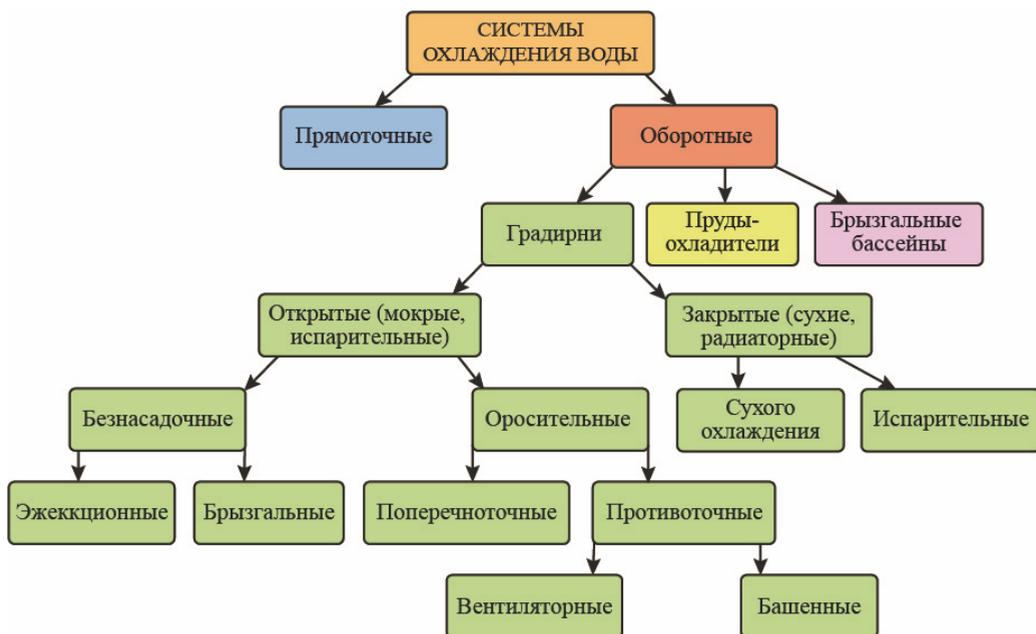


Рис. 17.1. Классификация систем охлаждения

17.2. Прямоточные системы технического водоснабжения

Прямоточные системы в настоящее время в России не применяются при проектировании новых энергообъектов. Согласно п. 4 ст. 60 Водного кодекса от 03.06.2006 N 74-ФЗ (ред. от 24.04.2020) проектирование прямоточных систем технического водоснабжения не допускается. Однако они успешно используются на ТЭС, построенных ранее. По разным оценкам, доля прямоточных систем на ТЭС и АЭС в России достигает 30–40%. В качестве источника водоснабжения в данных системах применяются поверхностные источники воды: реки, озера, море либо водохранилище. Для прямоточных систем характерно однократное использование технической воды.

Пример принципиальной схемы прямоточной системы приведен на рис. 17.2. На берегу источника воды расположена береговая насосная станция, которая является непосредственной водозаборной системой. Насосные агрегаты устанавливаются с учетом сезонного колебания уровня воды в источнике. На входе в насосную вода проходит решетки для очистки от грубых примесей. Также для очистки от механических примесей используются специальные сетки. После очистки вода направляется на циркуляционные насосы. После повышения в них давления воды она по напорной магистрали направляется в конденсатор турбины. В конденсаторе происходит процесс охлаждения пара циркуляционной водой. После использования воды в технологическом цикле прямой сброс обратно в источник водоснабжения невозможен. Для сброса воды предусмотрены сливные колодцы и сливной канал. Сливной канал соединен с источником водоснабжения. Таким образом,

исключается возможность заброса теплой воды в водоприемное устройство. В насосной имеется перепускной канал, предназначенный для быстрого сброса воды в случае аварийных ситуаций, паводка.

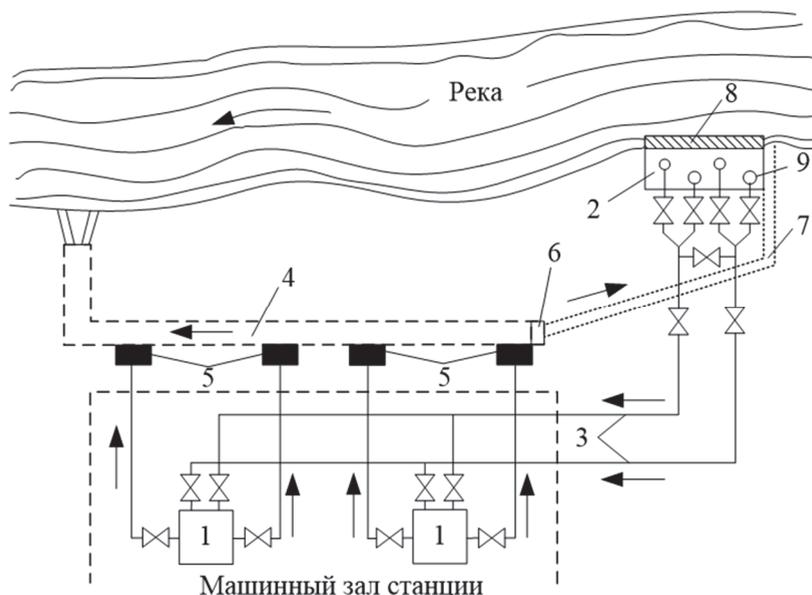


Рис. 17.2. Принципиальная схема прямоточной системы водоснабжения:

- 1 – конденсаторы; 2 – центральная насосная; 3 – напорные магистрали; 4 – сливной канал;
 5 – сливные колодцы; 6 – переключательный колодец; 7 – перепускной канал;
 8 – водоочистительные решетки; 9 – циркуляционные насосы

Недостатки прямоточных систем охлаждения:

- дебит реки должен быть значительно больше технологических нужд циркуляционной системы. В противном случае необходима организация водохранилища путем возведения плотины;
- изменение температурного режима источника водоснабжения;
- зависимость температуры охлаждающей воды от времени года;
- необходимость постоянной очистки охлаждающей воды;
- электростанция должна находиться недалеко от источника воды, иначе возрастают электрические собственные нужды станции.

Достоинства прямоточных систем охлаждения:

- обеспечение низких и устойчивых температур охлаждающей воды;
- сравнительно низкие капитальные вложения в строительство.

17.3. Обратные системы технического водоснабжения

В обратных системах техническая и циркуляционная вода охлаждаются в брызгальных бассейнах, прудах-охладителях и градирнях, для них характерно многократное использование воды.

17.3.1. Пруды-охладители

Пруды-охладители бывают искусственными или естественными. Естественные пруды-охладители создаются на базе рек и озер. Для организации пруда охладителя на естественном источнике применяют плотины или дамбы. Вода охлаждается за счет испарения и конвективного теплообмена воды в пруде-охладителе. Пополнение воды происходит за счет весеннего паводка, впадающих в источник водоснабжения рек.

Пример схемы оборотного водоснабжения с прудом-охладителем на реке приведен на рис. 17.3. С точки зрения затрат электроэнергии на привод насосов, перекачивающих техническую воду, электростанция должна располагаться в непосредственной близости от источника водоснабжения. Циркуляционные насосы расположены рядом с конденсатором паровой турбины. Вода забирается из источника водоснабжения в водозаборном устройстве, направляется самотеком в приемные каналы. В данных каналах организованы приемные колодцы. Пройдя технологический цикл, нагретая вода направляется к сливным колодцам. Они организованы на сливном канале. Между приемным и сливным каналами имеется перепуск.

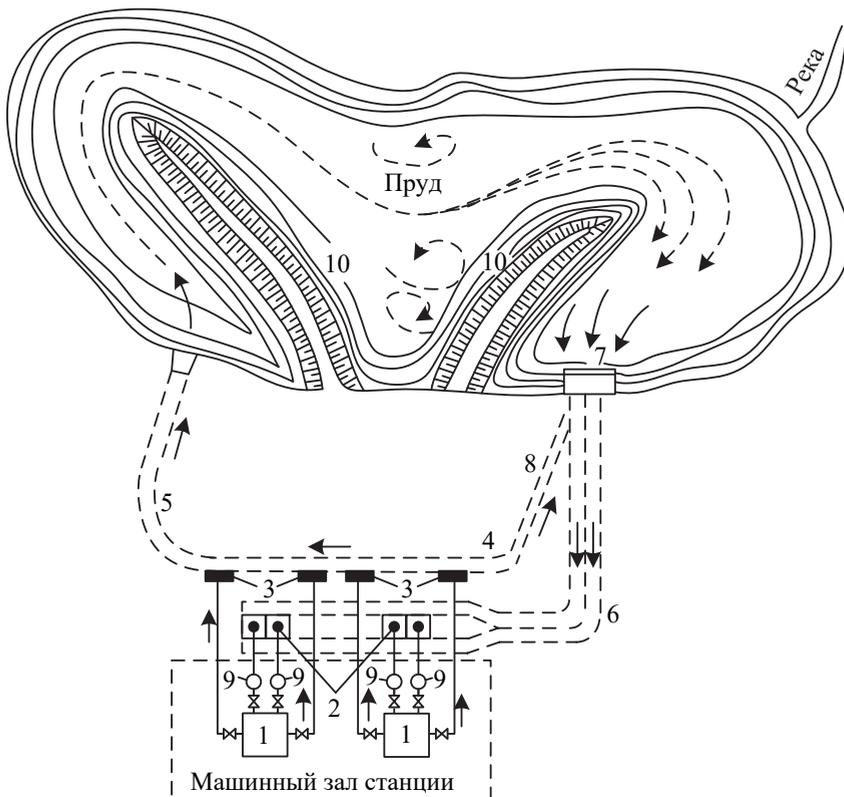


Рис. 17.3. Схема оборотного водоснабжения с прудом-охладителем:

- 1 – конденсатор турбины; 2 – приемные колодцы; 3 – сливные колодцы;
 4 – переключательный колодец; 5 – сливной самотечный канал; 6 – приемные самотечные каналы;
 7 – водозаборное устройство; 8 – перепускной канал; 9 – циркуляционные насосы;
 10 – струенаправляющая дамба

Недостатки прудов-охладителей:

- при создании требуют большие площади;
- высокие капитальные затраты на строительство;
- заиление и зарастание;
- необходимость восполнения потерь воды вследствие испарения.

Достоинства прудов-охладителей:

- обеспечение более низких температур охлаждающей воды в сравнении с градирнями и брызгальными бассейнами;
- сравнительно низкие затраты электроэнергии на привод перекачивающего оборудования в сравнении с другими оборотными системами.

17.3.2. Брызгальные бассейны

Брызгальный бассейн является искусственным сооружением на ТЭС. Данные бассейны сооружают на крупных станциях, когда требуются значительные объемы охлаждающей воды, но сооружение пруда-охладителя невозможно. Их конструкция представляет секционный бассейн с системой труб и разбрызгивающих сопел (рис. 17.4). Глубина бассейна составляет в среднем 1,5–2,5 м.

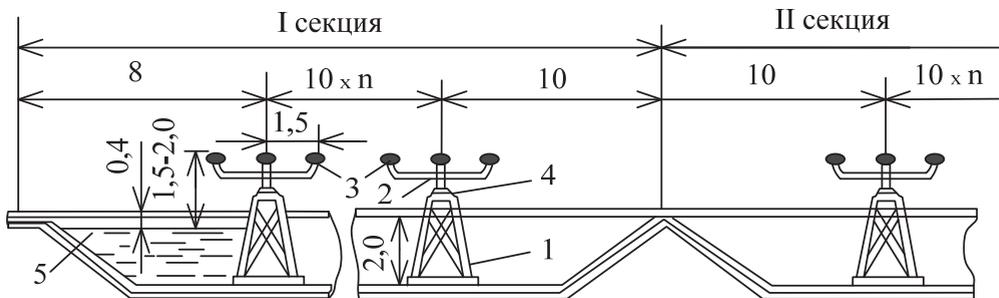


Рис. 17.4. Разрез брызгального бассейна (размеры в метрах):

- 1 – стальные опорные конструкции; 2 – распределительная труба;
3 – сопла; 4 – роликовые опоры; 5 – нормальный уровень воды

Секции бассейна (рис. 17.5) можно отключать для проведения ремонтов, они имеют переливные трубы для исключения переполнения. После конденсатора паровой турбины вода под напором направляется по трубопроводам к разбрызгивающим соплам. Охлаждение воды происходит за счёт испарения разбрызгиваемой воды и отдачи тепла при соприкосновении с окружающим воздухом (рис. 17.6). Охлажденная вода собирается на дне бассейна и по самотечному каналу направляется к циркуляционным насосам, после них – в конденсатор.



Рис. 17.5. Брызгальный бассейн Нововоронежской АЭС-2 (вид на секции)



Рис. 17.6. Брызгальный бассейн Нововоронежской АЭС-2 (в работе)

Применение брызгальных бассейнов требует значительных площадей. Необходимая площадь брызгальных бассейнов составляет в среднем $0,8\text{--}1,3\text{ м}^2$ на $1\text{ м}^3/\text{ч}$ охлаждающей воды, что соответствует гидравлической нагрузке $0,77\text{--}1,25\text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 м^2 бассейна. При этом необходимо отметить, что площадь брызгальных бассейнов примерно в 40 раз меньше водоема-охладителя с такой же производительностью теплоотдачи.

Недостатки брызгальных бассейнов:

- при создании требуют большие площади;
- наличие капельного уноса влаги и парового факела – вероятность обледенения стационарного оборудования при неудачном размещении на площадке, потери воды с безвозвратным уносом;
- сравнительно низкая и неустойчивая охлаждающая способность;
- зависимость от климатических условий.

Достоинства брызгальных бассейнов:

- сравнительно низкие капитальные затраты на строительство;
- простота строительства и эксплуатации.

17.3.3. Градирни

Градирни (от нем. gradieren – сгущать соляной раствор; первоначально градирни служили для добычи соли выпариванием) – теплообменные аппараты, применяемые на ТЭС и АЭС, как правило, не располагающих площадкой под сооружение других типов систем технического охлаждения.

Классификация градирен:

1. По принципу действия:

- открытые (испарительные);
- закрытые (сухие).

2. По способу подачи воздуха:

- башенные;
- вентиляторные;
- атмосферные;
- эжекционные;
- брызгальные.

3. По направлению течения сред:

- с противотоком;
- с перекрестным током;
- со смешанным током.

4. По конструкции оросительного устройства и способа, которым достигается увеличение поверхности соприкосновения воды с воздухом:

- пленочные;
- капельные;
- брызгальные;
- комбинированного типа.

В настоящее время в мире существует множество фирм, проектирующих и строящих градирни различной производительности и типов.

Испарительные градирни

В башенной градирне осуществляется теплообмен между атмосферным воздухом и технической водой. Основной тип охлаждения воды – испарительный. Формирование тяги осуществляется за счет конструкции башенной градирни – вытянутого цилиндра или гиперблоида. Воздух в такой градирне движется благодаря разности плотностей воздуха с различной температурой внутри и снаружи башни. Башенные градирни носят второе наименование – естественной тягой. Воздух и вода в башенных градирнях движутся, как правило, противоточно.

Основные технологические элементы – водораспределительное устройство, ороситель, водосборный бассейн, водоуловитель и воздухорегулирующее устройство. На рисунке 17.7 приведена типовая конструкция башенной градирни капельного типа.

В градирне данного вида вода после конденсатора паровой турбины и других охлаждающих устройств направляется под напором в водораспределительную систему градирни. Подвод воды к градирням производится магистральными водоводами большого диаметра. Напорные водоводы переходят в подбашенной части градирни в стояки, из которых вода направляется в центральные распределительные трубопроводы, а от них – в систему распределительных трубопроводов и далее через сопла разбрызгивается в оросительные устройства. Для сбора охлаждаемой воды и подачи ее к циркуляционным насосам служит водосборный бассейн градирни и самотечные водоотводящие каналы. Отвод воды из бассейна осуществляется закрытыми железобетонными каналами в приемные колодцы градирни, на входе в которые установлены очистные сетки.

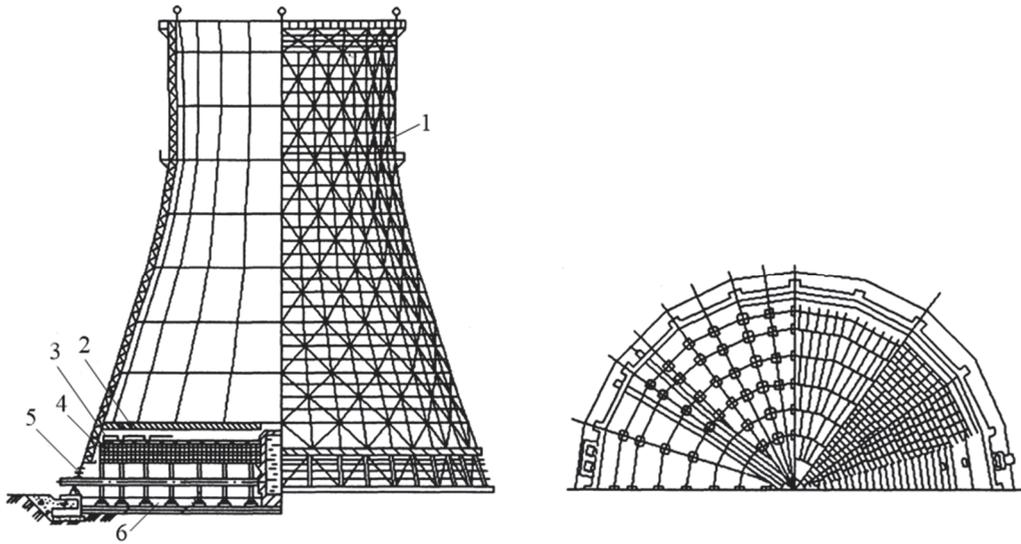


Рис. 17.7. Конструкция градирни капельного типа:

- 1 – вытяжная башня; 2 – водоуловитель;
 3 – водораспределительная система; 4 – оросительное устройство;
 5 – воздухорегулирующее устройство; 6 – водосборный бассейн

Водораспределительная система (рис. 17.8) напорная, предназначена для раздачи охлаждаемой воды по поверхности оросителя градирни, состоит из подводящих трубопроводов или каналов горячей воды, вертикальных стояков для подъема воды на отметку водораспределения, магистральных трубопроводов или каналов для подвода воды во все зоны орошения, рабочих трубопроводов. Система распределяет воду по всей площади орошения, в разбрызгивающие сопла на рабочих трубопроводах.



Рис. 17.8. Водораспределительная система с разбрызгивающими соплами

Основные – магистральные трубы водораспределительного устройства выполнены из стали. Трубы, отходящие от магистральных, могут выполняться

из стали, а также из пластмассы и асбестоцемента. На данных трубах устанавливаются разбрызгивающие сопла. Сопла выполняются, как правило, из пластмассы. Вода разбрызгивается с помощью сопел и падает на оросительное устройство. Сопла (рис. 17.9) используются преимущественно ударного типа. У иностранных фирм-производителей имеются разработки сопел нового типа. Один из примеров – сопла EcoJet (рис. 17.10) статического и динамического типов, особенностью которых является обеспечение полного квадрата орошения. В систему водораспределения могут входить трубопроводы зимнего обогрева, лотки и каналы для сбора воды для градирен с поднятой водосборной системой.



Рис. 17.9. Пример конструкции сопла ударного типа



Рис. 17.10. Сопло EcoJet

Водораспределительное устройство имеется у пленочных, брызгальных и капельных градирен. Оно должно обеспечивать нормальную работу градирен в широком диапазоне удельных гидравлических нагрузок.

Отличие видов башенных градирен заключается в конструкции оросительного устройства. Брызгальные градири не получили широкого распространения. В теплоэнергетике чаще всего встречаются башенные градири капельного и пленочного типов.

Ороситель – технологическое оборудование градири, смонтированное из сетчатых элементов или листов в обтекаемые блоки различной формы, установленное в градири с целью интенсификации теплообмена между водой и воздухом. В настоящее время самым распространенным материалом, из которого изготавливаются оросители, является полипропилен. Пакеты оросителя (рис. 17.11) формируются многослойно из недеформируемых элементов с сетчатой структурой.

Оросители пленочного типа применяются при охлаждении сравнительно чистой воды. Если имеется загрязнение – целесообразнее использовать ороситель капельного типа. Капельно-пленочные оросители имеют достаточно высокие характеристики эффективности, при этом более устойчивы к загрязнению по сравнению с капельными. При сильном загрязнении воды (маслами, нефтепродуктами и т.д.) рекомендуется применять градири брызгального типа. Наиболее чувствительными к гидравлическим нагрузкам являются капельные оросители.



Рис. 17.11. Элемент оросительного устройства

Оросители брызгального типа выполняются в виде воздухом направляющих щитов, которые одновременно несколько увеличивают поверхность соприкосновения воды с воздухом и время контакта этих сред. Расстояние между щитами составляет 500 мм. В отдельных случаях при необходимости увеличения эффективности охлаждения это расстояние уменьшают до 100–200 мм и тогда брызгальный ороситель работает как разреженный пленочный.

Сравнение принципа действия оросителей различного вида приведено на рис. 17.12.

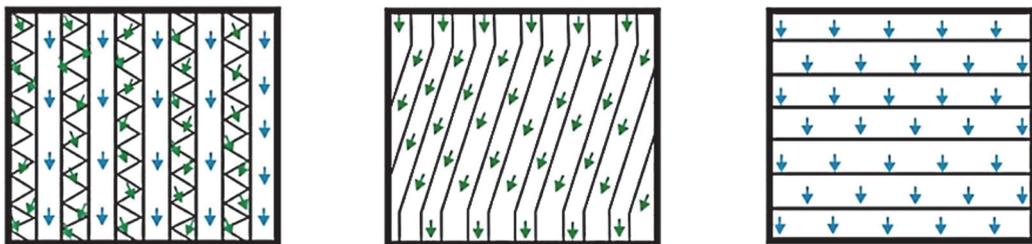


Рис. 17.12. Схемы оросителей различного вида

Для градирен, расположенных в средней полосе России, удельная гидравлическая нагрузка применяется в следующих диапазонах значений:

- пленочный ороситель $8\text{--}12 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$;
- капельный ороситель $6\text{--}10 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$;
- брызгальный ороситель $5\text{--}6 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Особенностью эксплуатации башенных градирен является капельный унос влаги. С целью снижения потерь охлаждаемой воды применяются каплеулавливающие (водоулавливающие) устройства (рис. 17.13, 17.14). Потери воды без каплеуловителя в зависимости от давления воды в водораспределительной системе могут составлять 0,5–1,5% циркуляционного расхода. При установке каплеуловителя

эти потери снижаются до 0,01–0,05%. Водоуловители рекомендуется устанавливать на расстоянии около 2,0 м над водораспределительными системами, обеспечивающими доступ к водоразбрызгивающим соплам.



Рис. 17.13. Пример конструкции панели каплеуловителя типа H-тип



Рис. 17.14. Монтаж панелей каплеуловителя

Отделение влаги в каплеуловителе происходит за счет того, что поток воздуха преодолевает канал волнообразной формы, где направление его движения изменяется таким образом, чтобы капли под воздействием центробежной силы ударялись об элементы водоуловителя и, задержанные на их поверхности, самотеком снова падали в бассейн градирни.

В рассматриваемых градирнях для организации подвода воздуха в нижней части башни предусмотрены специальные входные окна. Воздухорегулирующее устройство (рис. 17.15) располагается перед воздухоходными окнами для ограничения поступления в градирню холодного воздуха в зимнее время года. Оно выполняется поворотным, навесным или шандорным.

Каркас вытяжной башни выполняется из стали с внутренней обшивкой из монолитного или из сборного железобетона. Форма вытяжной башни может быть гиперболической, конической или пирамидальной. В процессе эксплуатации градирня находится под значительными нагрузками: собственным весом конструкции градирни, грунта обратной засыпки, давлением грунтовых вод, технологического оборудования градирни, трубопроводов с водой, воды в водосборном бассейне, давлением воды в подводящих каналах, подъемных шахтах, водораспределительных лотках, усадки бетона, нагрузки от неравномерной осадки основания под какой-либо опорой и др. Фундаменты железобетонных башен градирен выполняются ленточными, каркасно-обшивных башен – отдельно стоящими или ленточными. На рисунке 17.16 приведен пример конструктивных характеристик башен железобетонных градирен.

Для оболочек градирен из бетона характерна проблема карбонизации. Углекислый газ атмосферы проникает в бетонную оболочку, взаимодействует с водой

в порах бетона с образованием угольной кислоты. Угольная кислота реагирует с гидроксидом кальция с образованием карбоната кальция. В результате реакции щелочность бетона и его защитных функций снижается по отношению к стальной арматуре, вызывая начало коррозии стали (рис. 17.17, 17.18). Для других материалов градирен также характерны процессы коррозии различных типов.

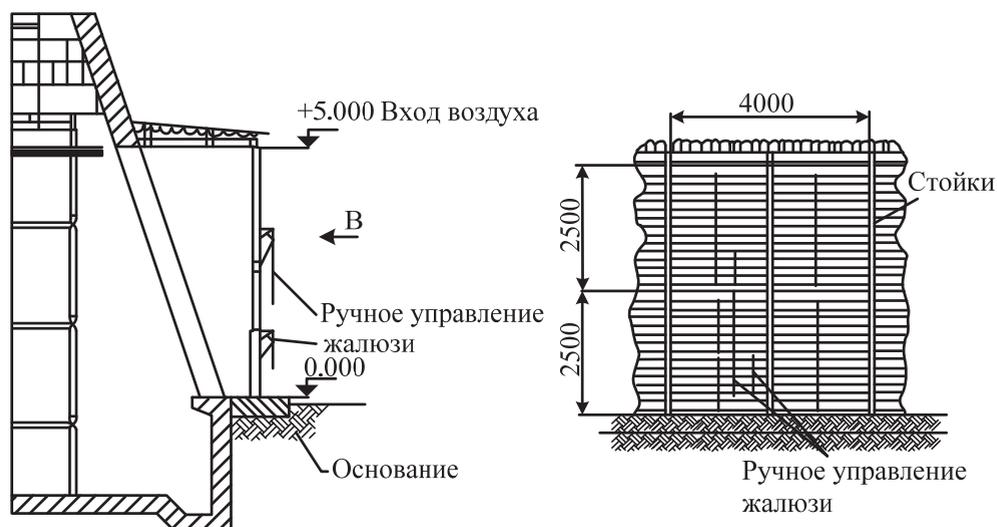


Рис. 17.15. Конструкция воздухорегулирующего устройства башенной градирни

На материал оболочек градирен в процессе эксплуатации помимо коррозионного воздействия действует ряд физических факторов: перепады температур внутренней и наружной поверхности оболочки; изменение влажности бетона от максимальной в конце зимы до минимальной летом; изменения режима работы градирен и колебания температур окружающей среды с частыми переходами через $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ в холодные периоды года, приводящие к многократным циклам замораживания и оттаивания бетона; постоянный контакт бетона оболочки с окружающей средой, имеющей температуру $40\text{--}45^{\circ}\text{C}$ и влажность $95\text{--}100\%$, вызывающей одностороннее увлажнение бетона.

В этой связи технические характеристики защитных покрытий должны иметь следующие характеристики: толщины покрытия по ГОСТ 31993, расход материалов; стойкости к температурным воздействиям по ГОСТ 27037; стойкости к воздействию климатических факторов по ГОСТ 9.401; паропроницаемости по ГОСТ 28575; водонепроницаемости по ГОСТ 31383; светостойкости по ГОСТ 9.045; стойкости к воздействию воды по ГОСТ 9.403; адгезии к бетону методом отрыва по ГОСТ 28574; трещиностойкости покрытий по ГОСТ 31383; проницаемости для углекислого газа по ГОСТ 31383; стойкости покрытия к действию плесневых грибов по ГОСТ 9.050; изменения внешнего вида покрытия в процессе испытаний по ГОСТ 9.407.

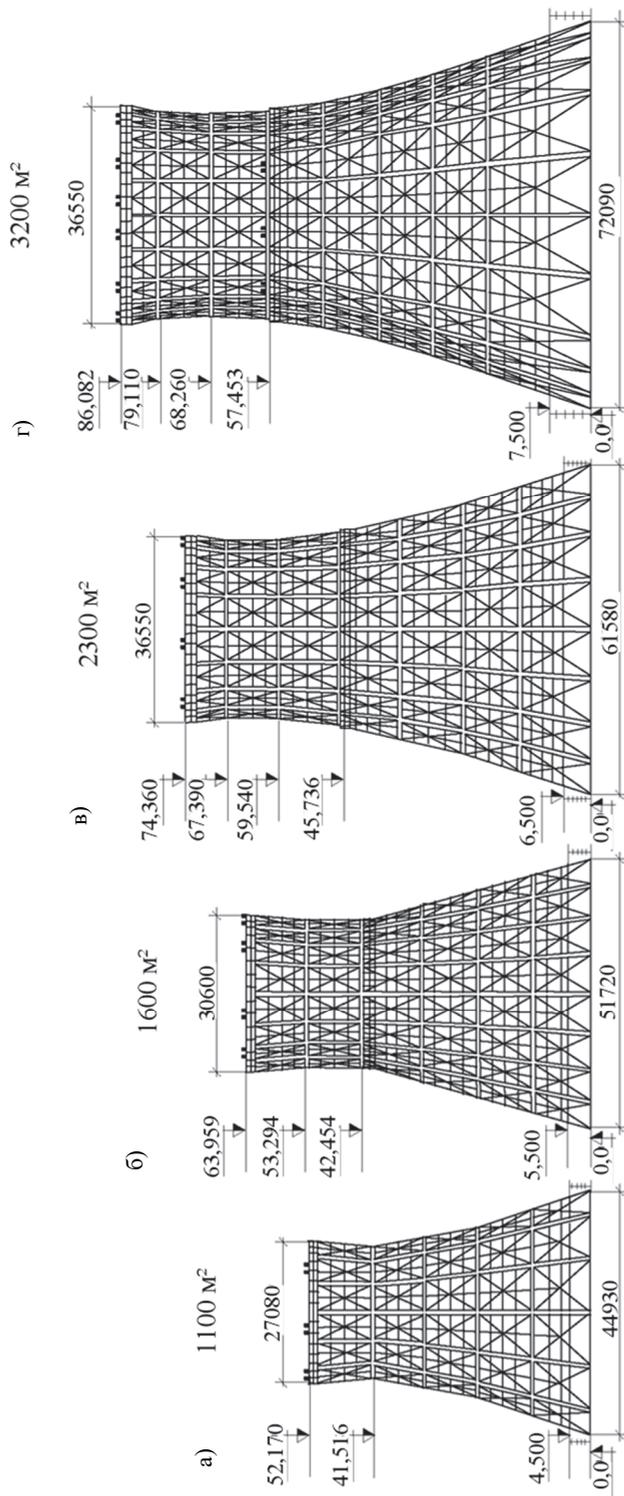


Рис. 17.16. Серия башенных градирен с металлическим каркасом площадью орошения А равной:

а) А=1100 м²; б) А=1600 м²; в) А=2300 м²; г) А=3200 м²



Рис. 17.17. Разрушение поверхности бетонной оболочки градирни в результате карбонизации



Рис. 17.18. Торкретирование внутренней поверхности градирни

Долговечность эксплуатации оболочки градирни может обеспечиваться:

- созданием одинакового температурно-влажностного режима наружной и внутренней поверхности оболочки;
- исключением контакта паровоздушной смеси с внутренней поверхностью железобетонной оболочки;
- созданием атмосферостойкого покрытия наружной поверхности.

Эффективным способом выполнения вышеназванных условий является устройство дистанционного паротеплозащитного экрана, исключающего прямой контакт паровоздушной смеси с поверхностью оболочки. Экран представляет собой жёсткую конструкцию, закреплённую на внутренней поверхности железобетонной оболочки вытяжной башни градирни и устанавливаемую на определенном расстоянии от поверхности бетона. Величина зазора между поверхностью экрана и поверхностью оболочки определяется теплогазодинамическим расчётом с учётом конвекции воздуха, выполняемым проектной организацией. Критерием оптимальности зазора является минимальная высота, на которой устанавливается постоянная температура воздуха в зазоре. Крепления и каркас экрана должны обладать свойствами, обеспечивающими долговечность, примерно равную долговечности самой градирни, и должны быть надёжно защищены от коррозии (нержавеющая сталь, оцинкование и т.п.).

Другим способом улучшения эксплуатационных характеристик материала оболочки градирни является торкретирование бетона. Торкретирование заключается в нанесении потоком сжатого воздуха на поверхность бетонных или железобетонных конструкций слоя бетона или других строительных растворов.

Для предотвращения разрушения конструкционных материалов температура воды, поступающей на градирни, не должна, как правило, превышать 60°C. При температуре поступающей воды выше 60°C должны применяться защитные покрытия конструкций или специальные термоустойчивые материалы. Зимой возможно обмерзание градирни. Во избежание обледенения конструкций градирен

при отрицательной температуре наружного воздуха необходимо поддерживать температуру охлажденной воды не ниже уровня 10–12°C. Градирни с железобетонными вытяжными башнями рекомендуют проектировать и сооружать в районах с расчетной средней температурой наиболее холодной пятидневки не ниже минус 30°C. Вентиляторные градирни – в районах с расчетной средней температурой наиболее холодной пятидневки не ниже минус 40°C. Градирни с каркаснообшивными башнями применяются в районах с расчетной температурой наиболее холодной пятидневки, как правило, до минус 40°C. При этом в районах с расчетной температурой пятидневки до минус 23°C обшивка башни выполняется из асбестоцементных волнистых листов усиленного профиля, при более низкой температуре – из деревянных щитов или алюминиевых гофрированных листов.

Недостатки башенных градирен:

- необходимость регулярного обслуживания оболочки и устройства градирни;
- меньшая эффективность по сравнению с прудами-охладителями и брызгальными бассейнами;
- высокая стоимость строительства;
- обмерзание в зимнее время года;
- капельный унос влаги;
- необходимость борьбы с биообрастаниями;
- большие габариты оболочки.

Достоинства башенных градирен:

- возможность применения на крупных энергетических предприятиях;
- надежность;
- эффективность по сравнению с сухими градирнями;
- меньшие площади для строительства по сравнению с брызгальными бассейнами, прудами-охладителями;
- меньшие затраты электроэнергии на собственные нужды по сравнению с вентиляторными градирнями;
- низкие эксплуатационные затраты;
- продолжительный срок эксплуатации.

Атмосферные (открытые брызгальные) градирни

Атмосферные градирни (рис. 17.19) имеют узкую область применения. Они используются преимущественно в системах охлаждения с расходом циркуляционной воды от 10 до 500 м³/ч, при удельной тепловой нагрузке 29,3–62,6 МДж/(м² ч), обеспечивая охлаждение воды на 5–10°C. По условиям надежности отведения тепла они применяются для промышленных установок, допускающих снижение подачи воды не более 10 сут, а перерыв в подаче воды на время выключения поврежденных и включения резервных элементов или проведения ремонта, не более чем на 6 ч.

Система водораспределения представлена в виде двухзонной напорной трубчатой системы с водоразбрызгивающими соплами. Верхняя зона используется в летнее время года, нижняя – в зимнее.

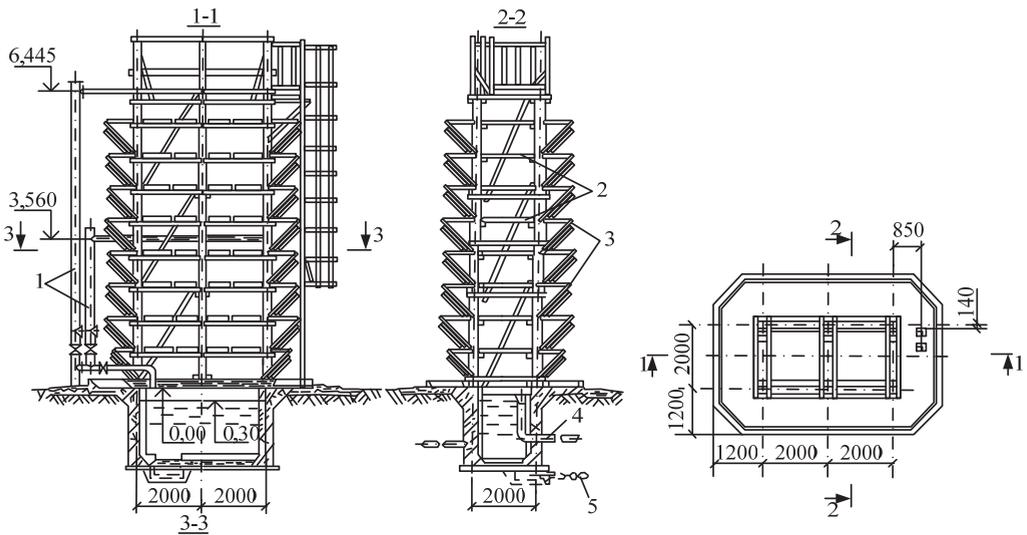


Рис. 17.19. Атмосферная градирня:

1 – ороситель; 2,3 – системы распределения воды;
4 – воздушнонаправляющие жалюзи; 5 – водосборный бассейн

Недостатки атмосферных градирен:

- повышенный каплеунос;
- необходимость отведения значительных площадей под строительство;
- шумовое воздействие.

Достоинства атмосферных градирен:

- низкий уровень эксплуатационных затрат;
- сравнительно низкие капитальные затраты на строительство.

Вентиляторные мокрые градирни

Вентиляторные градирни применяются в системах оборотного водоснабжения, требующих устойчивого и глубокого охлаждения воды, при высоких удельных гидравлических и тепловых нагрузках, при необходимости сокращения объема строительных работ, маневренного регулирования температуры охлажденной воды средствами автоматизации.

Конструкция данного вида градирен сходна с башенными. Основное отличие – наличие вентилятора (нагнетателя) воздуха. Конструкция градирни включает в себя: оболочку, состоящую из каркаса, обшитого листовым материалом; водораспределительное устройство; ороситель; водоуловитель; водосборный бассейн и вентиляторную установку. Таким образом, движение воздуха в вентиляторной градирне принудительное, тяга – искусственная. Конструкция типовой противоточной вентиляторной градирни приведена на рис. 17.20. Вентиляторные градирни часто имеют секционное исполнение, но могут быть отдельно стоящими. В поперечном сечении они имеют форму квадрата, прямоугольника, многоугольника или круга.

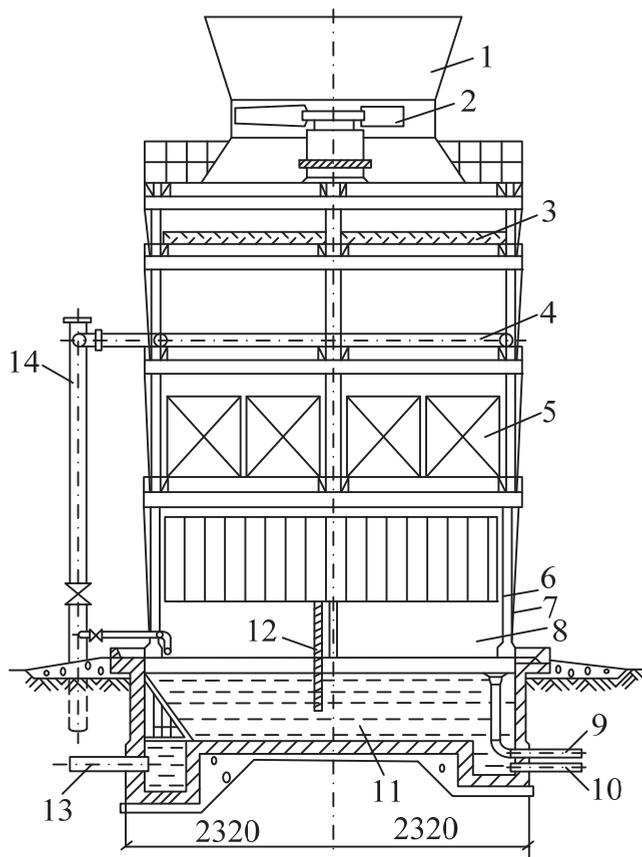


Рис. 17.20. Вентиляторная градирня:

- 1 – диффузор; 2 – вентилятор; 3 – водоуловитель; 4 – водораспределительная система;
 5 – оросительное устройство; 6 – воздухонаправляющий козырек; 7 – воздухоходные окна;
 8 – воздухораспределительное пространство; 9 – переливной водовод; 10 – грязевой водовод;
 11 – водосборный бассейн; 12 – ветровая перегородка; 13 – отводящий водовод;
 14 – подводящий водовод

В вентиляторных градирнях, как правило, применяются низконапорные трубчатые системы распределения воды с разбрызгивающими соплами. В отличие от башенных градирен, на вентиляторных применяются преимущественно сопла тангенциального (а), ударного с зубчатым отражателем (б) и раструбного вида (в) (рис. 17.21).

В целом, конструкции водораспределительной, оросительной и каплеулавливающей систем сходны с элементами башенной градирни. Важным элементом вентиляторной градирни является вентиляторная система. Именно она создает поток воздуха и циркуляцию воздуха внутри конструкции.

Вентиляторные системы градирни подразделяются на нагнетательные и осевые отсасывающие (вытяжные) агрегаты, а в зависимости от способа присоединения электродвигателя на вентиляторы с прямым или редукторным приводом. Электродвигатели могут быть одно- и многоскоростными.



а)



б)



в)

Рис. 17.21. Примеры конструкции сопел

Как правило, нагнетательные вентиляторы используются снизу конструкции градирни (рис. 17.22), вытяжные (рис. 17.23) – сверху. В настоящее время нагнетательные вентиляторы применяются преимущественно на небольших энергообъектах. Нагнетательный вентилятор создает поток около 1,7–2,5 м/сек, а высасывающий уже 8–10 м/сек. При этом поток влажного воздуха во втором случае строго вертикален, что почти полностью исключает рециркуляцию и ухудшение охлаждения.

Установки с прямым приводом характеризуются компактностью, надежностью, простотой обслуживания и сравнительно высоким КПД. В свою очередь, электродвигатели с приводом имеют меньшую массу и могут быть вынесены за пределы влажной зоны градирни.

Выбор типа вентилятора и электродвигателей для их привода является важной задачей, так как это влияет на потребление электроэнергии и уровень шума градирни.

Существуют следующие требования к оболочкам вентиляторных градирен. Вентиляторные градирни с железобетонным несущим каркасом следует применять в районах с расчетной температурой наружного воздуха минус 40°C и выше, кроме градирен, эксплуатируемых в условиях, когда обратная вода агрессивна к сульфатостойкому бетону или происходит частая остановка градирен в течение суток или недели из-за отрицательных температур атмосферного воздуха.

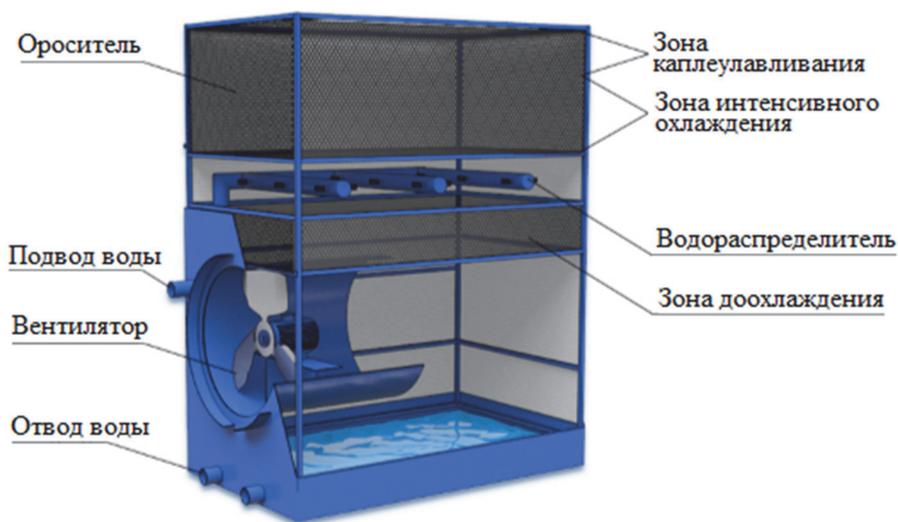


Рис. 17.22. Вентиляторная нагнетательная градирня



Рис. 17.23. Вентиляторная вытяжная градирня

Вентиляторные градирни со стальным несущим каркасом могут быть применены:

- в местностях с расчетной температурой наружного воздуха ниже 40°C;
- в случаях установки их на кровлях зданий и сооружений;
- в районах, труднодоступных или отдаленных от предприятий, изготовляющих элементы сборных железобетонных конструкций;

– в случаях частой остановки работы градирен из-за отрицательных температур атмосферного воздуха (в течение суток или недели).

Для предотвращения обмерзания вентиляторных градирен с противотоком воздуха и воды используются следующие технические решения:

– регулируемые жалюзийные решетки или решётки из оцинкованной стали с увеличенными расстояниями между неподвижными жалюзи;

– временная (сезонная) заглушка отверстия входа воздуха;

– байпас оборотной воды в поддон градирни или удаленную емкость;

– двухскоростные двигатели или двигатели с плавным регулированием скорости вращения;

– электрические или паровые обогреватели воды в бассейне градирни (если вода не полностью сливается в удаленную емкость);

– электрообогрев вокруг цилиндров вентиляторов и подогрев электродвигателей перед запуском в холодное время (после длительных остановок);

– применение дополнительного оребрения теплообменников для работы в сухом режиме для градирен закрытого типа;

– работа градирен закрытого типа или испарительных конденсаторов с удаленным баком.

В зимнее время необходимо при отрицательных температурах наружного воздуха производить визуальный осмотр градирни, особенно воздухозаборных решеток и насадок.

Необходимо постоянно отслеживать температуру охлажденной (возвратной) воды и не допускать ее падения ниже 16°C.

Недостатки вентиляторных градирен:

– повышенный шум;

– значительный каплеунос;

– высокие эксплуатационные затраты;

– затраты электроэнергии на привод вентиляторов;

– возможность обмерзания зимой;

требовательность к обслуживанию.

Достоинства вентиляторных градирен:

– относительно простая конструкция;

– возможность заводской сборки;

– модульность (секционность) конструкции;

– компактные размеры;

– сравнительно низкие капитальные вложения в строительство по сравнению с башенными градирнями.

Вентиляторные сухие градирни

Данный тип установок изобрели венгерские инженеры Л. Геллер и Л. Форго. В вентиляторных (сухих) градирнях происходит передача тепла от воды воздуху через стенку радиаторов за счет теплопроводности и конвекции. Данный тип гра-

дирен мало распространен, поскольку применяется только тогда, когда имеется дефицит воды, на ТЭС необходимо избежать прямого контакта охлаждаемой воды и воздуха или по технологическим причинам нельзя допускать глубокого охлаждения воды в испарительных установках. Сухие градирни состоят из следующих элементов: радиаторов из оребренных алюминиевых, углеродистых, нержавеющей или латунных труб, по которым протекает охлаждаемая вода, осевых вентиляторов, направляющих воздух через радиаторы; воздухоподводящих патрубков, обеспечивающих подвод воздуха к вентилятору, и опорных конструкций. Сухие градирни бывают с естественной и принудительной тягой.

Принципиальные схемы сухой градирни приведены на рис. 17.24, 17.25.

Недостатки сухих градирен:

- высокая стоимость;
- большой расход электроэнергии по сравнению с испарительными градирнями;
- низкая эффективность;
- возможность замерзания циркуляционной воды зимой;
- значительные габариты;
- сложность технического обслуживания.

Достоинства сухих градирен:

- практически отсутствуют безвозвратные потери воды;
- возможность создания закрытого контура воды, не контактирующего с воздухом;
- использование при высоких температурах циркуляционной воды после технологического циклов агрегатов (при температурах свыше 40°C);
- возможность работы на этиленгликоле;
- отсутствие капельного уноса.

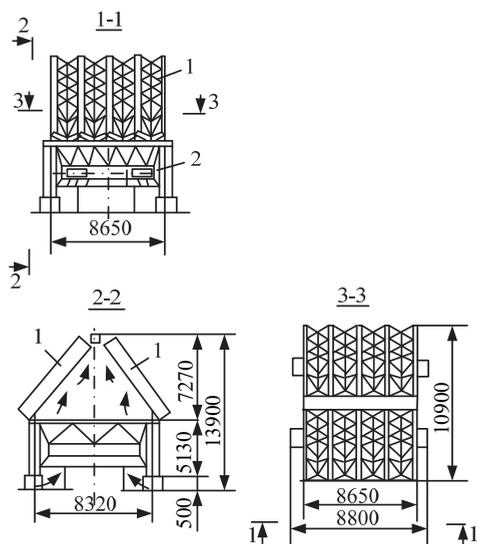


Рис. 17.24. Общий вид секции сухой градирни с принудительной тягой:

1 – секции оребренных труб (радиаторов) или «охлаждающие дельты»; 2 – вентилятор

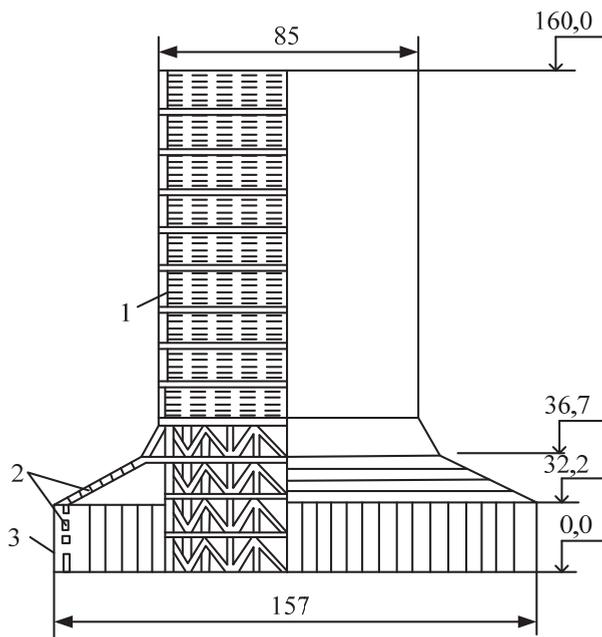


Рис. 17.25. Схема сухой градирни с естественной тягой:

1 – вытяжная башня; 2 – охладительные дельты (радиаторы); 3 – жалюзийные решётки

Несмотря на ряд недостатков, сухие градирни применяются на современных ТЭС. Они были установлены на ТЭС в г. Сочи, а также на целом ряде ГТЭС в Москве (Москва Сити – 130 МВт, Строгино – 2×130 МВт), ГТЭС Кожухово – 340 МВт, Терешково – 340 МВт, Разданской и Билибинской АЭС и др. объектах.

Гибридные градирни

Гибридные градирни (рис. 17.26) сочетают, в принципе, сухой и мокрый тип охлаждения циркуляционной воды. Конструкция включает в себя основные элементы: несущий каркас, коллекторный бассейн, ороситель, теплообменники сухого охлаждения, смесительные модули, вентилятор с приводом, водораспределительную систему, вентилятор. На рисунке 17.26 приведена принципиальная схема такой градирни.

Нагретая циркуляционная вода проходит сначала через сухое отделение градирни, где часть тепла циркуляционной воды передается воздушному потоку, который, как правило, создается вентилятором. После прохождения сухого отделения градирни вода продолжает охлаждаться в мокром отделении. Принцип его действия аналогичен испарительной градирне. Нагретый воздух из сухого отделения смешивается с паром из мокрого отделения в верхней части градирни, понижая, таким образом, относительную влажность воздуха перед его выпуском в атмосферу, что снижает вероятность образования парового факела над градирней. Все гибридные градирни в настоящее время выполняются с принудительной тягой, однако имеются проекты с естественной.

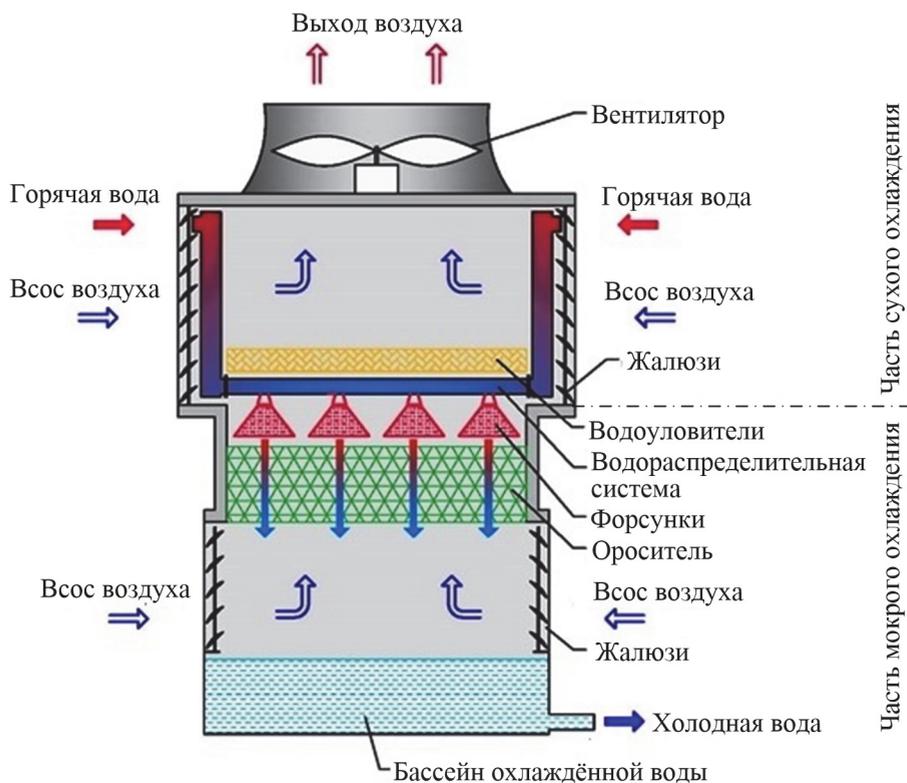


Рис. 17.26. Конструкция гибридной градирни

Недостатки гибридных градирен:

- затраты электроэнергии на привод вентилятора;
- ограниченный температурный интервал циркуляционной воды (25–55°C), при температуре выше 55°C начинает более интенсивно происходить накипеобразование;

– высокие капитальные затраты.

Достоинства гибридных градирен:

- более низкое водопотребление, чем у мокрых градирен;
- менее интенсивный факел парения в сравнении с сухими вентиляторными градирнями;
- затраты электроэнергии на привод вентилятора меньше, чем у мокрых вентиляторных градирен.

Эжекционные градирни

Данный тип является менее распространенным в сравнении с вентиляторными и башенными градирнями. Поток воздуха в эжекционных градирнях возникает в результате эжекции воздуха потоком воды. Для этого используются специальные эжекционные форсунки и направляющие устройства для водо-воздушных потоков. Эффект эжекции заключается в следующем: среда с высоким давлением,

движущаяся с большой скоростью, увлекает за собой среду с более низким давлением. Увлеченный поток называется эжектируемым. В процессе смешения двух сред происходит выравнивание скоростей. Основная особенность физического процесса эжекции заключается в том, что смешение потоков происходит при больших скоростях эжектирующего (активного) потока, в случае градирни – потока оборотной воды. В эжекционных градирнях (рис. 17.27, 17.28) циркуляционная вода по коллектору подается к эжекционным форсункам и распыляется ими в эжекционные каналы. Смешиваясь с воздухом, циркуляционная вода охлаждается и самотеком поступает в приемную емкость. Разбрызгивание воды происходит при давлении 0,3–0,4 МПа, мелкодисперсный факел с частицами 0,2 мм движется со скоростью 16–20 м/с. Применение эжекционных градирен целесообразно при малых расходах воды или при температурах циркуляционной воды свыше 60°C. Брызгальные градирни отличаются от эжекционных давлением подаваемой циркуляционной воды.

Недостатки эжекционных градирен:

- высокая потребляемая мощность насосов для распыления циркуляционной воды;
- необходимость поддержания высокого давления нагнетания;
- большой капельный унос;
- сложность эксплуатации зимой ввиду мгновенного замерзания водяной взвеси.

Достоинства эжекционных градирен:

- отсутствие ограничений в температуре нагретой циркуляционной воды перед её охлаждением;
- в конструкции нет подвижных частей и вентилятора.



Рис. 17.27. Внешний вид эжекционной градирни

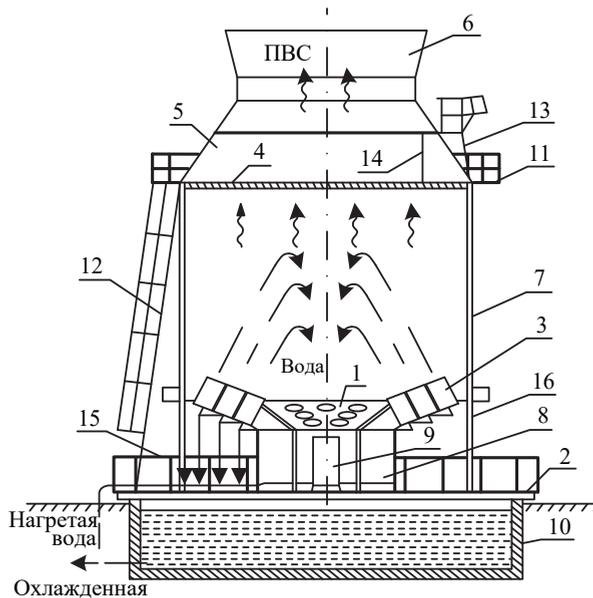


Рис. 17.28. Конструкция эжекционной градирни:

- 1 – водослив; 2 – площадка технологическая; 3 – канал эжекционный; 4 – каплеуловитель; 5 – конфузор; 6 – диффузор; 7,8 – ограничения корпуса и ветровых перегородок; 9 – дверь; 10 – бассейн для сбора охлажденной воды; 11 – площадка верхняя; 12 – лестница; 13 – лестница верхняя; 14 – лестница внутренняя; 15 – водораспределительная система; 16 – роль-ставни

17.4. Сравнение различных систем охлаждения циркуляционной воды

Выбор системы охлаждения для ТЭС является сложной задачей, требующей анализа множества факторов. Как видно из данных табл. 17.1 необходимо принимать во внимание тип станции и характеристики технологического цикла. Наиболее предпочтительной системой охлаждения с точки зрения создания глубоко вакуума, отвода земли под строительство и сброса солей в водоисточник является прямоточная система охлаждения. Однако действующее законодательство накладывает ограничение на использование данного способа, таким образом формируется задача поиска компромиссного варианта системы охлаждения циркуляционной и технической воды для новых и модернизируемых объектов генерации уже исходя из особенностей их расположения, мощности, технологического цикла и т.д.

В отечественной энергетике в настоящее время широко используются оборотные системы охлаждения циркуляционной воды. Наибольшую глубину охлаждения обеспечивают вентиляторные градирни. Несмотря на сравнительно компактные размеры оборотных систем водоснабжения с градирнями, необходимо принимать во внимание особенности их эксплуатации. На площадке ТЭС обеспечивается беспрепятственный доступ атмосферного воздуха к градирням и благоприятные условия для отвода увлажненного воздуха, выбрасываемого из них.

Расстояние от зданий до градирен должно быть в 1,5 раза выше их высоты. Необходимо учитывать розу ветров и направление зимних ветров для предупреждения увлажнения и обмерзания зданий и сооружений возле градирен. Техничко-экономические и экологические показатели градирен приведены в табл. 17.2.

Таблица 17.1

Сравнение различных систем охлаждения

Характеристика показателей	Показатель	Система			
		прямочная	оборотная		
			с малыми водохранилищами-охладителями	с брызгальной установкой	с испарительной градирней
Теплотехнические	Среднегодовая температура охлаждающей воды, °С	11	16	20	22
	Температура конденсации пара, °С	26	31	36	39
	Противодавление турбины, кПа	3,4	4,5	6,5	7,1
	КПД ТЭС, %	38,4	37,5	36,1	35,2
Расход природных ресурсов	Дополнительный удельный расход условного топлива, т/(ГВт · ч)	0	9	23	32
	Безвозвратное водопотребление, м ³ /(ГВт · ч)	1000	1400	2200	2200
	Отвод земли под водоохладители, га/ГВт	0	570	60	5
Выбросы в окружающую среду	Сброс тепла в атмосферу, ГДж/(ГВт · ч), Гкал/(ГВт · ч)	5778 1380	6071 1450	6364 1520	6699 1600
	Сброс солей в водосточник, т/(ГВт · ч)	0,3	0,9	1,3	1,5
Экономические	Эксплуатационные затраты (в долях затрат на прямочную систему)	1,0	0,94	2,1	2,87
	Расход электроэнергии, ГВт · ч в год	0,05	0,04	0,07	0,10

Основные факторы, влияющие на выбор градирен для ТЭС:

- величина охлаждения воды;
- производительность;
- размеры площадки под возведение;
- особенности технологического цикла ТЭС: температура циркуляционной воды на входе в градирню, ограничения по температуре на выходе из градирни;
- климатические и метеорологические условия размещения площадки ТЭС;
- геологические и гидрологические условия;
- расположение относительно застройки;

- химический состав добавочной и оборотной воды;
- эксплуатационные издержки;
- ремонт и техническое обслуживание;
- надежность работы;
- технико-экономические и финансово-экономические показатели проекта.

Таблица 17.2

Технико-экономические и экологические показатели градирен при охлаждении циркуляционной воды с температурой не более 45 °С

Показатель	Тип градирни			
	Вентиляторные	башенные	атмосферные	воздушные радиаторные
Удельная тепловая нагрузка, кВт/м ²	93–175	70–120	35–60	0,25–2
Перепад температур воды, °С	3–20	5–15	5–10	5–10
Температура охлажденной воды (среднегодовая), °С	16–18	21–23	26–28	30–32
Глубина охлаждения воды, °С	4–5	8–10	10–12	20–35
Выбросы в окружающую среду, отнесенные к 1 м ³ охлаждаемой воды:				
– тепла с паровым факелом, МДж/ч;	12–80	20–60	20–40	20–40
– воды с капельным уносом и продувкой, м ³ /ч (не более)	0,035	0,03	0,02	
Выбросы загрязнений с капельным уносом и продувкой, кг/ч, до:				
– органических веществ;	0,01	0,007	0,007	–
– минеральных солей;	0,3	0,2	0,17	–
– механических примесей	0,01	0,007	0,007	–

При использовании оборотных систем необходимо помнить о выполнении эксплуатационных требований, основной целью которых является обеспечение надежности работы ТЭС, поддержание расчетной охлаждающей способности. При использовании градирен контроль за их работой осуществляется ежедневно.

Детальный осмотр элементов водораспределительного и оросительного устройств башенной градирни с отключением отдельных зон орошения должен производиться не реже двух раз в год перед летней и зимней эксплуатацией, детальное обследование металлических каркасов вытяжных башен обшивных градирен – не реже одного раза в 10 лет, железобетонных оболочек – не реже одного раза в 5 лет. На основании детального осмотра градирни составляется ведомость дефектов с указанием способов и сроков их устранения. Текущие ремонты вентиляторных градирен с ревизией вентиляторов должны проводиться ежегодно, обычно весной; капитальные ремонты проводятся по мере необходимости, но не реже одного раза в четыре года, с занесением в паспорт объема основных выполненных работ.

Особое внимание уделяется эксплуатации водоуловительных, водораспределительных и оросительных систем. Проблемы в системах водораспределения возникают, как правило, в результате несовершенства конструкции разбрызгивающих сопел, их загрязнения, поломки либо отсутствия, несоответствия фактического напора воды у сопла расчетному, а также из-за неправильного расположения сопел по площади градирни. Оросительные системы загрязняются биообрастаниями, грязью, пылью из атмосферы. Существует также проблема засорения оросительных систем солями карбоната кальция, магния. Очистку выполняют химическим и гидродинамическим способами с применением пневмопушек. Для исключения накипеобразования в процессе эксплуатации необходимо поддерживать в циркуляционной системе необходимое качество воды. Постоянный контроль за качеством циркуляционной воды осуществляется эксплуатационным персоналом химического цеха ТЭС. Для исключения сверхнормативных потерь с капельным уносом необходимо следить за состоянием водоулавливающих устройств. Для исключения их засорения производится промывка водой под давлением.

Основной причиной аварийных поломок вентиляторов является неудовлетворительная балансировка или разбалансировка крыльчаток в процессе работы, вызывающая сильную вибрацию. Для предупреждения поломок вентиляторов необходимо устройство противоаварийной защиты – автоматическое отключение вентилятора при мгновенной динамической и вибрационной перегрузке, при коротком замыкании.

Состояние водосборного бассейна башенных градирен проверяется по уровню воды в нем.

Согласно контрольная проверка работы градирни должна производиться в летнее время. Перед проведением опытов необходимо произвести детальный осмотр градирни и устранить обнаруженные при осмотре дефекты. При сравнении расчетного значения температуры охлажденной воды с фактическим значением расчетную температуру определяют по контрольным значениям. Для определения расчетного значения температуры охлажденной воды башенной градирни необходимо иметь численные значения следующих параметров: плотности орошения, перепада температур воды, температуры воздуха и его относительной влажности, скорости ветра и барометрического давления.

Плотность орошения определяется по формуле:

$$q = \frac{Q}{F}, \quad (17.1)$$

где Q – расход воды, поступающей на градирню, м³/ч; F – площадь орошения, м².

Перепад температур охлаждающей воды составит:

$$\Delta t = t_2 - t_1, \quad (17.2)$$

где t_1 – температура воды на входе в градирню, °С; t_2 – температура воды на выходе из градирни, °С.

Расчетное значение температуры охлажденной воды по номограммам определяется как сумма

$$t_{2\text{рас}} = t_2 + t_2^0 + t_2^B, \quad (17.3)$$

где $t_{2\text{рас}}$ – расчетное значение температуры по нормативным характеристикам ба-
шенных градирен площадью орошения 500–4200 м² с учетом поправки на ветер;
 t_2^0 – поправка на температуру и влажность воздуха, °С; t_2^B – поправка на влияние
скорости ветра, °С.

Контроль за работой вентиляторных градирен осуществляется путем сопоставления фактических температур охлажденной вода с расчетными, определенными для среднемесячных или выборочных среднесуточных значений показателей работы градирни, определенных при средних скоростях ветра, меньших 3 м/с.

17.5. Насосное оборудование и водоводы ТЭС

Насосные станции систем циркуляционного и технического водоснабжения по своему назначению делятся на циркуляционные и технической (добавочной) воды. Циркуляционные насосные станции по степени обеспеченности подачи воды относятся к I категории. Количество насосов определяют по универсальным характеристикам насосов с учетом напорно-расходных характеристик системы циркуляционного и технического водоснабжения ТЭС для всех режимов эксплуатации насосов.

Водоприемные устройства циркуляционных насосных станций и насосных станций добавочной воды должны быть оборудованы сороудерживающими решетками, водоочистными сетками, затворами, ремонтными заграждениями и подъемно-транспортными средствами при их отсутствии на водозаборном сооружении. Береговые насосные станции, как правило, дополнительно оборудуются решеткоочистными машинами. На водоемах-охладителях и насосных станциях технической (добавочной) воды водоприемные устройства дополнительно оснащаются рыбозащитными устройствами.

В зимний период предусматриваются заглубленные под минимальный зимний уровень забральные стенки перед водозаборными окнами и подвод к ним теплой воды.

В блочных насосных станциях устанавливается, как правило, один циркуляционный насос на каждый поток конденсационного устройства. В насосных станциях технической (добавочной) воды следует устанавливать не менее двух рабочих и одного резервного насосных агрегатов.

Мощность электродвигателей циркуляционных насосов выбирается с учетом возможности работы во всех режимах, отвечающих характеристикам насосов, при пуске и развороте агрегатов как при номинальном напряжении на клеммах электродвигателей, так и при напряжении, равном 0,8 от номинального. Для обеспечения надежности пуска и останова циркуляционных насосов следует, при

необходимости, предусматривать двухскоростные электродвигатели, клапаны или вестовые трубы для выпуска воздуха из верхних точек системы, клапаны срыва вакуума в верхних точках сливных водяных камер конденсаторов, предварительное заполнение водой циркуляционных трубопроводов с помощью пусковых эжекторов циркуляционной системы, устройство холостых водовыпусков из напорных трубопроводов.

Водоводы систем циркуляционного и технического водоснабжения подразделяются на:

- циркуляционные водоводы;
- трубопроводы технической воды;
- открытые и закрытые каналы.

К циркуляционным водоводам относятся водоводы подачи охлаждающей воды к конденсаторам турбин, основному теплообменному оборудованию машзала ТЭС, гидроохладителям, а также водоводы, отводящие охлаждающую воду от указанного оборудования и сооружений. Как правило, предусматривается прокладка не менее двух магистральных циркуляционных водоводов. Блочные циркуляционные водоводы прокладываются, как правило, по принципу: один трубопровод на каждый поток конденсатора. К трубопроводам технической воды относятся трубопроводы, предназначенные для обслуживания собственных нужд насосных станций, камер переключения, других сооружений технического водоснабжения, а также трубопроводы подачи технической (добавочной) воды для подпитки оборотной системы охлаждения, для водоподготовительных установок и трубопроводы продувки.

Для подачи добавочной воды в оборотные системы циркуляционного и технического водоснабжения проектируется, как правило, один водовод. При этом следует предусматривать на площадке электростанции или вблизи нее емкость запаса технической воды на время ликвидации возможной аварии на водоводе.

Контрольные вопросы и задания

1. Какие общие требования предъявляются к системам циркуляционного и технического водоснабжения?
2. По какому принципу можно классифицировать системы циркуляционного и технического водоснабжения?
3. Дайте определение понятию «прямоточные системы технического водоснабжения». Какой документ ограничивает строительство подобных систем на новых энергообъектах?
4. Дайте определение понятию «оборотные системы технического водоснабжения». Какие виды данных систем Вы знаете?
5. Расскажите о принципе работы и конструкции прудов охладителей. Где они применяются?

6. Расскажите о принципе работы и конструкции брызгальных бассейнов. Где они применяются?
7. Приведите классификацию градирен, области их применения.
8. Перечислите факторы негативного воздействия на материал оболочек башенных градирен в процессе эксплуатации.
9. Какие предъявляются требования к материалам оболочки градирен?
10. Почему возникает тяга в башенной градирне?
11. Что такое водораспределительное устройство градирни? В чем заключаются особенности его конструктивного исполнения?
12. Что такое оросительное устройство градирни? Назначение и конструктивные особенности.
13. Что такое водоуловительное устройство градирни? Назначение и конструктивные особенности.
14. Каковы конструктивные особенности, принцип действия башенных градирен? Преимущества и недостатки.
15. Каковы конструктивные особенности, принцип действия вентиляторных градирен? Преимущества и недостатки.
16. Каковы конструктивные особенности, принцип действия сухих градирен? Преимущества и недостатки.
17. Каковы конструктивные особенности, принцип действия гибридных градирен? Преимущества и недостатки.

Глава 18. ТОПЛИВНОЕ И ЗОЛОВОЕ ХОЗЯЙСТВА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

18.1. Общие положения

На каждой электростанции создается топливно-транспортное хозяйство, представляющее собой комплекс технологически связанных устройств, механизмов, машин и сооружений для приема, разгрузки, хранения, подготовки и подачи топлива в котельную.

Качество всех видов поставляемого электростанции топлива должно соответствовать техническим условиям на поставку.

Твердое и жидкое топливо на электростанции доставляется преимущественно железнодорожным транспортом. При небольшом удалении электростанции от места добычи твердого топлива в качестве альтернативного может рассматриваться конвейерный транспорт или трубопроводный транспорт угля, когда топливо подается в виде водоугольных суспензий. С близрасположенных нефтеперерабатывающих заводов мазут может подаваться на электростанцию по трубопроводам.

На железнодорожных станциях ТЭС предусматривают пути приема, отправления, обгонные, а в ряде случаев пути для сортировочного парка, весовые с установкой на них железнодорожных весов, тупики для вагонов и обслуживания локомотивов. К железнодорожным станциям присоединяются железнодорожные пути размораживающих и разгрузочных устройств. Число путей на железнодорожной станции ТЭС определяется количеством поступающих маршрутов в сутки с учетом коэффициента неравномерности поездов.

В технологический процесс работы подъездных путей ТЭС и станции примыкания при приеме твердого топлива входят следующие операции: подача маршрута с углем со станции примыкания на ТЭС, взвешивание угля, разбивка железнодорожного маршрута (состава) на ставки и маневровые работы на ТЭС, разгрузка вагонов с углем, сбор и ремонт порожняка, и его возврат на станцию примыкания. Для маневровой работы на путях электростанции должны использоваться тепловозы или электровозы. При разгрузке вагонов для надвига их в вагоноопрокидыватели применяются электротолкатели или, при соответствующем обосновании, электровозы с дистанционным управлением. Порожняк должен откатываться специальными маневровыми устройствами. Электротолкатели и маневровые устройства поставляются вместе с вагоноопрокидывателем заводом-изготовителем.

На электростанциях периодически проводятся анализы качества поступающего топлива; кроме того, контрольные анализы делаются во всех случаях, когда возникают сомнения в соответствии качества топлива условиям поставки. Пробы угля и сланца отбираются из вагонов, а мазута – из цистерн. Отбирают три образца

пробы: первый для лаборатории электростанции, второй для лаборатории поставщика, а третий в качестве арбитражного хранится на ТЭС. В случае если обнаружены расхождения с данными поставщика, ему должны быть предъявлены в установленном порядке материальные претензии.

Все поступающее на электростанцию топливо подлежит строгому учету. Для взвешивания топлива на электростанциях применяются автоматические электронно-тензометрические весы, взвешивающие каждый вагон в два приема (потележно) на ходу без расцепки с точностью $\pm 1\%$ при скорости движения вагонов до 6 км/ч.

Количество жидкого топлива в цистернах может быть определено измерением его объема и плотности.

Количество поступающего газообразного топлива контролируется расходомерами.

Расчетный срок службы тепловых электростанций составляет десятилетия, поэтому при проектировании станции оборудование топливно-транспортного хозяйства следует выбирать с учетом возможного ухудшения качества поставляемого топлива, что может быть связано с выработкой месторождений высококачественного топлива, усложнением условий его добычи.

18.2. Топливное хозяйство пылеугольной электростанции

Топливное хозяйство пылеугольной электростанции обеспечивает прием топлива, его хранение, а также подготовку топлива к сжиганию. При определении количества маршрутов суточный расход топлива принимается исходя из 24-часовой работы всех установленных котлов при их номинальной производительности. Расход топлива водогрейными котлами устанавливается из условия 24-часовой их работы с учетом покрытия тепловых нагрузок при средней температуре самого холодного месяца.

Компоновка объектов топливного хозяйства зависит от характеристик топлива, вида используемых механизмов и машин, мощности станции. Для повышения надежности эксплуатации, простоты управления и сокращения объемов пусковых комплексов топливное хозяйство ТЭС мощностью 4000 МВт и более разделяют на две самостоятельные части, предусматривается автономная подача топлива на несколько блоков по идентичным схемам.

Типовая технологическая схема топливоподачи ТЭС показана на рис. 18.1. Разгрузочное устройство оборудовано вагоноопрокидывателями, разгружающими вагоны с углем в приемные бункера. Смерзшееся топливо перед разгрузкой размораживают в тепляках. Если производительность топливоподачи менее 400 т/ч, устанавливают один вагоноопрокидыватель, от 400 до 1000 т/ч – два вагоноопрокидывателя. Для электростанций с производительностью топливоподачи свыше 1000 т/ч количество вагоноопрокидывателей выбирается исходя из 12 опрокидываний в час вагонов средневзвешенной грузоподъемности плюс один резервный вагоноопрокидыватель. Топливо доставляется на ТЭС в полувагонах грузоподъемностью 63, 94 и 125 т.

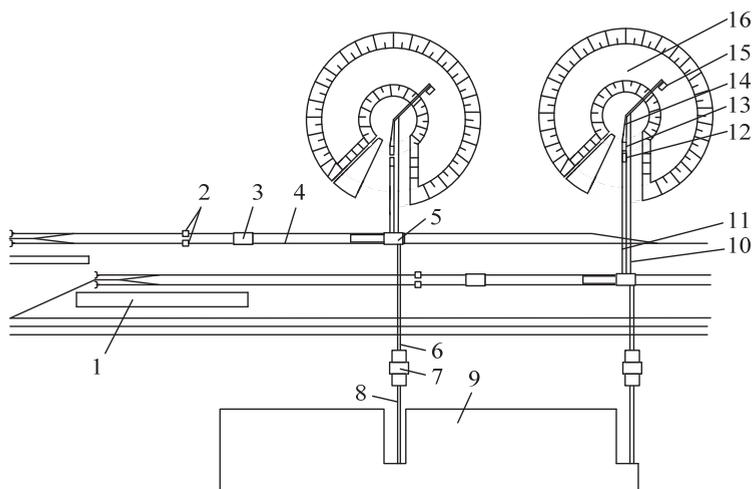


Рис. 18.1. Схема топливоподачи пылеугольной ТЭС:

- 1 – размораживающее устройство; 2 – электротележка-толкатель;
 3 – разгрузочное устройство; 4 – конвейеры от разгрузочного устройства;
 5 – узел пересыпки; 6 – конвейеры в дробильный корпус;
 7 – дробильный корпус; 8 – конвейеры в главный корпус; 9 – главный корпус;
 10 – конвейер на склад; 11 – конвейер со склада; 12 – загрузочный бункер;
 13 – узел пересыпки; 14 – конвейер в узел пересыпки;
 15 – роторная погрузочная машина-штабелер; 16 – склад топлива

Для электростанции на фрезерном торфе тип разгрузочного устройства (безъемкостное, траншейное, с многоковшовыми перегружателями и пр.) определяется в каждом конкретном случае с учетом расхода торфа и типа вагонов.

Приемные бункера вагонопрокидывателей перекрывают решетками с размерами ячеек не более 400×400 мм, расширяющимися к низу. Крупные куски топлива измельчаются и проталкиваются перемещающимися над решетками дробильно-фрезерными машинами. Под бункером устанавливаются питатель и дискозубчатая дробилка для грубого измельчения топлива. Для предохранения дробилок от поломок металлическими примесями перед ними устанавливаются шкивные электромагнитные сепараторы, являющиеся одновременно приводными барабанами ленточных транспортеров. После дробилок топливо с помощью ленточных конвейеров подается в узел пересыпки. Подача топлива от каждого вагонопрокидывателя производится одним ленточным конвейером, производительность которого равна производительности вагонопрокидывателя.

Нумерация конвейеров топливного хозяйства ведется по ходу топлива от разгрузочного устройства в главный корпус, на склад и со склада.

В узле пересыпки № 1 топливо с конвейеров № 1 с помощью распределителей, в качестве которых обычно используются перекидные шиберы, направляется на одну из ниток конвейера № 2, которым транспортируется в дробильный корпус. Здесь топливо либо поступает в дробилки, либо сбрасывается плужковыми

сбрасывателями на конвейер подачи топлива на склад. Молотковые дробилки измельчают топливо до размера 25 мм. Для отсева мелких фракций топлива, не требующих дробления, перед дробилками размещаются грохоты или стационарные колосниковые решетки. После дробилок топливо с помощью ленточных конвейеров поступает на второй узел пересыпки главного корпуса ТЭС, где перегружается на конвейеры бункерной галереи, которые распределяют его по бункерам котлов. Количество поступающего к котлам топлива контролируется взвешиванием его на конвейерах после дробилок.

Полезная вместимость бункеров топлива паровых котлов принимается из условия обеспечения не менее восьмичасового запаса для каменных углей марки АШ и не менее пятичасового для бурых углей.

Производительность всех установленных дробилок тонкого дробления должна быть не меньше производительности всех ниток топливоподачи в котельное отделение. Каждая нитка конвейера № 2 работает со своей парой дробилок, причем в работе могут находиться одна из дробилок данной пары либо обе дробилки одновременно.

Перед молотковыми дробилками устанавливают подвесной саморазгружающийся электромагнитный металлоискатель и металлоотделитель, а после дробилок – шкивный и подвесной электромагнитные металлоотделители. При средних мельницах устанавливают уловители немагнитного металла. При шаровых барабанных мельницах металлоуловители устанавливают только до дробилок. Кроме этого, в дробленом топливе могут случайно находиться древесная щепа, тряпье и бумага, которые являются причиной аварий механизмов пылеприготовления и горелок котла. Для их удаления используются щепоуловители. Щепоуловитель представляет собой гребенчатый ротор диаметром около 1 м с несколькими рядами гребенок по окружности. Их устанавливают в потоке мелкодробленого топлива, падающего с барабана ленточного конвейера (в частности, на узле пересыпки в главном корпусе электростанции). При вращении ротора гребенки прочесывают поток падающего угля, выхватывая примеси, и удаляют их.

Конвейерами № 3 топливо подается в башню пересыпки бункерной галереи главного корпуса. На этих конвейерах установлены ленточные весы для текущего учета топлива, израсходованного за сутки.

На топливоподающем тракте после дробилок в узле пересыпки располагаются механические пробоотборные устройства, с помощью которых отбирают топливо при сбросе его с конвейеров и готовят усредненные пробы топлива для физико-химических анализов.

На конвейерах № 4 в бункерной галерее на каждый бункер сырого угля установлены два двусторонних плужковых сбрасывателя.

На резервный склад уголь подается конвейером №5 и роторной погрузочной машиной-штабелером (РПМ) от узла пересыпки №1. Послойная укатка угля на складе производится бульдозерами. Топливо со склада выдается в узел пересыпки №1 конвейером №6 непосредственно от РПМ.

Вместимость складов угля и сланцев принимается в зависимости количества суток, при котором может работать станция, используя эти запасы. Как правило, вместимость складов соответствует 30-суточному расходу топлива. При небольших расстояниях между ТЭС и местом добычи топлива (41–100 км) вместимость склада может быть уменьшена до 15-суточного расхода, а при расстояниях до 40 км – до 7-суточного расхода.

В системах топливоподачи широко применяются ленточные конвейеры с тканевой прорезиненной лентой шириной 1600–2000 мм и скоростью движения 1,6; 2 или 2,5 м/с. Такие транспортеры имеют производительность от 1600 до 4000 т/ч. Угол подъема стационарного конвейера может достигать 15°, а длина – нескольких сотен метров. Для сбрасывания топлива с ленты конвейера применяются плужковые сбрасыватели, которые устанавливаются над лентой и снабжаются устройством подъема и опускания.

По склонности к окислению угли, используемые на ТЭС, разделяются на четыре группы:

I группа – наиболее устойчивые к окислению, не самовозгорающиеся при хранении;

II группа – устойчивые к окислению, самовозгорающиеся в редких случаях;

III группа – средней устойчивости к окислению и самовозгоранию;

IV группа – неустойчивые с повышенной активностью к окислению и самовозгоранию.

Каменные угли I и II групп не требуют послойного уплотнения при закладке штабеля. При закладке штабеля каменные и бурые угли III и IV групп и горючие сланцы должны быть послойно уплотнены. На топливном складе разные виды топлива должны храниться в отдельных штабелях. Допускается совместное хранение углей различных марок, если не осложняется условие использования – технология их сжигания.

В соответствии с нормативными документами предельные сроки хранения энергетических углей и сланцев в уплотненных штабелях должны быть следующие: I группа – 6 лет, II – 4 года, III – 3 года и IV группа – 2 года (для углей Канско-Ачинского бассейна – 1 год).

При хранении и транспортировке топлива возможны его потери. Значения потерь топлива при переработке и хранении нормируются и составляют в зависимости от вида топлива: при разгрузке 0,05–0,1%; при пересыпках на тракте топливоподачи, подаче на склад и выдаче с него 0,15–0,25% и при хранении на складе в течение года 0,2–0,3%.

Для монтажа и ремонта технологического оборудования в помещениях топливоподачи устанавливают грузоподъемные механизмы.

Расстояние между объектами топливоподачи определяется перепадом высот при подаче топлива и допустимым углом наклона ленточных конвейеров, который не превышает 18°.

Здания и сооружения тракта топливоподачи относятся к категории пожароопасных помещений. По требованиям пожаробезопасности внутри конвейерных галерей не допускается прокладывать транзитные электрические коммуникации. В связи с этим с наружной стороны наземных конвейерных галерей устраивают мостики, на которых устанавливают металлические кабельные короба. В строительных конструкциях внутри зданий и сооружений топливоподачи должны быть исключены горизонтальные полки, на которых могут появиться отложения пыли.

Для улучшения санитарных условий труда обслуживающего персонала, а также предотвращения пожаров и взрывов, которые могут происходить из-за отложений пыли в системе топливоподачи, применяют эффективное обеспыливание. При этом используются аспирация, паро-, гидро- и пенообеспыливание. Распыленный воздухом пенораствор, содержащий поверхностно-активные вещества (в основном продукты переработки нефти), закрывает топливо пеной толщиной до 20 мм, что препятствует выходу пыли и выбиванию ее при пересыпке и разгрузке топлива. Серийно выпускаемые пенообразователи производительностью 2–3 м³/мин устанавливаются в местах разгрузки и пересыпки топлива. Для удаления угольной пыли в помещениях топливоподачи применяют туманообразователи.

Хранение топлива на складе требует постоянного наблюдения и обслуживания. Во избежание самовозгорания топлива на складе штабели и их откосы уплотняют укаткой бульдозерами и катками. Систематически контролируют температуру внутри штабеля: при непрекращающемся росте температуры выше 60°С топливо со склада отправляют в тракт топливоподачи к котлам. Кроме бульдозеров склады оснащены кранами-перегрузчиками непрерывного действия с ковшовыми транспортерами производительностью 1800 т/ч и пролетом моста 90 м или роторными погрузочными машинами производительностью 1500–2000 т/ч.

18.3. Мазутное хозяйство

В качестве жидкого топлива на ТЭС используется мазут, который является продуктом переработки нефти. Почти все тепловые электростанции располагают мазутным хозяйством: ТЭС на мазуте – основным; ТЭС на газе – аварийным (при круглогодичной подаче газа от одного источника) или резервным (при сезонной подаче газа); ТЭС на твердом топливе – растопочным. Для электростанций на газе, получающих газ круглогодично от двух независимых источников, мазутное хозяйство при соответствующем обосновании может не создаваться.

Суточный расход мазута определяется в расчете на двадцатичасовую работу всех энергетических паровых котлов при номинальной нагрузке и двадцатичетырехчасовую работу водогрейных котлов для обеспечения тепловых нагрузок при средней температуре самого холодного месяца.

Основными элементами мазутного хозяйства являются мазутопроводы, паро- и конденсатопроводы, насосные станции, приемно-разгрузочные устройства, емкости для слива и хранения, очистные сооружения.

На рисунке 18.2 показана принципиальная схема мазутного хозяйства тепловой электростанции. Для разогрева и слива мазута из цистерн могут применяться как сливные эстакады с разогревом мазута «открытым» паром или горячим мазутом, так и закрытые сливные устройства – тепляки. Тип сливного устройства выбирается на основании технико-экономического расчета.

Приемно-разгрузочное устройство на ТЭС состоит из разгрузочной эстакады, оборудованной системой межрельсовых лотков и разводящих каналов для самотечного слива, приемных резервуаров и устройства для разогрева мазута. Приемно-сливное устройство рассчитывают на прием цистерн грузоподъемностью 50, 60 и 120 т. Длину фронта разгрузки основного мазутохозяйства проектируют, считая, что должен быть слит расчетный суточный расход мазута. Время разогрева и слива одной ставки не должно быть более 9 ч.

Оборудование, применяемое на растопочном хозяйстве жидкого котельного топлива (ХЖКТ), сооружаемом на КЭС, должно обеспечить одновременную растопку с нагрузкой 30% от номинальной производительности: четырех блоков по 200 МВт или трех блоков по 300 МВт, или двух блоков по 500 МВт, или одного 800 МВт. Оборудование растопочного ХЖКТ, сооружаемое на ТЭЦ, должно обеспечить одновременную растопку двух котлов с наибольшей производительностью из числа установленных на электростанции с нагрузкой 30% от номинальной производительности.

Вместимость приемных резервуаров принимается не менее 20% вместимости цистерн, устанавливаемых под разгрузку. Из приемной емкости мазут перекачивается насосами погружного типа в мазутохранилище. Сливаемый из установленных под разгрузку цистерн мазут должен быть перекачан не более чем за 5 ч. Для разогрева мазута в цистернах используют пар давлением 0,8–1 МПа с температурой 200–220°C, который вводится в цистерны по гибким шлангам с соплами. В зависимости от марки мазута подогрев его ведется до определенной температуры, равной 40–75°C. При этом обводнение мазута достигает зимой 5%. Обводнение устраняется в хранилищах с циркуляционным разогревом, при котором происходит выпаривание воды и снижение влажности мазута до 1%.

В зависимости от типа мазутного хозяйства вместимость мазутохранилища принимается следующей (табл. 18.1).

Таблица 18.1

Вместимость мазутохранилища

Мазутохозяйство	Вместимость резервуаров
Основное для электростанций на мазуте:	
– при доставке по железной дороге	На 15-суточный расход
– при доставке по трубопроводам	На 3-суточный расход
Резервное для электростанций на газе	На 10-суточный расход
Аварийное для электростанций на газе	На 5-суточный расход
Для водогрейных котлов	На 10-суточный расход

Растопочное мазутное хозяйство электростанций на твердом топливе выполняется с тремя резервуарами, вместимость каждого из которых зависит от общей паропроизводительности котлов. При общей паропроизводительности больше 8000 т/ч устанавливаются резервуары емкостью 3000 м³; при паропроизводительности 4000–8000 т/ч – резервуары емкостью 2000 м³; при паропроизводительности меньше 4000 т/ч – резервуары емкостью 1000 м³.

Подогрев мазута в резервуарах производится циркуляционным способом, который обеспечивает интенсивное перемешивание мазута и выравнивание температуры в баке, что способствует выпариванию влаги.

К энергетическим и водогрейным котлам мазут подается от мазутного хозяйства по двум магистральям, каждая из которых рассчитана на 75% номинальной подачи с учетом рециркуляции. Подача основных мазутных насосов выбирается с учетом дополнительного расхода на рециркуляцию. Для рециркуляционного разогрева мазута предусматривается по одному резервному насосу и подогревателю.

Пар к подогревателям также подводится по двум магистральям, каждая из которых рассчитана на подачу 75% необходимого расхода. Откачка конденсата из подогревателей осуществляется не менее чем двумя конденсатными насосами.

Температура мазута в приемных емкостях и резервуарах мазутохранилища выше 90°C не допускается. Это ограничение связано с тем, что при более высокой температуре вода в мазуте вскипает (при 100°C) с образованием водомазутной пены, происходит интенсивное отстаивание воды, увеличиваются потери от испарения легких фракций. Для мазута марки 40 оптимальная рабочая температура хранения 50–60°C, для мазута марки 100 – температура 60–70°C.

В основном и растопочном мазутохозяйствах схема подачи мазута в котельное отделение может быть одно- или двухступенчатой в зависимости от требуемого давления перед форсунками. Количество мазутных насосов в каждой ступени основного мазутного хозяйства должно быть не менее четырех (в том числе по одному резервному и одному ремонтному). Оборудование основного мазутного хозяйства должно обеспечивать непрерывную подачу мазута в котельное отделение при работе всех рабочих котлов с номинальной производительностью.

В насосной основного мазутохозяйства предусматривается по одному резервному подогревателю и фильтру тонкой очистки. Схема мазутонасосной должна допускать возможность работы любого подогревателя и фильтра с любым насосом I и II ступеней.

В магистральных мазутопроводах котельной и в отводах к каждому котлу должна быть обеспечена циркуляция мазута. Для этого предусматривается трубопровод рециркуляции мазута из котельной в мазутохозяйство. Подача основных мазутных насосов при выделенном контуре разогрева выбирается с учетом дополнительного расхода мазута на рециркуляцию в обратной магистрали при минимально допустимых скоростях.

Прокладка мазутопроводов, как правило, наземная. Мазутопроводы, проложенные на открытом воздухе и в холодных помещениях, должны иметь паровые или

другие обогревательные спутники в общей с ними изоляции. На вводах магистральных мазутопроводов внутри котельного отделения, а также на отводах к каждому котлу должна устанавливаться запорная арматура с дистанционным электрическим и механическим приводами, расположенными в удобных для обслуживания местах.

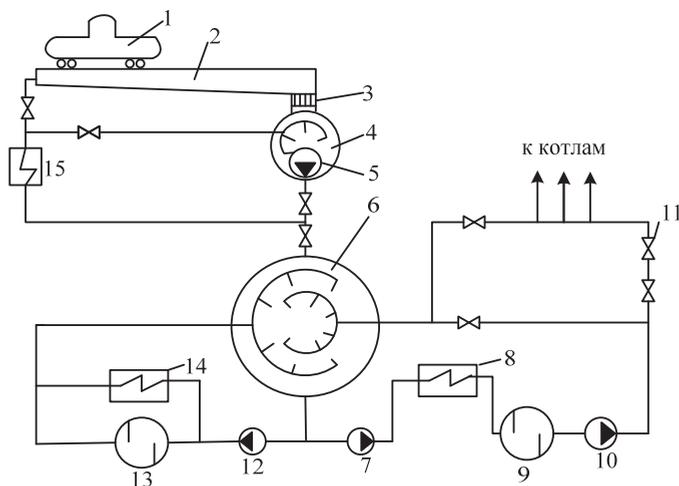


Рис. 18.2. Принципиальная схема мазутного хозяйства тепловой электростанции:

- 1 – цистерна; 2 – лоток приемно-сливного устройства; 3 – фильтр-сетка;
- 4 – приемный резервуар; 5 – перекачивающий насос (погружного типа); 6 – основной резервуар;
- 7 – насос первого подъема; 8 – основной подогреватель мазута; 9 – фильтр тонкой очистки мазута;
- 10 – насос второго подъема; 11 – регулирующий клапан подачи мазута к горелкам;
- 12 – насос рециркуляции; 13 – фильтр очистки резервуара;
- 14 – подогреватель мазута на рециркуляцию основного резервуара;
- 15 – подогреватель мазута на рециркуляцию приемного резервуара и лотка

18.4. Газовое хозяйство

Топливное хозяйство электростанций, работающих на газовом топливе, зависит от требований, которые предъявляются перед его сжиганием. Здесь различают два случая.

Первый случай характерен для сжигания газа в энергетических котлах, а второй – в ГТУ.

В первом случае при сооружении топливного хозяйства для сжигания газа в энергетических котлах, как правило, резервируется возможность их работы не только на газе, но и на мазуте. В общем виде газовое хозяйство ТЭС включает подводящий газопровод до газораспределительного пункта (ГРП) на территории ТЭС, средства защиты стальных подземных газопроводов от электрохимической коррозии, газорегуляторные пункты (ГРП), наружные и внутренние газопроводы и газовое оборудование (технические устройства), системы и средства автоматизированного управления технологическими процессами распределения и потребления газа, противопожарную защиту, систему контроля загазованности.

Тепловые электростанции снабжаются газом от газораспределительных станций (ГРС) через газораспределительные пункты (ГРП) (рис. 18.3). Производительность ГРП на электростанциях, где газовое топливо является основным, должна быть рассчитана на максимальный расход газа котлами. Для ТЭС суммарным расходом газа до 500 тыс. м³/ч (при нормальных условиях) следует предусматривать сооружение одного ГРП, при большем расходе газа – двух и более ГРП. Для ТЭС с энергоблоками 800 МВт и более следует предусматривать, как правило, сооружение индивидуального (блочного) ГРП на каждый блок.

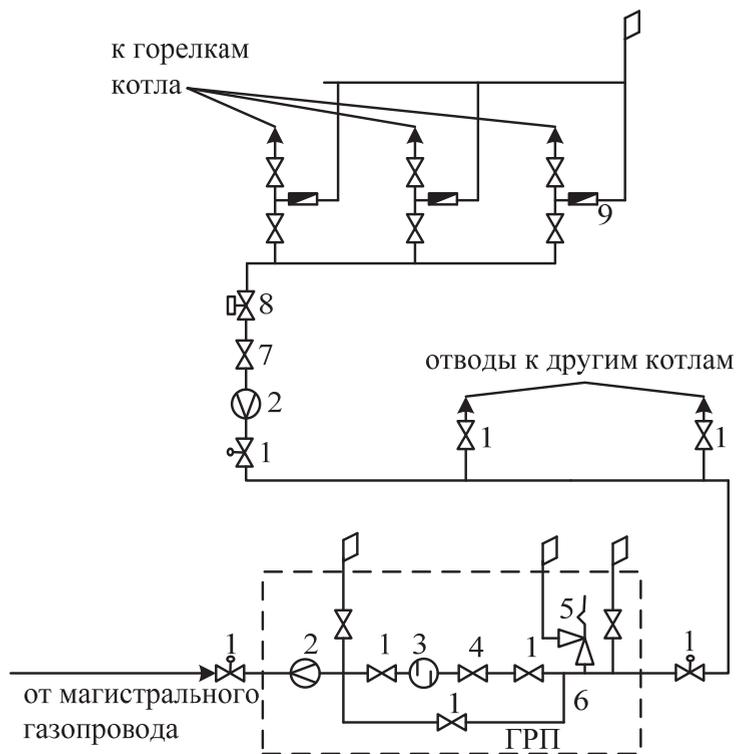


Рис. 18.3. Схема газового хозяйства ТЭС:

- 1 – запорная задвижка; 2 – расходомер; 3 – фильтр; 4 – регулятор давления;
 5 – предохранительный клапан; 6 – байпасная линия; 7 – регулятор расхода газа;
 8 – импульсный отсечный быстродействующий клапан; 9 – пробковый кран

ГРП размещают в отдельных зданиях или под навесами на территории электростанции. К каждому ГРП газ подводится по одному газопроводу (без резервного) от расположенной вне территории электростанции ГРС. Давление газа перед ГРП 0,6–1,1 МПа, а после ГРП требуемое его значение определяется потерями давления до самого удаленного от ГРП котла и необходимым давлением газа перед горелками и составляет обычно 0,13–0,2 МПа. Скорость газа в газопроводах среднего (0,005 до 0,3 МПа) и высокого (от 0,3 до 1,2 МПа) давления рекомендуется принимать в пределах 30–60 м/с.

В пределах ГРП и до котлов прокладка газопроводов наземная. Подвод газа от каждого ГРП к магистрали котельного отделения и от нее к котлам не резервируется и может выполняться однониточным. Газовый распределительный коллектор котлов прокладывается вне здания котельного отделения.

При заполнении газом газопроводы должны продуваться им через сбросные свечи до вытеснения всего воздуха, а при освобождении от газа продуваться воздухом до вытеснения всего газа. Эти требования обусловлены тем, что при объемной концентрации природного газа в воздухе 0,05–0,15 (5–15%) образуется взрывоопасная смесь. Из сбросных свечей газ выпускается в места, откуда он не может попасть в здания, и где исключена возможность его воспламенения от какого-либо источника огня. На газопроводах устанавливается только стальная арматура.

Во втором случае, при сжигании газа в ГТУ предъявляются более высокие требования к качеству поступающего на сжигание газа, к его температуре и давлению перед ГТУ. Эти требования обеспечивает система комплексной газоподготовки: пункт подготовки газа (ППГ), газодожимная компрессорная станция и система управления.

Пункт подготовки газа состоит из систем фильтрации, дренажа газа, узла подогрева газа, узла его редуцирования, узла для добавления одоранта, а также измерения и анализа различных параметров газа.

В стандартном исполнении система включает в себя две линии фильтрации с пропускной способностью 100% потока или три линии с пропускной способностью по 50% потока каждая. В особых проектах применяется двойная система, которая состоит из блока предварительной фильтрации и блока тонкой очистки газа. Газовые фильтры выбираются в зависимости от состава подаваемого на объект газа, а также содержания в нем механических примесей и жидких фракций. Фильтры обеспечивают высокую степень удаления капельной влаги и твердых частиц при расчетном перепаде давления.

В случае повышенной влажности газа применяются фильтры с вихревой решеткой на первой ступени фильтрации и последующей завершающей очисткой фильтрующими элементами. В многофункциональных установках степень очистки достигает 100% для твердых частиц величиной не менее 3 микрон и капельной влаги не менее 5 микрон. Для частиц размером от 0,5 до 3 микрон эффективность составляет 98...99%.

Фильтры оснащены датчиками и индикаторами контроля давления, перепада давления, уровня газового конденсата, а также продувочными и сбросными трубопроводами с предохранительными клапанами.

Сбор газового конденсата и механических примесей происходит в автоматическом режиме. Как правило, дренажный резервуар расположен под землей. Если позволяют климатические условия, применяется наземное исполнение, а резервуар оснащается электрообогревом.

После очистки газ попадает в блок учета, который может иметь одну или несколько измерительных линий нормального расхода, линию малого расхода, а

также линию байпаса (в случае одной измерительной линии или по требованию заказчика). Относительная погрешность блока учета – не более 1%.

Преимущественно применяются турбинные и ультразвуковые первичные преобразователи расхода (расходомеры). Используются также ротационные, вихревые, диафрагменные, кориолисовые или термоанемометрические расходомеры.

Для достижения проектной температуры газа (до +90°C) установка оборудуется узлом подогрева на базе электрических подогревателей или подогревателей с промежуточным теплоносителем.

Если давление газа в питающем трубопроводе выше уровня, необходимого для корректной работы сопряженных газоиспользующих агрегатов, то оборудование газоподготовки оснащается узлом редуцирования, который включает одну–две нитки с резервированием.

Пункт подготовки газа имеет также емкость для хранения одоранта (вещества, придающего газу предупреждающий запах – от лат. odor «запах»).

Большое внимание уделяется контролю качества газа. В технологическую схему установки встраивается оборудование для измерения и анализа различных параметров газа. Например, потоковый газовый хроматограф непрерывного действия (калориметр) с устройством отбора проб, который позволяет определить компонентный состав газа, измерить теплотворную способность, вычислить плотность, а также вычислить число Воббе, которое характеризует постоянство теплового потока. По определению число Воббе, $W_{0B,OH}$, газообразного топлива (нижшее или высшее) – это отношение теплоты сгорания (соответственно, нижней или верхней) к корню квадратному из отношения плотности газа ρ_r к плотности воздуха ρ_B при стандартных условиях), МДж/ м³:

$$W_{0B,OH} = \frac{q_{B,H}^p}{\sqrt{\rho_r/\rho_B}}. \quad (18.1)$$

Газы с одинаковым числом Воббе при равном давлении истечения обычно могут использоваться один вместо другого без замены горелки или форсунки. При подводе газов с разными числами Воббе к одной горелке газ с меньшим числом Воббе должен подводиться при большем давлении.

Измерение температуры точки росы газа по воде и углеводородам обеспечивает анализатор влажности с устройством для отбора проб. Для контроля чистоты подготовленного газа на выходном коллекторе может устанавливаться анализатор содержания примесей.

Проектное давление газа на входе в ГТУ существенно выше, чем перед горелками котлов. В периоды, когда давление газа, поступающего в пункты подготовки газа, недостаточно для работы ГТУ (ниже 2,6 МПа), газ после фильтрации и учета, минуя узел подогрева и систему редуцирования, направляется в дожимную компрессорную станцию, где давление увеличивается до необходимых параметров.

Дожимная станция состоит из нескольких компрессорных установок и включается в газоснабжение энергоблоков, если давление поступающего топливного газа ниже параметров, установленных производителем газотурбинного оборудования.

Процесс полностью автоматизирован и не требует участия оперативного персонала в регулировании работы оборудования. Система управления осуществляет подготовку к пуску, пуск, останов и поддержание оптимального режима работы, контролирует технологические параметры, обеспечивает автоматические защиты и сигнализацию, обрабатывает параметры рабочего процесса и аварийных событий.

Помимо систем жизнеобеспечения (освещение, обогрев, вентиляция) установки газоподготовки обязательно оснащаются системами безопасности: пожаро- и газодетекции, сигнализации, пожаротушения. При подготовке низконапорного попутного газа (с давлением, близким к вакууму) также устанавливается система обнаружения кислорода со специальным датчиком контроля содержания кислорода в газовом потоке. При подготовке попутного нефтяного газа в состав оборудования зачастую включается сепаратор-пробкоуловитель, который осуществляет прием залповых выбросов жидкости и сглаживание пульсаций газовой смеси. Также может устанавливаться узел осушки газа на базе адсорберов. Такая мера необходима в том случае, когда возможностей базовой системы фильтрации недостаточно для достижения установленных проектных параметров газа по влажности.

18.5. Золовое хозяйство пылеугольной ТЭС

Сжигание на электростанциях наименее качественного твердого топлива (с невысокой теплотой сгорания, многозольного) приводит к большому выходу золошлаковых материалов, требующих его утилизации на электростанциях. По данным на 2019 г. на 172 угольных теплоэлектростанциях России в год сжигается более 123 млн т твердого топлива. При этом годовой выход золы и шлака от ТЭС, работающих на твердом угольном топливе, в среднем составляет около 25 млн т, а накопление золошлаков в золоотвалах – примерно 1,5 млрд т.

Площади, выделяемые для организации золошлакоотвалов, должны обеспечивать работу электростанции в течение не менее 25 лет. Необходимая площадь отчуждения для отвалов строящихся ТЭС оценивается по годовому выходу золошлакового материала и составляет 200–500 га при выходе золы и шлака более 1500 тыс. т/год. В целом золошлакоотвалы занимают значительные площади, которые в настоящее время в Российской Федерации составляют около 30 тыс. га.

Для сбора золы и шлака котельных установок, отпуска их потребителям, транспортировки золошлаковых материалов внутри главного корпуса, на площадке ТЭС и за ее пределами, для складирования их в золоотвалах и предотвращения вредного воздействия последних на окружающую среду создаются системы золошлакоудаления, образующие золовое хозяйство тепловой электростанции. Системы золошлакоудаления должны соответствовать экологическим требованиям и быть эффективными в технико-экономическом отношении.

В настоящее время на большинстве действующих электростанций зола и шлак удаляются гидравлическим способом и складываются на поверхности земли в золоотвалах. Достоинствами гидравлического способа являются полная механизация

процесса золошлакоудаления и возможность транспортировки на большие расстояния. К основным недостаткам гидравлического способа относятся большой расход воды на транспортировку золы и шлака, изъятие больших площадей земли под золоотвалы, попадание загрязненных сточных вод системы гидрозолоудаления (ГЗУ) в водоемы, невозможность эффективного использования в народном хозяйстве складированных гидравлическим способом золы и шлака. Основные пути совершенствования золошлакового хозяйства ТЭС – это создание систем, обеспечивающих отпуск золошлаковых материалов потребителям и требующих минимальных расходов воды и других ресурсов на транспортировку и складирование золы и шлака.

Нормативные положения по внутристанционному золошлакоудалению на ТЭС с сухими золоуловителями предусматривают создание внутристанционного пневмогидравлического золоудаления. На рисунке 18.4 представлена комбинированная схема пневмогидрозолоудаления. Из-под котлов шлак удаляется механизированным способом и, пройдя дробилки, попадает в шлаковые каналы, по которым он транспортируется к насосной станции самотеком или с помощью струй воды, выходящих из побудительных сопел.

Из-под сухих золоуловителей зола собирается пневмосистемой в промежуточный бункер, откуда она может быть выдана потребителю или, при его отсутствии, подана смывными аппаратами в золовые каналы, а по ним – в багерную насосную. В каналы же непосредственно поступает пульпа из-под мокрых золоуловителей.

В приемной емкости насосной станции шлаковая и золовая пульпы смешиваются, и золошлак транспортируется до золоотвала багерными насосами. Зола и шлак оседают на золоотвале, а осветленная вода возвращается насосами осветленной воды на электростанцию для повторного использования (оборотная схема водоснабжения гидрозолоудаления).

При наличии потребителей зола из промежуточного бункера пневмосистемами транспортируется в силосный склад сухой золы. Гидрозолоудаление при этом является резервной системой.

Для выдачи шлака потребителям предусматриваются гидравлические системы с трехсекционным шлакоотстойником, системы с намывом шлака в бурты или в расходные отвалы.

Для непрерывного механизированного шлакоудаления котельные заводы комплектно с котлами поставляют роторные, шнековые и скребковые транспортеры. Размер кусков шлака после роторных транспортеров не превышает 60 мм. Совместно со скребковыми и шнековыми транспортерами могут поставляться шлаковые дробилки (валковые), устанавливаемые под котлами (индивидуальные дробилки). В случае, когда размеры выпускаемых ими кусков шлака превышают половину размера проходного сечения рабочего колеса багерного насоса, а также если необходимо иметь мелкие куски шлака по условиям применения на золоотвале рассредоточенного намыва, дробилки устанавливают и в багерной насосной (центральные шлакодробилки). Размер кусков шлака после центральных шлакодробилок не превышает 25 мм.

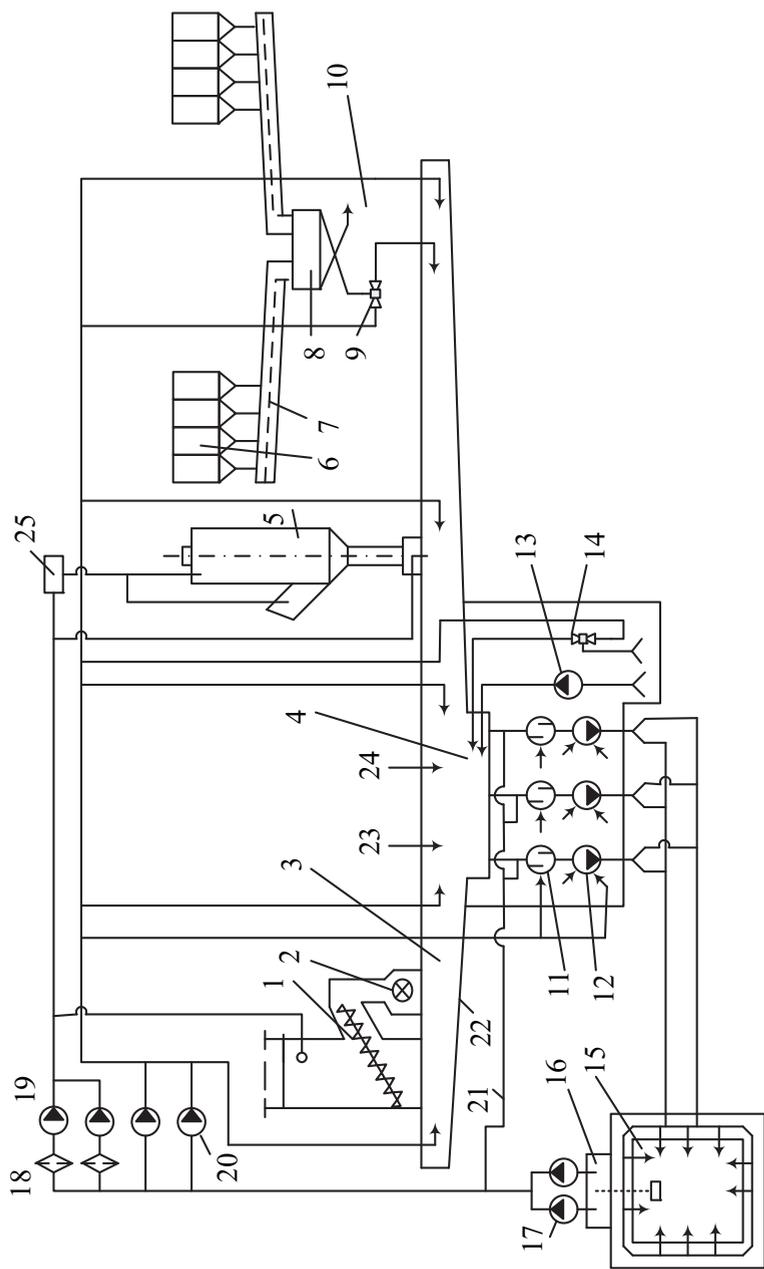


Рис. 18.4. Пневмогидроудаление на пылеугольной ТЭС:

- 1 – система шлакоудаления котла; 2 – шлакодробилка; 3 – канал; 4 – приемная емкость; 5 – мокрый золоуловитель; 6 – сухой золоуловитель; 7 – аэрожелоб; 8 – промбункер сухой золы; 9 – водоструйный смеситель золы; 10 – возможная выдача золы потребителю или на склад; 11 – металлоуловитель; 12 – багерный насос; 13 – дренажный водоструйный насос; 14 – дренажный водоструйный насос; 15 – золошлакоотвал; 16 – бассейн осветленной воды; 17 – насос осветленной воды; 18 – фильтр; 19 – насос орошающей воды; 20 – насос смывной воды; 21 – осветленная вода на промывку пульпопроводов; 22 – побудительные сопла; 23 – подпитка системы гидрозолошлакоудаления; 24 – сбросы сточных вод; 25 – напорный бак

Чтобы сократить потребление воды на золоудаление, зола из-под сухих золоуловителей независимо от наличия потребителей удаляется в промежуточный бункер с помощью одной из следующих систем пневмозолоудаления (ПЗУ): аэрожелобов с пневмоподъемниками или без них, вакуумных систем с вакуум-насосами или паровыми эжекторами, низконапорных трубных систем с вентиляторами или воздуходувками.

Из промежуточного бункера зола может быть выдана непосредственно в транспортные средства потребителя, пневматическим способом на склад сухой золы, через золосмесительные устройства в каналы гидрозолоудаления. Если зола подается на силосный склад струйными или пневмовинтовыми насосами с подачей, равной выходу золы из золоуловителей, то емкость промежуточного бункера принимается равной 3–10 м³. При большей производительности этих насосов вместимость промежуточного бункера увеличивают до 20–60 м³, что позволяет отводить золу насосами периодически при оптимальных режимах работы пневмотранспортной системы.

Для равномерной выдачи золы из бункеров золоуловителей, из воздухоотделительных камер и промежуточных бункеров на золовых течках устанавливают пневмослоевые затворы или мигалки. Клапан-мигалка представляет собой запорное устройство автоматического действия, препятствующее присосам воздуха. Для переключения потока золы из бункера в систему отгрузки золы потребителям или в систему ГЗУ под промежуточным бункером устанавливают переключатели механического действия с электроприводом или пневмослоевые переключатели.

Если золу из промежуточного бункера необходимо выдать к нескольким золосмесителям ГЗУ или к нескольким пневмонасосам ПЗУ, то устанавливают аэрораспределитель, представляющий собой пневмослоевый переключатель с соответствующим числом камер. Для удаления сухой золы в каналы ГЗУ применяют золосмывные аппараты, смывные водоструйные эжекторы, золосмесители.

Шлаковые и золовые каналы в пределах площадки ТЭС, включая расположенные в багерной насосной, принимаются отдельными. Они выполняются, как правило, железобетонными с облицовкой из стандартных камнелитых изделий с условным радиусом облицовки, равным 150, 200 и 250 мм. Золовые каналы выполняют с уклоном не менее 1% и с первоначальным заглублением 400–500 мм. Уклон шлаковых каналов при сухом шлакоудалении принимается не менее 1,5%, а при жидком – 1,8%, первоначальное заглубление – 600–700 мм. Непрерывность движения шлакозоловой пульпы поддерживается установленными по длине каналов побудительными соплами с подачей на них смывной воды.

Багерные насосные станции располагают в котельном отделении. Целесообразность их размещения за пределами главного корпуса требует специального обоснования. Одна багерная насосная должна обслуживать не менее шести котлов паропроизводительностью по 320–500 т/ч, не менее четырех котлов – по 640–1000 т/ч, не менее двух котлов – по 1650–2650 т/ч. Багерные насосы устанавливают с одним резервным и одним ремонтным агрегатом в каждой насосной станции. Чтобы в период запуска резервного насоса подводящие каналы не затапливались, на входе багерных насосов размещают приемную емкость вместимостью не менее объема, перекачиваемого насосом в течение двух минут, если насосная находится в главном корпусе, и трех минут, если багерная насосная выносная.

За пределами котельной до выносной багерной насосной шлакозоловые подземные каналы выполняют проходными высотой не менее 1,8 м. Помещение багерных насосных оборудуется дренажным приемком вместимостью 1–2 м³ для сбора дренажных вод. Дренажные насосы устанавливают без резервного центробежного насоса, а в качестве резервного предусматривается водоструйный насос.

Пульпопроводы от багерной насосной до золоотвалов выполняются из стальных труб диаметром 0,3–0,7 м с толщиной стенки 8–12 мм. Они прокладываются по поверхности земли и разбиваются на участки с фланцами, что дает возможность периодически поворачивать их на 90–120° вокруг оси в целях увеличения срока службы за счет равномерности износа. От каждой насосной прокладывается не менее двух пульпопроводов с одной резервной линией. Скорость движения пульпы принимается 1,5–1,9 м/с в зависимости от вида золошлаков и диаметра пульпопровода.

От каждой багерной насосной станции золошлакопроводы на отвал принимают с одной резервной ниткой. Допускается устройство одного резервного золошлакопровода на две багерные насосные и рекомендуется общий резервный пульпопровод для шлака и золы при разности их диаметров не более 50 мм. Для уменьшения диаметра золошлакопроводов рекомендуется применять сгустители, которые следует устанавливать в котельном отделении или вблизи ТЭС. Если золошлаки абразивные, то предусматриваются меры по увеличению срока службы золошлакопроводов.

В системе гидрозолошлакоудаления для подачи воды используют следующие группы насосов: смывные насосы – для подачи воды к побудительным соплам в каналах, на уплотнения и сальники багерных насосов и шлакодробилок, к металлоуловителям, к водоструйным эжекторам-смесителям; орошающие насосы – для подачи воды к устройствам механизированного шлакоудаления, на орошение мокрых золоуловителей, к золосмывным аппаратам. Эти насосы устанавливают с одним резервным агрегатом.

18.6. Золоотвалы. Защита окружающей среды

Зола и шлак транспортируются обычно на золоотвал гидравлическим способом с использованием багерных насосов и эрлифтов или сухогрузным транспортом. Раздельное внешнее удаление и раздельное складирование золы и шлака применяются при технико-экономическом обосновании или при наличии соответствующих требований потребителей золы или шлака. Сооружения золошлакоотвалов проектируют с учетом вместимости золоотвала, достаточной для работы электростанции в течение пяти лет с полной мощностью.

В зависимости от проектной высоты золоотвалов H они выделяются в четыре класса: $H > 50$ – I; $H = 50 \div 25$ м – II; $H = 25 \div 15$ м – III; $H < 15$ м – IV класс.

Высота первичных ограждающих дамб рассчитывается с учетом проектируемого способа складирования золошлаков. Если гранулометрический и химико-минералогический состав золошлаков позволяет использовать их для наращивания ограждающих дамб золоотвала, то высота первичных дамб определяется исходя из необходимости накапливания золошлакового материала для последующего наращивания дамб. Чтобы обеспечивалась прочность основания дамб наращивания, и накапливался необходимый для них золошлаковый материал, пульпа выпускается у дамб рассредоточения с намывом пляжей из крупных фракций. Если в составе золошлака преобладают мелкие частицы, то для накопления крупного материала у дамб необходимо применять классификаторы золошлаков по фракциям.

Для осветления сточной воды золоотвалов до состояния, позволяющего использовать ее в оборотном водоснабжении системы ГЗУ ТЭС, на золоотвалах устраивают отстойные пруды, в которых должен быть объем воды, необходимый и достаточный для восполнения возможных потерь из системы ГЗУ.

На золоотвалах различают два способа намыва золошлаковых материалов: надводный (выше уровня отстойного пруда) и подводный. При надводном намыве поток пульпы движется по откосу намыва и частицы золы и шлака осаждаются на поверхности намытых ранее отложений.

При этом наиболее тяжелые и крупные частицы осаждаются вблизи выпуска пульпы из пульпопровода, а мелкие выносятся потоком пульпы в наиболее удаленную часть надводных отложений, заполняя по пути поры между осаждающимися крупными частицами; мельчайшие частицы золы выпадают на дно отстойного пруда. По длине откоса намыва поток в плане делится на рукава (многорукавные русла), идет инфильтрация водной составляющей пульпы через отложения. При подводном намыве частицы осаждаются под действием силы тяжести в водоеме с достаточно большими глубинами и весьма малыми скоростями течения воды.

Золоотвал намывается, как правило, по схеме «от дамбы – к пруду», с тем чтобы шлак откладывался у наружного откоса, а мелкие фракции выносились к отстойному пруду, и, таким образом, создавались наиболее благоприятные условия для возведения дамб наращивания из намытого золошлакового материала и образования надежного основания для этих дамб. Намыв следует вести равномерно по длине сооружения челночным перемещением фронта намыва от одного борта к другому, чтобы пульпа из разводящего пульпопровода выпускалась в наибольшем удалении от работающего сбросного колодца отстойного пруда.

Пульпа сбрасывается на золоотвал из выпусков, смонтированных в разводящие пульпопроводы, которые уложены на отдельно стоящие опоры. Диаметр выпусков пульпы берется равным трем поперечникам расчетного куска шлака, а расстояние между ними – примерно в 100–120 раз больше диаметра разводящего пульпопровода. Выпуски оборудуются задвижками или съёмными заглушками.

При транспортировании золошлакового материала вода систем ГЗУ насыщается минеральными веществами, выщелачивающимися из золы и шлака. В настоящее время для защиты естественных водоемов от загрязнения водами ГЗУ тепловые электрические станции используют только оборотные системы водоснабжения.

В результате многократного контактирования с золой вода выщелачивает из нее большое количество минеральных веществ. Высокая минерализация воды приводит к тому, что на внутренних поверхностях трубопроводов и насосов осветленной воды в системах ГЗУ электростанций, работающих на топливах с высоким содержанием свободного оксида кальция в золе (канско-ачинские угли, сланцы), могут образовываться труднорастворимые минеральные отложения, состоящие в основном из карбоната кальция.

В насосных станциях осветленной воды устанавливают два рабочих и один резервный насос. Их суммарная подача принимается равной сумме подач рабочих и резервных багерных насосов и отборов осветленной воды на нужды ТЭС. Если существует опасность образования отложений в тракте осветленной воды, то необходимо предусматривать один дополнительный ремонтный насос и один резервный.

Водный баланс системы ГЗУ следует проектировать нулевым, а подпитку предусматривать технологическими сточными водами ТЭС.

В оборотную систему гидрозолошлакоудаления могут быть направлены сточные воды ТЭС в объеме, компенсирующем потери и отборы воды из системы ГЗУ.

При этом замазученные и замасленные воды, осветленная вода после нейтрализации и обезвоживания обмывочных вод регенеративных воздухопо-

догревателей и паровых котлов, а также воды после нейтрализации химических промывок оборудования электростанции направляются в приямок на вход насосов смывной воды.

Продувочная вода осветлителей, отходы гашения извести и приготовления известкового молока химических водоочисток, сбросы от гидроуборки пыли в помещениях тракта топливоподачи направляются в золовые и шлаковые каналы с учетом их пропускной способности или в приямок на всасе багерных насосов. Часовой расход этих сбросов следует выбирать исходя из возможностей перекачки их багерными насосами.

Другими проблемами, которые оказывают влияние на окружающую среду, являются пыление золоотвалов, защита подземных и поверхностных вод от загрязнения токсичными химическими элементами и их соединениями, содержащимися в оборотных и фильтрационных водах золоотвалов.

Из-за пыления золоотвалов загрязняется окружающая среда прилегающих районов, что отрицательно влияет на здоровье людей, а также на продуктивность сельскохозяйственных угодий. Пыление может наблюдаться на расстоянии до 4 км от кромки отвала. Для исключения негативного влияния отработанных карт золошлакоотвалов на окружающую природную среду проводится их рекультивация (консервация).

Защиту подземных и поверхностных вод от загрязнения токсичными химическими элементами и их соединениями, содержащимися в оборотных и фильтрационных водах золоотвалов, обеспечивают правильным выбором места расположения золоотвала. Предпочтение отдается площадкам, состоящим из высокодисперсных грунтов с низкой водопроницаемостью и максимальным удалением их от водоемов и водотоков. Для уменьшения утечки фильтрационной воды из золоотвалов применяют экранированные ложки отвалов. В качестве экрана используется полиэтиленовая пленка. При содержании свободного оксида кальция в золе свыше 2 г-экв/кг осветленная зола в системе ГЗУ будет перенасыщена $\text{Ca}(\text{OH})_2$, и для снижения гидратной щелочности часть осветленной воды сбрасывается в виде продувки.

В сбрасываемых в водоемы водах ГЗУ (в том числе и продувочных) должны отсутствовать грубодисперсные вещества со скоростью оседания 0,25–0,75 м/с. Концентрация токсичных веществ в водоемах после сброса в них вод ГЗУ не должна превышать ПДК.

Для контроля за эксплуатацией золоотвалов и уровнем фактических загрязнений подземных вод во всех проектах вновь сооружаемых и наращиваемых золоотвалов предусматривают комплекс наблюдательных скважин, которые размещают в створах, идущих от наиболее вероятных источников загрязнения (золоотвалов, бассейнов осветленной воды) до открытых водоисточников или водозаборов.

Повторное использование шлака и золы является важной задачей, позволяющей сократить площади занятые под золоотвалы и решить экологические проблемы, связанные с их эксплуатацией. Основные направления использования золошлаков ТЭС:

- производство бетонов и строительных растворов (добавки в бетоны; легкие наполнители для бетонов; ячеистый бетон; пористый бетон; тяжелый бетон);

- производство строительных материалов и изделий (добавки в цементы и клинкеры; производство сухих строительных смесей; производство огнеупоров, керамических изделий и обжигового кирпича; производство звукоизоляционных материалов и цеолитов);

- планирование территорий для объектов промышленного и гражданского строительства (включая строительство спортивных и рекреационных зон);

- гидротехническое строительство (бетоны для строительства дамб и плотин; устройство гидроизоляционных экранов);

- строительство дорог и инженерных коммуникаций (наполнители для асфальтобетонов; связующие и подстилающие дорожные слои для дорожного строительства; строительство инженерных коммуникаций);

- стабилизация физико-механических свойств грунтов;

- сельскохозяйственные цели (вертикальное планирование неудобий сельскохозяйственного назначения; улучшение качества нарушенных и бедных земель);

- обратная засыпка (заполнение шахт и горных выработок, рекультивация карьеров);

- природоохранные мероприятия (иммобилизация опасных веществ; обвалование заполненных свалок твердых бытовых отходов и др.) и другие применения.

Использование золошлаковых материалов в России составляло в 2019 г. около 10% его выхода. В других странах уровень переработки золошлаков составляет, к примеру, в Индии – свыше 50%, в США в 2017 г. 64% золошлаковых отходов угольных ТЭС было полезно использовано. В Японии по состоянию на 2011 г. 97% золы было направлено на полезное использование.

Контрольные вопросы и задания

1. Какое оборудование входит в систему топливоподачи?
2. Опишите схему угольного хозяйства ТЭС.
3. Как определяется емкость основного угольного склада?
4. Опишите схему мазутного хозяйства ТЭС.

5. Для какой цели используются нагреватели в мазутном хозяйстве?
6. Как в зависимости от типа мазутного хозяйства определяется вместимость мазутохранилищ?
7. Опишите и дайте общую характеристику газового хозяйства ТЭС с энергетическими котлами.
8. Чем отличается схема газового хозяйства ТЭС с ГТУ от ТЭС с энергетическими котлами?
9. Для чего нужна дожимная компрессорная в составе газового хозяйства ТЭС с ГТУ?
10. Какие схемы защит предусмотрены на ГРП?
11. Как происходит доставка золошлаков на золошлакоотвал?
12. Как организован золошлакоотвал?
13. В чем заключается защита окружающей среды от золошлакоотвалов?
14. В чем важность использования золы в народном хозяйстве? На какие цели может быть использована зола?

Глава 19. СНИЖЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ В АТМОСФЕРУ

19.1. Общие положения

Снижение вредных выбросов в атмосферу является важнейшей экологической задачей. В соответствии с законом «Об охране атмосферного воздуха» должны быть обеспечены меры по обеспечению снижения вредных газообразных выбросов. Этот закон к вредным выбросам относит также шум. Основными направлениями по снижению вредных выбросов являются: меры по совершенствованию российского экологического законодательства, которое включают в себя институт государственной экологической экспертизы; использование системы нормирования с учетом наилучших доступных технологий (НДТ); повышение платы за негативное воздействие на окружающую среду; внедрение мер по экономическому стимулированию модернизации производства и экологическому контролю и мониторингу; ликвидацию накопленного экологического ущерба.

ГОСТ Р50831-95 регламентирует выбросы вредных веществ, которые образовались в процессе сжигания: удельные выбросы твердых частиц (табл. 19.1); оксидов азота (табл. 19.2); оксидов серы (табл. 19.3); мазутной золы ТЭС; оксидов углерода; сажи; бенз(а)пирена.

Устройства по очистке дымовых газов в основном используются для уменьшения первых трех регламентируемых веществ.

В стандарте предусмотрены уровни нормативов для котельных установок, введенных при строительстве или техническом перевооружении и расширении на ТЭС до и после 2000 г. Допустимые удельные выбросы установлены в зависимости от вида сжигаемого топлива, производительности котла и способа шлакоудаления.

Поэтому до поступления газов в дымовую трубу должны быть приняты все возможные меры для очистки газов от твердых золовых частиц, оксидов серы и азота для доведения их концентраций до нормативных.

Выброс в атмосферу частиц золы и недожога, г/с, находится по выражению

$$M_T = 0,01B \left(a_{yH} A^P + q_4 \frac{Q^{PH}}{32,68} \right) (1 - \eta_{3y}), \quad (19.1)$$

где B – расход топлива на ТЭС, г/с; A^P – зольность топлива на рабочую массу, %; q_4 – потери теплоты от механического недожога, %; Q^{PH} – теплота сгорания низшая на рабочую массу топлива, МДж/кг; a_{yH} – доля твердых частиц, уносимых из топки (для топок с твердым шлакоудалением – 0,95, с жидким шлакоудалением при открытых и полуоткрытых топках – 0,7–0,85); η_{3y} – степень улавливания твердых частиц в золоуловителях.

Степень улавливания золы в золоуловителе

$$\eta_{3y} = (c_{вх} - c_{вых})/c_{вх}, \quad (19.2)$$

где $c_{вх}$, $c_{вых}$ – концентрации золы на входе и выходе золоуловителя.

Количество оксидов серы в пересчете на SO_2 , выбрасываемых с дымовыми газами энергетического котла в атмосферу, г/с, находится по выражению

$$M_{SO_2} = 0,02BS^P (1 - \eta'_{SO_2}) (1 - \eta''_{SO_2}) (1 - \eta^c_{SO_2} \frac{n_0}{n_k}), \quad (19.3)$$

где S^P – содержание серы на рабочую массу, %; η'_{SO_2} – доля оксидов серы, улавливаемых летучей золой в газоходах парового котла (для углей составляет в среднем 0,1); η''_{SO_2} – доля оксидов серы, улавливаемых в мокром золоуловителе (зависит от расхода и общей щелочности орошающей воды и обычно составляет 0,015–0,03); $\eta^c_{SO_2}$ – доля оксидов серы, улавливаемых в установках сероочистки дымовых газов; n_0, n_k – длительность работы сероочистки и котла соответственно, ч/год.

Секундный выброс M_{NO_x} , г/с, определяется по достаточно сложным расчетным методикам или по результатам измерений как

$$M_{NO_x} = c_{NO_x} V_{c.r} K_{п} , \quad (19.4)$$

где c_{NO_x} – массовая концентрация загрязняющего вещества в сухих газах при стандартном коэффициенте избытке воздуха $\alpha = 1,4$ и нормальных условиях ($p = 101,3$ кПа, $T = 273$ К), мг/м³; $V_{c.r}$ – объёмный расход сухих дымовых газов, образующихся при сгорании топлива при $\alpha = 1,4$ и нормальных условиях, м³/с; $K_{п}$ – коэффициент пересчёта (при определении массового расхода в граммах в секунду $K_{п} = 10^{-3}$).

В топочной камере образуется в основном монооксид азота. Однако при движении в атмосфере происходит его частичное доокисление, вследствие чего расчет обычно ведут на наиболее вредный диоксид азота.

В соответствии с природоохранным законодательством нашей страны доля NO_2 и NO в суммарном содержании NO_x в приземном слое атмосферы определяется по формулам:

$$M_{NO_2} = 0,8M_{NO_x} ; \quad (19.5)$$

$$M_{NO} = (1 - 0,8)M_{NO_x} \frac{\mu_{NO}}{\mu_{NO_2}} = 0,13M_{NO_x} , \quad (19.6)$$

где μ_{NO}, μ_{NO_2} – молекулярные массы NO и NO_2 .

В последнее время уделяется большое внимание снижению выбросов углекислого газа. Оксиды углерода выбрасываются в основном в форме CO_2 , которые не являются токсичным для человека, но оказывают влияние на климат планеты. Оксид углерода CO является токсичным компонентом, однако при штатном процессе горения в топке парового котла он содержится в незначительном количестве.

При работе энергетического оборудования ТЭС имеют место физические воздействия на окружающую среду. Наиболее важным из физических воздействий является шум.

Для определения количественного значения шума пользуются логарифмическими величинами – уровнями интенсивности звука, звукового давления и звуковой мощности, которые измеряются в децибелах (дБ).

Нормативы удельных выбросов в атмосферу твердых частиц для котельных установок, использующих твердое топливо всех видов (ГОСТ Р50831-95)

Тепловая мощность котлов Q, МВт (паропроизводительность котла D, т/ч)	Приведённое содержание золы A _{пр} , кг%/МДж	Котельные установки, введённые на ТЭС до 31 декабря 2000 г.				Котельные установки, введённые на ТЭС с 1 января 2001 г.		
		Массовый выброс твёрдых частиц на единицу тепловой энергии, г/МДж	Массовый выброс твёрдых частиц, кг/т	Массовая концентрация частиц в дымовых газах при α = 1,4, мг/м ³	Массовый выброс твёрдых частиц на единицу тепловой энергии, г/МДж	Массовый выброс твёрдых частиц, кг/т	Массовая концентрация частиц в дымовых газах при α = 1,4, мг/м ³	
До 299 (до 420)	Менее 0,6	0,06	1,76	150	0,06	1,76	150	
	0,6–2,3	0,06–0,20	1,76–5,86	150–500	0,06–0,10	1,76–5,86	150–500	
300 и более (420 и более)	Более 2,5	0,2	5,86	500	0,1	5,86	500	
	Менее 0,6	0,04	1,18	100	0,02	0,59	50	
	0,6–2,3	0,04–0,16	1,18–4,70	100–400	0,02–0,06	0,59–1,76	50–150	
	Более 2,5	0,16	4,7	400	0,06	1,76	150	

Примечание: топливо в условном исчислении. При нормальных условиях (температуре 0 °С, давлении 101,3 кПа).

Таблица 19.2

Нормативы удельных выбросов в атмосферу оксидов азота для котельных установок (ГОСТ Р50831-95)

Тепловая мощность котлов Q, МВт (паропроизводительность котла D, т/ч)	Вид топлива	Котельные установки, введённые на ТЭС до 31 декабря 2000 г.			Котельные установки, введённые на ТЭС с 1 января 2001 г.		
		Массовый выброс NOx на единицу тепловой энергии, г/МДж	Массовый выброс NOx, кг/т	Массовая концентрация NOx в дымовых газах при $\alpha = 1,4$, мг/м ³	Массовый выброс NOx на единицу тепловой энергии, г/МДж	Массовый выброс NOx, кг/т	Массовая концентрация NOx в дымовых газах при $\alpha = 1,4$, мг/м ³
До 299 (до 420)	Газ	0,043	1,26	125	0,43	1,26	125
	Мазут	0,086	2,52	250	0,086	2,52	250
300 и более (420 и более)	ТШУ	0,12	3,5	320	0,12	3,5	320
	ЖШУ	0,13	3,81	350	0,13	3,81	350
	Бурый уголь						
	ТШУ	0,17	4,98	470	0,17	4,98	470
	ЖШУ	0,23	6,75	640	0,23	6,75	640
	Газ	0,043	1,26	125	0,43	1,26	125
	Мазут	0,086	2,52	250	0,086	2,52	250
	Бурый уголь ТШУ	0,14	3,95	370	0,11	320	300
	Каменный уголь						
	ТШУ	0,20	5,86	540	0,13	3,81	350
ЖШУ	0,25	7,33	700	0,21	6,16	570	

Применение: топливо в условном исчислении. При нормальных условиях (температуре 0°С, давлении 101,3 кПа), рассчитанная на сухие газы.

Нормативы удельных выбросов в атмосферу оксидов серы для котельных установок, использующих твердое топливо и жидкое топливо (ГОСТ Р50831-95)

Тепловая мощность котлов Q, МВт (паропроизводительность котла D, т/ч)	Приведённое содержание серы S ^{пр} , кг%/МДж	Котельные установки, введённые на ТЭС до 31 декабря 2000 г.		Котельные установки, введённые на ТЭС с 1 января 2001 г.	
		Массовый выброс SO _x на единицу тепловой энергии, г/МДж	Массовый выброс SO _x при α = 1,4, мг/м ³	Массовый выброс SO _x на единицу тепловой энергии, г/МДж	Массовый выброс SO _x при α = 1,4, мг/м ³
До 199 (до 320)	0,045 и менее	0,875	25,7	0,5	14,7
	Более 0,045	1,5	44,0	0,6	17,6
200–249 (320–400)	0,045 и менее	0,875	25,7	0,4	11,7
	Более 0,045	1,5	44,0	0,45	13,1
250–299 (400–420)	0,045 и менее	0,875	25,7	0,3	8,8
	Более 0,045	1,5	44,0	0,3	8,8
300 и более (420 и более)	0,045 и менее	0,875	25,7	0,3	8,8
	Более 0,045	1,3	38,0	0,3	8,8

Примечание: топливо в условном исчислении. При нормальных условиях (температуре 0°С, давлении 101,3 кПа), рассчитанная на сухие газы.

Предельно допустимые и допустимые уровни звукового давления, уровни звука, эквивалентные и максимальные уровни звука проникающего шума в помещениях жилых и общественных зданий (СП 51.13330.2011)

Назначение помещений или территорий	Уровни звукового давления (эквивалентные уровни звукового давления), дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц								Уровень звука (эквивалентный уровень звука), дБА	Максимальный уровень звука L _A - макс, дБА	
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000			8000
1. Рабочие помещения административно-управленческого персонала производственных предприятий, лабораторий, помещения для измерительных и аналитических работ	93	79	70	63	58	55	52	50	49	60	75
2. Рабочие помещения диспетчерских служб, кабины наблюдения и дистанционного управления с речевой связью по телефону, участки точной сборки, телефонные и телеграфные станции	96	83	74	68	63	60	57	55	54	65	80
3. Помещения лабораторий для проведения экспериментальных работ, кабины наблюдения и дистанционного управления без речевой связи по телефону	103	91	83	77	73	70	68	66	64	75	90
4. Помещения с постоянными рабочими местами производственных предприятий, территории предприятий с постоянными рабочими местами (за исключением работ, перечисленных в поз.1-3)	102	90	82	77	73	70	68	66	64	75	90

Примечание: допустимые уровни шума в помещениях, приведенные в поз.1, относятся только к шуму, проникающему из других помещений и извне.

Таблица 19.5

Нормируемые параметры шума в октавных полосах частот, эквивалентных и максимальных уровней звука проникающего шума в помещениях жилых и общественных зданий и шума на селитебной территории по СанПиН 1.2.3685-21

N п/п	Назначение помещений или территорий	Время суток	Для источников постоянного шума										Для источников непостоянного шума		
			Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц										Уровни звука L(A), дБА	Эквивалентные уровни звука L(Aэкв.), дБА	Максимальные уровни звука L(Aмакс), дБА
			31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	40			
1	Классные помещения, учебные кабинеты, учительские комнаты, аудитории образовательных организаций, конференц-залы, читальные залы библиотек	–	79	63	52	45	39	35	32	30	28	40	40	55	
2	Территории, непосредственно прилегающие к зданиям жилых домов, домов отдыха, пансионатов, домов-интернатов для престарелых и инвалидов, дошкольных образовательных организаций и других образовательных организаций	с 7 до 23 ч. с 23 до 7 ч.	90	75	66	59	54	50	47	45	44	55	55	70	
			83	67	57	49	44	40	37	35	33	45	45	60	

N п/п	Назначение помещений или территорий	Время суток	Для источников постоянного шума										Для источников непостоянного шума			
			Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц										Уровни звука L(A), дБА	Эквивалентные уровни звука L(Аэкв.), дБА	Максимальные уровни звука L(Амакс), дБА	
			31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	44				55
3	Границы санитарно-защитных зон	с 7 до 23 ч. с 23 до 7 ч.	90	75	66	59	54	50	47	45	44	55	45	55	70	60

Примечания: 1. Эквивалентные и максимальные уровни звука в дБА для шума, создаваемого на территории средствами автомобильного, железнодорожного транспорта, в 2 м от ограждающих конструкций первого этажа шумозащитных типов жилых зданий, зданий гостиниц, общежитий, обращенных в сторону магистральных улиц общегородского и районного значения, железных дорог, допускается принимать на 10 дБА выше (поправка равна +10 дБА). Средние эквивалентного уровня звука осуществляется для дневного времени суток за 16 часов, для ночного времени суток – за 8 часов.

2. Допустимые уровни шума следует принимать на 5 дБ (дБА) ниже значений (поправка равна – 5 дБА), указанных в табл. 19.5, от оборудования систем вентиляции, кондиционирования воздуха, холодоснабжения, к шуму оборудования (системы отопления, водоснабжения, оборудование насосное, холодильное, лифтовое), обслуживающего здание и встроено-пристроенные помещения. При этом поправку на тональность шума не учитывают (за исключением поз. 1 для ночного времени суток).

3. Для тонального и импульсного шума следует принимать поправку – 5 дБА.

Уровень интенсивности звука, дБ:

$$L_1 = 10 \lg I/I_0, \quad (19.7)$$

где $I_0 = 10^{-12}$ Вт/м² – интенсивность звука, соответствующая пороговому уровню.

Уровень звукового давления, дБ,

$$L = 10 \lg (p/p_0)^2 \quad (19.8)$$

или

$$L = 20 \lg (p/p_0),$$

где $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ – пороговое звуковое давление, Па.

Уровень звуковой мощности, дБ,

$$L_w = 10 \lg (W/W_0), \quad (19.9)$$

где $W_0 = 10^{-12}$ – пороговая звуковая мощность, Вт.

Использование логарифмических величин позволяет резко уменьшить диапазон значений рассматриваемых величин и наиболее полно учитывать физиологическую особенность восприятия шума человеком. Например, при изменении звукового давления от $2 \cdot 10^{-4}$ до 2 Па, которые реально имеют место в окружающей среде, уровень звукового давления изменяется от 20 до 100 дБ.

Суммарный уровень звукового давления от нескольких источников определяется по формуле

$$L_c = 10 \lg (\sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i}), \quad (19.10)$$

где n – количество источников; L_i – уровень звукового давления i -го источника.

Если имеется n одинаковых источников с уровнем звукового давления L_i , создаваемым каждым источником, то из (19.10) получим

$$L_c = L_i + 10 \lg n. \quad (19.11)$$

Для частотного анализа шума используются в основном *октавные и третьоктавные* полосы среднегеометрических частот.

Среднегеометрическая частота полосы находится по определению как

$$f_{cp} = \sqrt{f_n f_v}, \quad (19.12)$$

где f_n и f_v – нижняя и верхняя граница диапазона соответственно. При этом верхнее значение диапазона для октавной полосы в два раза больше нижней границы диапазона, а для третьоктавной – в 1,26 раза.

Для анализа всего спектра шума часто используется шкала A . Количественные характеристики по шкале A называются уровнями звука, дБА.

Уровни звукового давления не должны превышать предельно допустимых значений для определенных территорий или рабочих мест (см. табл. 19.4, 19.5).

19.2. Пылезолоулавливание

Снижение выбросов твердых частиц всегда используется на энергетических котлах при сжигании твердого топлива. В зависимости от тепловой мощности котла (паропроизводительности) и приведенного содержания золы $A^{пр}$ (кг%/МДж) в топливе

в настоящее время массовая концентрация частиц в дымовых газах, выбрасываемых в атмосферу, при $\alpha = 1,4$ (мг/м³) должна находиться в диапазоне от 50 до 500 мг/м³ (табл. 19.6). С увеличением тепловой мощности котла (паропроизводительности) значения нормативов ужесточаются. Новые европейские стандарты предписывают снижение запыленности дымовых газов, выбрасываемых в атмосферу, на уровне 10–20 мг/м³. Для этого эффективность золоулавливания должна составлять 98–99,9% (а иногда и более). Такую степень золоочистки дымовых газов могут обеспечить только современные многопольные электрофильтры и золоуловители с рукавными фильтрами, эффективность работы которых во многом определяется физико-химическими свойствами золы (плотность, дисперсионный и химический состав, электрическое сопротивление, слипаемость, абразивность).

Для снижения выбросов твердых частиц используются:

- инерционные золоуловители;
- мокрые золоуловители;
- электрофильтры;
- тканевые фильтры.

Основные характеристики золоуловителей приведены в табл. 19.6.

Таблица 19.6

Основные характеристики золоуловителей

Наименование золоуловителя	Область применения	Степень улавливания золы, η , %	Гидравлическое сопротивление, Па	Примечания
Инерционные золоуловители	Котлы малой и средней мощности паропроизводительностью 2,5–500 т/ч	70–92	500–700	Не рекомендуется применять при высокой слипаемости золы
Мокрые золоуловители	Котлы средней мощности паропроизводительностью до 670 т/ч	95–97	800–1100	Не рекомендуется применять для топлив, имеющих приведенную сернистость больше $S_{пр} 0,3\%$ кг/МДж и более 15% CaO
Электрофильтры	Котлы средней и большой мощности с паропроизводительностью больше 420 т/ч	98–99,7	100–200	Высокие капитальные и эксплуатационные затраты
Тканевые фильтры	На котлах разной мощности	Более 99,7	500–1500	Высокие капитальные и эксплуатационные затраты

Степень улавливания золы в золоуловителе определяется по (19.13).

Проскок золы p связан со степенью улавливания золы η в золоуловителе формулой

$$p = 1 - \eta. \quad (19.13)$$

Степень проскока золоуловителя любого типа зависит от параметра золоулавливания:

$$\Pi = (vA)/(u\omega), \quad (19.14)$$

где v – эффективная скорость дрейфа (осаждения) твердой частицы к поверхности осаждения, м/с; A – площадь поверхности осаждения, м²; u – средняя скорость пылегазового потока, м/с; ω – площадь сечения для прохода газов, м².

Между параметром золоулавливания Π и степенью проскока мелких частиц p имеет место соотношение:

$$p = \exp(-\Pi). \quad (19.15)$$

Общая степень проскока для всех частиц определяется как

$$p_c = \sum_{i=1}^n p_i \frac{\Phi_i}{100}, \quad (19.16)$$

где p_i – степень проскока для i -ой фракции; Φ_i – доля i -ой фракции при входе в золоуловитель, %.

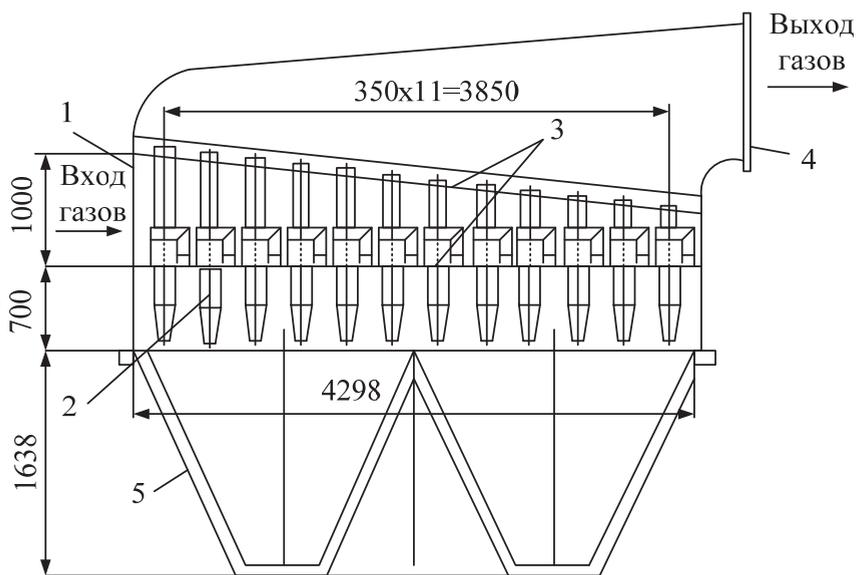
Для нескольких золоуловителей степень проскока p_{ic} для каждой фракции определяется по выражению

$$p_{ic} = \prod_{n=1}^m p_{in}, \quad (19.17)$$

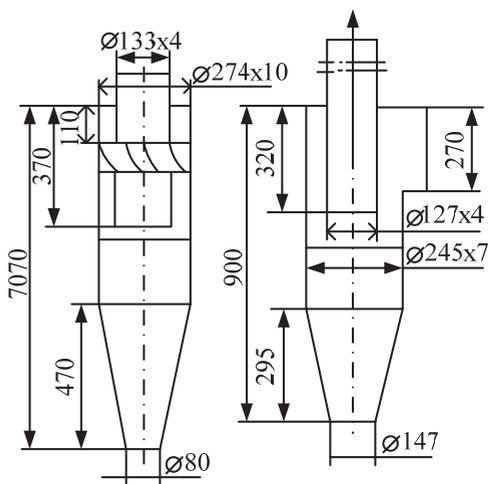
где p_{in} – проскок некоторой фракции i через n ступень золоуловителя.

Из инерционных золоуловителей наибольшее применение получили циклоны. Осаждение золы здесь происходит за счет центробежных сил при вращательном движении потока. Дымовые газы поступают в циклон тангенциально, под действием центробежных сил зола отбрасывается к внешней стенке циклона и под действием силы тяжести ссыпается вниз в воронку. Очищенный газ удаляется через внутренний цилиндр вверх. Для повышения степени улавливания применяют циклоны диаметром 0,23–0,5 м, объединяемые в батареи (батарейные циклоны).

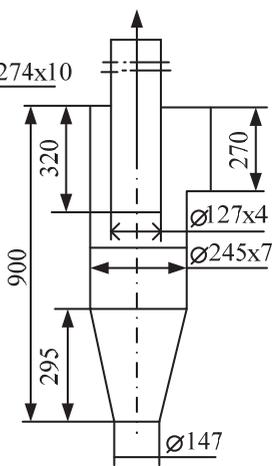
На рисунке 19.1 показана схема батарейного циклона БЦУ-М (конструкции «Энергоуголь») и основные типы элементов батарейных циклонов: с осевым направляющим аппаратом (рис. 19.1 а), полуулиточным подводом газа (рис. 19.1 б) и четырехзаходным подводом газа (рис. 19.1 в). Два первых элемента диаметром около 0,25 м, последний – 0,5 м. Степень улавливания циклона в батарее меньше, чем отдельного циклона из-за неравномерности распределения пылегазового потока и перетоков газов. Батарейные циклоны применяют для улавливания золы (пыли) за котлами паропроизводительностью до 500 т/ч. Степень улавливания составляет 0,88–0,92 при потере давления 500–700 Па. Для котлов паропроизводительностью 2,5–20 т/ч применяются циклоны диаметром 400–500 мм со степенью улавливания 70–90 %.



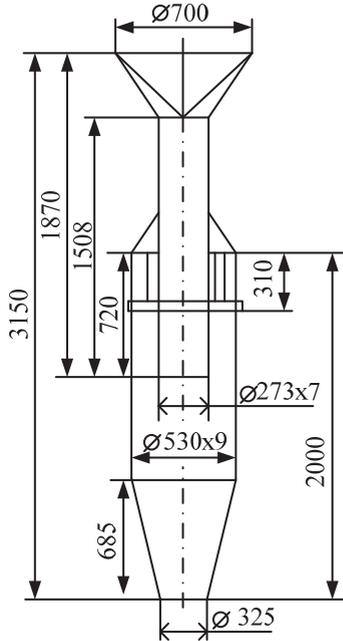
а)



б)



в)



г)

Рис. 19.1. Циклонные золоуловители:

а – батарейный циклон: 1 – вход очищаемых газов; 2 – циклонный элемент; 3 – трубные доски; 4 – выход очищенных газов; 5 – корпус батарейного циклона; б – аксиальный элемент батарейного циклона типа БЦР-254; в – элемент циклона типа БЦУ-М; г – элемент ЦКТИ с тангенциальным четырехзаходным завихрителем (БЦ-512)

Электрофильтры установлены на всех угольных энергоблоках России мощностью 150 МВт и более. Это обусловлено их техническими характеристиками: высокой степенью улавливания золы ($\eta \geq 99\%$) и относительно малым гидравлическим сопротивлением (около 200 Па), возможностью улавливать мелкие частицы с размерами до 0,1 мкм. Недостатками электрофильтров являются большие габариты, сложная эксплуатация, высокие капитальные и эксплуатационные затраты.

В электрофильтрах запыленный газ движется в каналах между осадительными электродами, между которыми расположены через определённое расстояние коронирующие электроды. К коронирующим электродам подводится постоянный ток высокого напряжения, как правило, отрицательный, а осадительные электроды имеют положительный заряд.

При напряженности электрического поля 60–110 кВ происходит ионизация частиц, содержащихся в дымовых газах. Газовые ионы различной полярности, образующиеся в зоне короны, под действием сил электрического поля движутся к разноименным электродам. Частицы золы адсорбируют ионы, приобретают электрический заряд и под действием электрического поля двигаются к осадительным электродам. Основное количество частиц осаждается на поверхности осадительных электродов, меньшая часть – на коронирующие электроды. С помощью ударного механизма через определённые промежутки времени происходит встряхивание электродов, и частички золы под действием силы тяжести попадают в бункер. На рисунке 19.2 приведен пример электрофильтров.

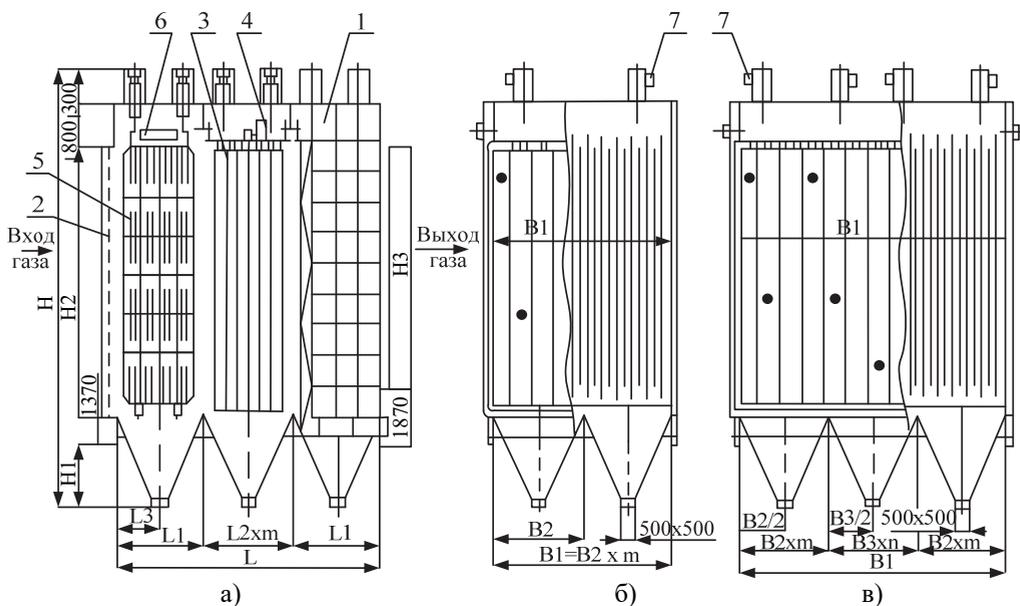


Рис. 19.2. Электрофильтры типа ЭГБВ:

а – вид сбоку; б – односекционные; в – двухсекционные: 1 – корпус; 2 – газораспределительные решетки; 3 – осадительные электроды; 4 – механизмы осадительных электродов; 5 – коронирующие электроды; 6 – механизм встряхивания коронирующих электродов; 7 – токоподвод

Конструкции электрофильтров постоянно улучшаются для повышения эффективности золоулавливания и уменьшения капитальных затрат.

Для ещё более тонкой очистки дымовых газов возможно использование *тканевых фильтров*. Степень улавливания пыли тканевыми фильтрами достигает 99,9%. В тканевых фильтрах фильтрация осуществляется через гибкую ткань, изготавливаемую из тонких нитей диаметром 100–300 мкм. Фильтры имеют цилиндрическую форму и получили название рукавных. Скорость газового потока через ткань порядка $u = 0,01–0,02$ м/с. Поэтому основным недостатком тканевых фильтров являются большие габаритные размеры при очистке большого объёма дымовых газов. Гидравлическое сопротивление таких фильтров составляет 0,5–3 кПа.

На рисунке 19.3 показана перспективная модель рукавного фильтра типа ФРО, для очистки больших объёмов газа. Конструкция фильтра состоит из секционированного корпуса, в котором размещены фильтрующие рукава диаметром 300 мм и длиной 10 м. При использовании рукавов из лавсана фильтры могут очищать газы при 130–140°C, при использовании рукавов из стеклоткани – до 230°C. Допустимое разрежение внутри аппаратов составляет 6 кПа. Удельная газовая нагрузка для лавсана – 0,5–0,9 м³/м² мин, для стеклоткани – 0,3–0,5 м³/м² мин. В таблице 19.7 приведены технические характеристики этих фильтров.

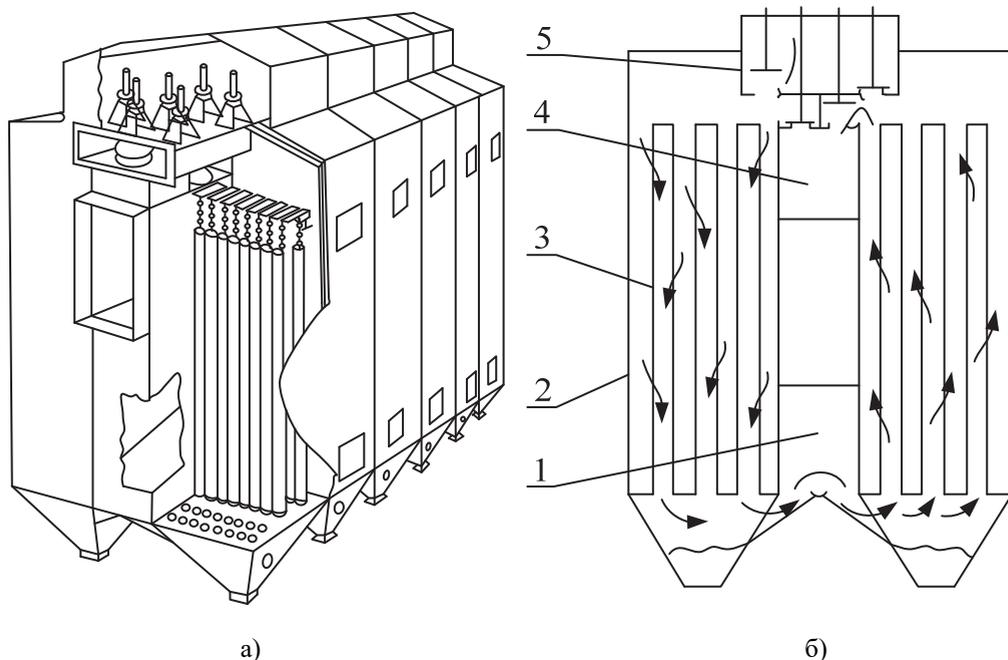


Рис. 19.3. Общий вид и схема работы фильтра типа ФРО:

1 – коллектор запыленного газа; 2 – корпус фильтра; 3 – фильтровальный рукав;
4 – коллектор запыленного газа; 5 – клапанная секция

Техническая характеристика фильтров типа ФРО

Наименование	ФРО-2400	ФРО-6300	ФРО-20300
Площадь фильтрующей поверхности (не менее), м ²	2400	6000	20300
Количество рукавов	504	648	2160
Количество секций	12	12	10
Высота рукава, м	8	10	10
Диаметр рукава, мм	200	300	300
Удельная газовая нагрузка, м ³ /м ² мин для лавсана (для стеклоткани)	0,5–0,9 (0,3–0,5)		
Гидравлическое сопротивление, кПа(кгс/м ²)	2–3 (200–300)		
Допустимая запылённость газа па входе в фильтр, г/м ³	20		
Допустимое разрежение внутри аппарата, кПа (кгс/м ²)	6 (600)		
Габаритные размеры, мм:			
– длина	9600	18600	30420
– ширина	6810	9810	18800
– высота	16750	18360	23480
Масса, т	75,6	162,8	540

По всей длине рукава расположены вшивные распорные кольца. В верхней части фильтра размещена галерея клапанных секций, в нижней части – секционированные бункера.

Принципиальная схема работы фильтра представлена на рис. 19.3 б.

Запыленный газ поступает в коллектор, размещенный между боковыми секциями, проходит в нижнюю часть фильтра, распределяется по рукавам, очищается от частиц пыли, через открытые клапаны поступает в коллектор чистого газа и выбрасывается в атмосферу.

При достижении определенного сопротивления осуществляется регенерация рукавов за счет продувки ткани в обратном направлении очищенным газом. Для этого открываются продувочные клапаны, закрываются основные, и поток газа через ткань проходит в обратном направлении. Осевшая на рукавах пыль сбрасывается в бункер. После продувки рукавов продувочные клапаны закрываются, секция фильтра некоторое время выдерживается в режиме успокоения пыли, после чего возобновляется режим фильтрования за счет открытия основных клапанов. Регенерация ткани рукавов осуществляется посекционно. Цикл работы фильтра задается в зависимости от параметров пылегазового потока и производится автоматически специальным

устройством. В качестве приводов для тарельчатых клапанов используются пневмоцилиндры. Выгрузка пыли осуществляется шлюзовыми затворами, в отдельных случаях могут быть применены затворы других типов.

Распространение получили рукавные фильтры, где регенерация осуществляется при избыточном давлении. В фильтрах этого типа дымовые газы подаются в рукав снаружи (с периферии). Здесь в качестве фильтрующего материала используют игольчатый войлок, который имеет высокую прочность. Для регенерации фильтров кратковременно сверху вниз в рукав подают струю воздуха при высоком давлении со скоростью звука. Происходит встряхивание и деформация рукава, который вздувается, за счет чего слой пыли стекает вниз и удаляется. Отключать подачу дымовых газов в этом случае не обязательно. Процесс регенерации продолжается от 100 до 300 мс (0,1–0,3 сек). Для таких фильтров нет необходимости иметь многокамерную конструкцию. Давление воздуха в резервуаре для регенерации изменяется от $0,5 \cdot 10^5$ до $7 \cdot 10^5$ Па. Остаточная концентрация золы (пыли) после тканевых фильтров удовлетворяет самым жестким нормативам (табл. 19.1) и составляет $15\text{--}50 \text{ мг/м}^3$.

В настоящее время имеется практический опыт успешной эксплуатации рукавных фильтров с котлами разной мощности, вплоть до энергоблоков 750 МВт.

Впервые в России рукавные фильтры были установлены на энергоблоке № 7 мощностью 500 МВт Рефтинской ГРЭС, работающей на экибастузском угле.

Для дальнейшего повышения эффективности современных золоуловителей рассматриваются варианты комплексных систем, когда первой ступенью является электрофильтр, а второй – рукавный фильтр. Дополнительными преимуществами таких комплексных систем являются увеличение сроков службы рукавов и возможность отбора сухой золы по фракциям для хозяйственных нужд.

19.3. Снижение выбросов оксидов серы

Снижение выбросов оксидов серы имеет важное значение при сжигании твердого топлива и мазута. В зависимости от тепловой мощности котла (паропроизводительности) и приведённого содержания серы $S_{\text{пр}}$, кг%/МДж, в топливе в настоящее время массовая концентрация SO_x при $\alpha = 1,4$, в выбрасываемых в атмосферу дымовых газах для котлов, введенных в эксплуатацию с 1 января 2001 г., должна находиться в диапазоне от 700 до 1400 мг/м^3 (табл. 19.3). С увеличением тепловой мощности котла (паропроизводительности) значения нормативов ужесточаются. За рубежом нормативные документы ЕС устанавливают более жесткие требования к выбросам оксидов серы. Например, для аналогичных условий у котлов тепловой мощности более 300 МВт концентрация SO_2 не должна превышать при сжигании твердого топлива $150\text{--}200 \text{ мг/м}^3$, а жидкого топлива – 125 мг/м^3 . Диапазон фактических значений массовых концентраций оксидов серы в выбросах в атмосферу при сжигании твердого и жидкого топлива составляет для котлов тепловой мощности более 300 МВт $700\text{--}1200 \text{ мг/м}^3$.

Доведения фактических значений до нормативных величин достигается уменьшением выбросов оксидов серы, которое может быть получено:

- удалением серы из топлива;
- очисткой продуктов сгорания от оксидов серы.

Методы уменьшения выбросов оксидов серы на стадии подготовки топлива к сжиганию широко используются для жидкого и незначительно – для твердого топлива.

Сера из нефти удаляется на нефтеперегонных заводах в процессе гидрогенизации (или каталитического гидрирования) в присутствии кобальт-молибденового катализатора при температуре 250–300°C и давлении 1,4–10 МПа. В ходе каталитических реакций происходит распад серосодержащих органических соединений с образованием газообразного сероводорода, который отделяется и восстанавливается затем до элементарной серы.

В углях сера связана в пирите (колчеданная сера FeS_2) и органических соединениях, которые удаляются: пиритная сера – физическими методами, органические соединения – термическим или химическими способами.

При физических методах удаления уголь дробят, способы разделения основаны на разнице плотностей угля и пирита или их поверхностных свойствах.

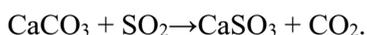
Радикальным способом удаления серы из топлива является его газификация. Перевод твердого или жидкого топлива в газообразное состояние производится путем неполного окисления при высокой температуре с одновременным удалением вредных примесей, являющихся побочными продуктами. Сера выводится из топлива в этом случае большей частью в виде соединения H_2S (сероводорода). После такого выведения серы горючий газ может быть далее использован как топливо при сжигании.

Очистка продуктов сгорания от оксидов серы в настоящее время достаточно проработана. Методы очистки можно разделить на мокрые (известняковый, аммиачный и магниевый), мокросухие (или полусухие) и сухие.

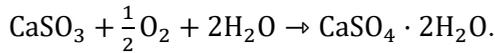
Для достижения европейских уровней эмиссии оксидов не более 150–200 мг/м³ при сжигании углей, используемых на российских ТЭС, степень очистки дымовых газов должна составлять 60–97%. Указанную степень очистки позволяют получить прежде всего мокрые и мокросухой методы.

В настоящее время широко применяются различные варианты и модификации процесса мокрой абсорбционной газоочистки с использованием в качестве сорбента суспензий на основе известняка CaCO_3 или извести CaO (мокрый известняковый метод). Значительно реже используются методы мокрой очистки с применением сульфата натрия Na_2SO_3 , сульфата аммония $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_3$ и других реагентов. Мокрые методы сероочистки могут достигать эффективности от 70 до 99%. Дополнительным положительным эффектом является очистка дымовых газов от летучей золы и получения в процессе реакций товарного гипса или удобрений.

В основе указанного процесса лежит химическая реакция, протекающая при контакте дымовых газов с известняком в объеме распыленной суспензии известняка с образованием твердого сульфата кальция и углекислого газа:



Процесс протекает в абсорбере башенного циркуляционного типа. В нижней части абсорбера накапливается суспензия сульфита кальция. При барботаже воздуха через слой этой суспензии происходит доокисление сульфита кальция в двуводный сульфат кальция (гипс) по реакции:



Принципиальная схема сероочистки газов по мокрому методу представлена на рисунке 19.4. Штриховой линией выделено оборудование по очистке дымовых газов от серы. Дымовые газы, покидающие котел 1, первоначально очищаются от летучей золы в золоуловителе 2 и охлаждаются в регенеративном газоподогревателе 3 до температуры точки росы водяных паров (приблизительно 55°C). Охлажденные газы затем подаются в абсорбер 6. Очищенные продукты сгорания с температурой около 45°C направляются в каплеуловитель 5, а затем в газоподогреватель 3, где подогреваются на 20–30°C для предотвращения процессов коррозии в дымовой трубе 4. В результате реакций может быть получен товарный гипс ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$), который является экологически безвредным и используется в строительстве.

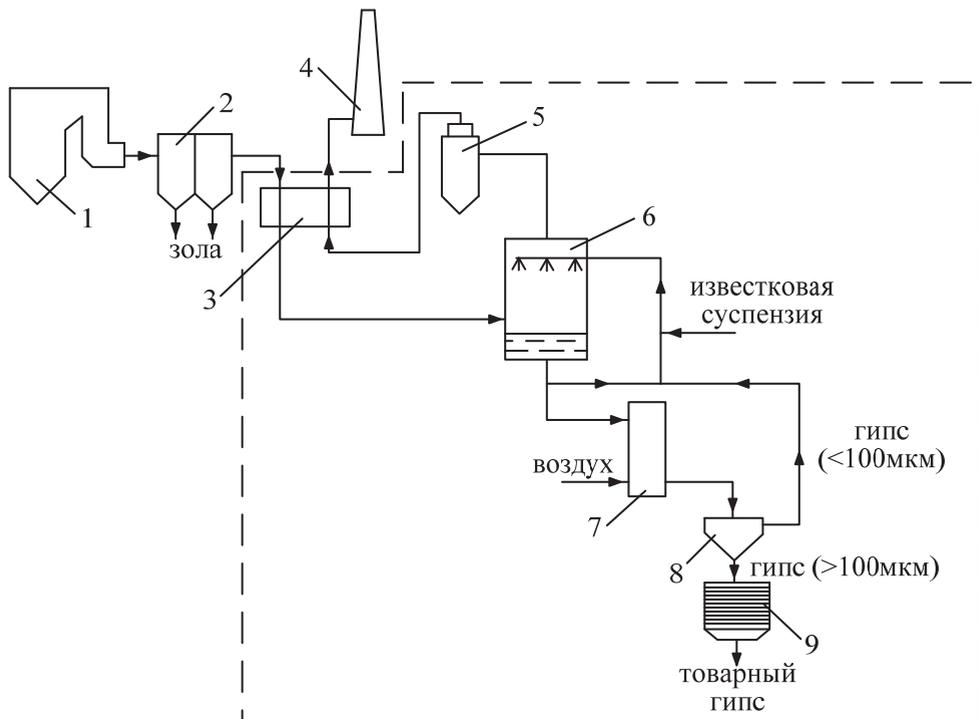


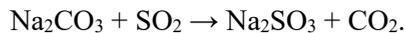
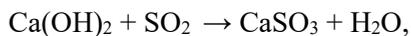
Рис. 19.4. Схема мокрого известнякового метода сероочистки газов:

- 1 – котел; 2 – золоуловитель; 3 – регенеративный воздухоподогреватель; 4 – дымовая труба; 5 – каплеуловитель; 6 – абсорбер; 7 – бак окислитель; 8 – сепаратор; 9 – пресс фильтр

Использование мокрой сероочистки рекомендуется на новых крупных блоках ТЭС, где требуется высокая степень очистки дымовых газов. Капиталовложения достигают 15–25% от стоимости энергетической установки, а эксплуатационные затраты – до 10% от стоимости производства электроэнергии. Одной из главных проблем, возникающих при эксплуатации абсорберов, является необходимость предотвращения отложений за счет выпадения остатка и нарушение циркуляции суспензии из-за закупорки в линиях ее подачи.

В последнее время все большее распространение находят *мокросушие методы* очистки от оксидов серы. Метод основан на эффективном поглощении SO₂ известью Ca(OH)₂ или содой Na₂CO₃.

На рисунке 19.5 показана схема установки мокрыхсухого способа сероочистки газа. При этом имеют место реакции с образованием сульфитов кальция или натрия:



Если абсорбер установлен перед золоулавливающей установкой, то продукты сероочистки сорбируются вместе с летучей золой и складироваются на золоотвале.

Перспективными для внедрения на ТЭС России являются такие варианты мокрыхсухой сероочистки газов, как NID по технологии фирмы ALSTOM, упрощенная сероочистка по технологии E-SOX, сероочистка с использованием мокрых скрубберов Вентури.

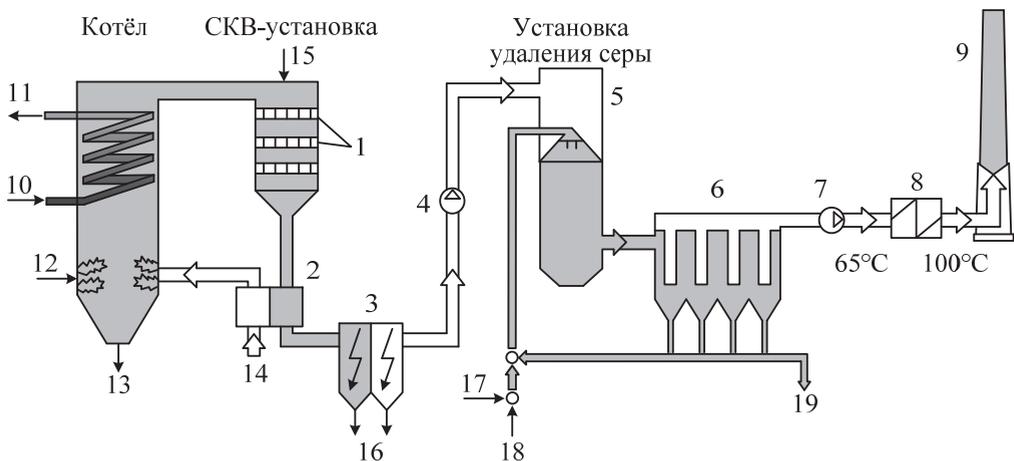


Рис. 19.5. Схема мокрыхсухого способа сероочистки газов:

- 1 – катализатор; 2 – РВП; 3 – электрофильтр; 4, 7 – дымососы; 5 – абсорбер; 6 – тканевый фильтр; 8 – подогреватель; 9 – дымовая труба; 10 – питательная вода; 11 – пар;
- 12 – угольная пыль; 13 – зола; 14 – воздух; 15 –впрыск аммиака; 16 – летучая зола;
- 17 – известь; 18 – вода; 19 – продукты реакции (сульфит и сульфат кальция)

Некоторые способы, такие как *озонно-аммиачный и радиационный*, позволяют проводить одновременную очистку дымовых газов от оксидов серы и азота.

Сущность озонно-аммиачного метода заключается в том, что в уходящие газы вводится сильный окислитель – озон O_3 , который окисляет низшие оксиды серы и азота (SO_2 и NO) до высших (SO_3 , NO_2 , N_2O_5), хорошо поглощаемых водой и водянными растворами. Полученный таким образом раствор кислот затем нейтрализуется аммиаком с образованием солей (сульфатов и нитратов).

Установка обеспечивает эффективность очистки дымовых газов от оксидов серы до 90%, оксидов азота – до 75–80%. Капитальные затраты на сооружение озонно-аммиачной установки достигают примерно 30% стоимости энергоблока, эксплуатационные затраты составляют 3,5–4% эквивалентной мощности блока, основная доля которых приходится на подготовку озонированного воздуха.

При радиационно-химическом методе продукты сгорания, представляющие собой смесь CO_2 , CO , H_2O , N_2 , O_2 , NO , NO_2 , SO_2 , SO_3 и др., подвергаются воздействию ионизирующего излучения, а именно потока электронов с большой энергией. При этом в газопоток предварительно вводится аммиак.

Физико-химические процессы, протекающие в дымовых газах при воздействии на них ионизирующего излучения, можно разделить на три основные стадии. В первой происходит возбуждение электронных оболочек молекул смеси при их соударении с быстрыми заряженными частицами – электронами, имеющими энергию около 1 МэВ. На второй стадии молекулы, находящиеся в возбужденном неустойчивом состоянии, диссоциируют либо на положительный ион и электрон, либо на два осколка – атомы, радикалы, осколочные ионы. В третьей стадии образовавшиеся ранее при радиационной обработке газа активные компоненты участвуют в большом числе химических реакций с другими компонентами и между собой. Эти реакции можно разделить на две группы: ионно-молекулярные и реакции нейтрализации. В результате этих реакций последовательно происходит доокисление NO и SO_2 соответственно до NO_2 и SO_3 , образование из последних азотной и серной кислот, затем пары кислот связываются добавками аммиака в твердые соли аммония.

Конечные продукты процесса в виде сухого порошка неорганических солей $(NH_4)_2SO_4$ и $2NH_4NO_3$ удаляются из потока дымовых газов с помощью фильтра и представляют собой ценный продукт для производства минеральных удобрений.

При оптимальных условиях процесса (1,8–2,0 Мрад и 70°C) обеспечивается 95%-ая очистка от оксидов серы и 80%-ая очистка от оксидов азота. Достигнутая при реализации метода высокая степень очистки газов не зависит от начальных концентраций NO_x и SO_x , расхода дымовых газов и их запыленности. Увеличение влажности продуктов сгорания увеличивает эффективность очистки.

Малая плотность дымовых газов позволяет использовать для их обработки электроны, ускоренные до сравнительно небольших энергий (0,5–1,0 МэВ). Это, с одной стороны, облегчает создание системы биологической защиты ускорительных установок, а с другой – гарантирует отсутствие наведенной активности оборудования, газопотоков и самого обрабатываемого газа.

Недостатками радиационно-химического метода являются: необходимость строгой дозировки аммиака; большие эксплуатационные затраты на создание ионизирующего излучения (примерно 10–12 МВт для обработки дымовых газов ТЭС мощностью 500 МВт); отсутствие на сегодняшний день ускорителей большой единичной мощности.

Таким образом, для очистки дымовых газов от серы требуется сложное производство, требующее больших капитальных и эксплуатационных затрат. При этом технические вопросы сероочистки для обеспечения установленных требований в основном решены.

Выполнение требований существующих российских стандартов при использовании Кузнецких и Канско-Ачинских, а также многих углей Восточной Сибири и Дальнего Востока, которые являются малосернистыми, возможно без специальных систем сероочистки. В настоящее время обязательным является использование сероочистки при сжигании сернистых углей и высокосернистого мазута.

При этом ужесточение стандартов до европейского уровня потребует обязательного использования сероочистки при сжигании практически всех углей на российских ТЭС.

19.4. Снижение выбросов оксидов азота

Снижение выбросов оксидов азота возможно при сжигании любого вида топлива. В зависимости от тепловой мощности котла (паропроизводительности) и вида топлива в настоящее время массовая концентрация NO_x (при $\alpha = 1,4$), в выбрасываемых в атмосферу дымовых газах должна находиться в диапазоне от 125 до 640 мг/м³ (табл. 19.2). Наименьшая массовая концентрация NO_x в дымовых газах допускается при сжигании газа, наибольшая – при сжигании каменного угля в котлах с жидким шлакоудалением.

Снижение выбросов оксидов азота достигается двумя путями:

- за счет организации процесса сжигания топлива (режимно-технологическими и конструктивными мероприятиями);
- очисткой дымовых газов от уже образовавшихся оксидов азота (селективное каталитическое и некаталитическое восстановление NO до N_2).

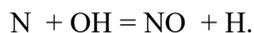
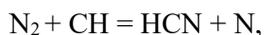
Режимно-технологические и конструктивные мероприятия влияют на механизм образования оксидов азота. Существуют два источника образования оксидов азота при сжигании органического топлива. В первом происходит окисление молекулярного азота воздуха, используемого в качестве окислителя при горении, а во втором – окисление азотосодержащих составляющих топлива. В первом случае образуются термические и «быстрые» оксиды азота, а во втором – топливные. Существуют различные формы оксидов азота: N_2O , NO , N_2O_3 , NO_2 , N_2O_4 , N_2O_5 . При сжигании органического топлива в топках энергетических котлов наибольшее значение имеет образование оксида и диоксида (NO и NO_2), сумму которых в пересчете на NO_2 принято обозначать как NO_x .

Необходимым условием для образования термических оксидов азота является диссоциация при высоких температурах молекул кислорода на атомы, которые вступают в реакцию с молекулярным азотом воздуха. Термические оксиды азота в основном образуются в узком диапазоне температур в зоне активного горения. В связи с высокой энергией активации реакций образования термических оксидов азота их генерация происходит при температурах, превышающих 1800 К. Основными факторами, влияющими на выход термических оксидов азота, являются:

- максимальная температура в зоне генерации NO_x ;
- концентрация избыточного кислорода.

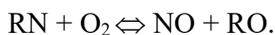
Наибольшее влияние оказывает температура в зоне горения, с увеличением которой происходит экспоненциальный рост образования оксидов азота.

«Быстрые» оксиды азота образуются в узкой зоне фронта пламени в результате аномально быстрых реакций взаимодействия молекулярного азота воздуха с углеводородными радикалами, образующимися в промежуточных реакциях горения:



Эти реакции активно протекают уже при температуре около 1300°C, когда образование термических NO_x практически не происходит. Доля «быстрых» оксидов азота обычно не превышает 10–15%, но на котлах малой мощности и при принятии мер по снижению термических оксидов азота их доля может возрасти до 30–50%.

Азотосодержащие соединения, входящие в состав твердых и жидких топлив, являются источником образования топливных оксидов азота. Образование топливных оксидов азота происходит в два этапа: сначала газификация капель мазута или угольных частиц с выделением азотосодержащих соединений типа CN , CHN , NH , NH_2 и др., а затем частичное окисление этих соединений по реакции:



Топливные оксиды азота (как и быстрые) образуются на начальной стадии факела за короткий промежуток времени.

Образование топливных оксидов сильно зависит от концентрации кислорода в зоне горения и сравнительно слабо зависит от температуры. Увеличение содержания азота в топливе приводит к росту образования топливных оксидов азота, но эта зависимость не линейная. При малом содержании азота в топливе он практически весь переходит в оксиды азота. При увеличении содержания азота в топливе до 1–1,3%, конверсия азота в NO снижается до 16–25%.

Природный газ не содержит азота и при его сгорании топливных оксидов азота не образуется. При сжигании мазута в энергетических котлах доля топливной составляющей оксидов азота относительно невелика. При сжигании угольной пыли в топках с твердым шлакоудалением доля топливных оксидов азота может превышать 90% и сильно зависит от содержания азота в топливе и концентрации

свободного кислорода. Выход термических NO, как правило, не превышает 20% общей эмиссии оксидов азота или отсутствует вообще.

Режимно-технологические и конструктивные мероприятия для снижения выбросов оксидов азота направлены на снижение максимальной температуры и концентрации кислорода в зоне активного горения. Эти мероприятия получили широкое распространение ввиду простоты реализации и относительно низкой стоимости. Наиболее известные: сжигание топлива с малыми избытками воздуха; рециркуляция дымовых газов; стадийное и ступенчатое сжигание топлива; ввод влаги в зону горения и сжигание водо-мазутных эмульсий; сжигание твердых топлив с повышенной концентрацией пыли; применение двусветных экранов и снижение теплонапряжения в топочной камере.

Наиболее распространенным и одним из самых эффективных первичных мероприятий является внедрение малоэмиссионных горелочных устройств, которые обеспечивают стадийное сжигание топлива благодаря распределенному по длине факела подводу воздуха. Современные малоэмиссионные горелки в результате организации трех и более стадий смешения топлива и воздуха по длине факела обеспечивают снижение выхода оксидов азота на 30–60%. При комбинации же малоэмиссионных горелочных устройств с другими внутритопочными мероприятиями можно снизить выход оксидов азота уже до 70–80%.

В случае невозможности выполнения норм по выбросам оксидов азота методами комплексного сочетания различных режимно-технологических и конструктивных мероприятий используют очистку газов от оксидов азота. Здесь наибольшее распространение получили:

- селективное каталитическое восстановление (СКВ);
- селективное некаталитическое восстановление (СНКВ).

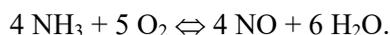
Очистка от оксидов азота в процессе селективного каталитического восстановления оксидов азота аммиаком происходит на поверхности катализатора в присутствии кислорода при температуре 300–450°C. Катализатор выполняется на керамическом или металлическом носителе и включает в себя диоксид титана, пентаоксид ванадия с добавками других металлов. Применяются катализаторы пластинчатой, сотовой и гофрированной конструкции. В процессе СКВ оксиды азота восстанавливаются аммиаком на катализаторе с образованием молекулярного азота и водяного пара и без формирования вторичных загрязнителей:



Метод СКВ имеет высокую эффективность очистки газа от оксидов азота, которая может достигать 92–94%. Стоимость установки СКВ для 200 МВт угольного блока составляет не менее 20% стоимости котла. Высоки также и эксплуатационные расходы.

Химическая реакция восстановления оксида азота до молекулярного азота аммиаком или мочевиной может протекать при высоких температурах без применения катализатора. Этот метод получил название селективного некаталитическо-

го восстановления (СНКВ) оксидов азота. Реакция (19.18) протекает при температуре 950–1100°С. При снижении температуры скорость реакции снижается, что будет приводить к увеличению проскока аммиака. При более высоких температурах возрастает роль реакции окисления аммиака кислородом, что приводит к увеличению выброса оксидов азота:



В соответствии с реакцией (19.18) на один моль NO требуется вводить один моль NH₃. На практике очень трудно обеспечить равномерное перемешивание небольшого количества аммиака с большими объемами дымовых газов и приходится вводить несколько больше аммиака (мольное соотношение NH₃/NO = 1,05–1,10). При этом проскок аммиака не должен превышать 5 ppm.

Метод СНКВ требует значительно меньше капитальных и эксплуатационных затрат по сравнению с каталитическим, но эффективность восстановления оксидов азота не превышает 50%.

19.5. Снижение выбросов углекислого газа

Снижению выбросов углекислого газа уделяют в настоящее время все большее внимание из-за того, что эти выбросы создают «парниковый» эффект и влияют на глобальное изменение климата. По данным Международного энергетического агентства (МЭА), выбросы горючих ископаемых в 2019 г. достигли 33,3 млрд т. Для удержания роста температуры к концу столетия в пределах 1,5 градуса следует к 2030 г. снизить выбросы на 45%, а к 2050 г. достичь углеродной нейтральности.

В энергетике двуокись углерода CO₂ выбрасывается в атмосферу главным образом в результате сжигания ископаемого топлива.

Способами снижения выбросов углекислого газа CO₂ в атмосферу являются использование энергоэффективных и ресурсосберегающих технологий, сокращение доли органического топлива, развитие ядерной энергетики, использование возобновляемых источников энергии, и т.д.

Рассмотрим более подробно секвестрацию парниковых газов. На рисунке 19.6 показаны три основных этапа процесса секвестрации углекислого газа (CCS, Carbon Capture and Storage), которыми являются улавливание углекислого газа, его транспортировка и долгосрочное захоронение (хранение). Этап улавливания связан с отделением CO₂ от других газообразных продуктов. Цель улавливания заключается в создании концентрированного потока диоксида углерода. Этап транспортировки может требоваться для доставки уловленного углекислого газа в подходящее место хранения, расположенное на определенном расстоянии от источника CO₂. В целях упрощения как транспортировки, так и хранения уловленный CO₂, как правило, подвергается компрессии до высокой плотности в установке для улавливания.

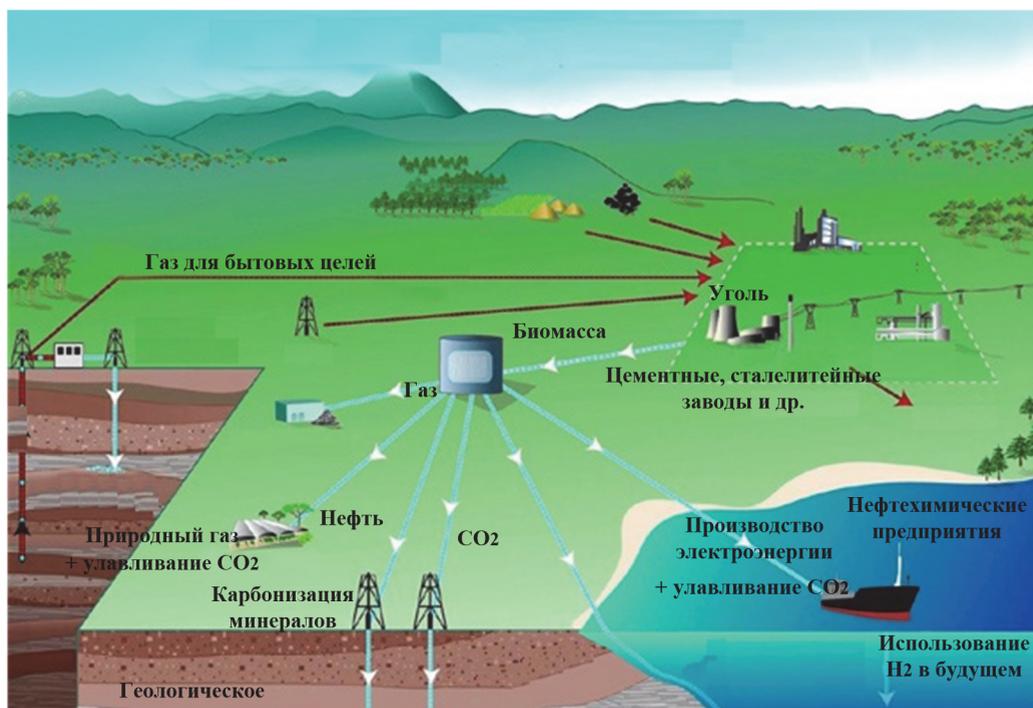


Рис. 19.6. Схематическая диаграмма процессов секвестрации

Потенциальные методы хранения включают закачивание в подземные геологические формации, закачивание в океан на больших глубинах и др.. Закачки CO_2 под землю помимо экологических выгод позволяют получать дополнительный эффект от повышения нефте- и газоотдачи пластов, а также извлечение угольного метана.

Существуют следующие системы улавливания CO_2 : до сжигания, со сжиганием обогащенного кислородом топлива, улавливание после сжигания (рис. 19.7). Важными факторами при выборе системы улавливания являются концентрация CO_2 в газовом потоке, давление газового потока и тип топлива.

В системах улавливания до сжигания осуществляется обработка первичного топлива в реакторе с потоком, насыщенным воздухом или кислородом, для создания смеси, состоящей из оксида углерода и водорода («синтетический газ»), которые потом разделяют на два независимых потока – CO_2 улавливается и отправляется в хранилище, а водород сжигается, при этом единственным продуктом сгорания является водяной пар. Технология основывается на физической абсорбции, в ходе которой CO_2 связывается с растворителем при высоких давлениях и освобождается, когда давление понижается. Первоначальные этапы преобразования топлива являются более сложными и дорогостоящими по сравнению с системами после сжигания, но зато образующиеся при помощи смещенного реактора высокие концентрации углекислого газа и высокое давление создают более благоприятные условия для отделения CO_2 . Улавливание до сжигания используется в энергоустановках, в которых применяется технология комбинированного цикла комплексной газификации.

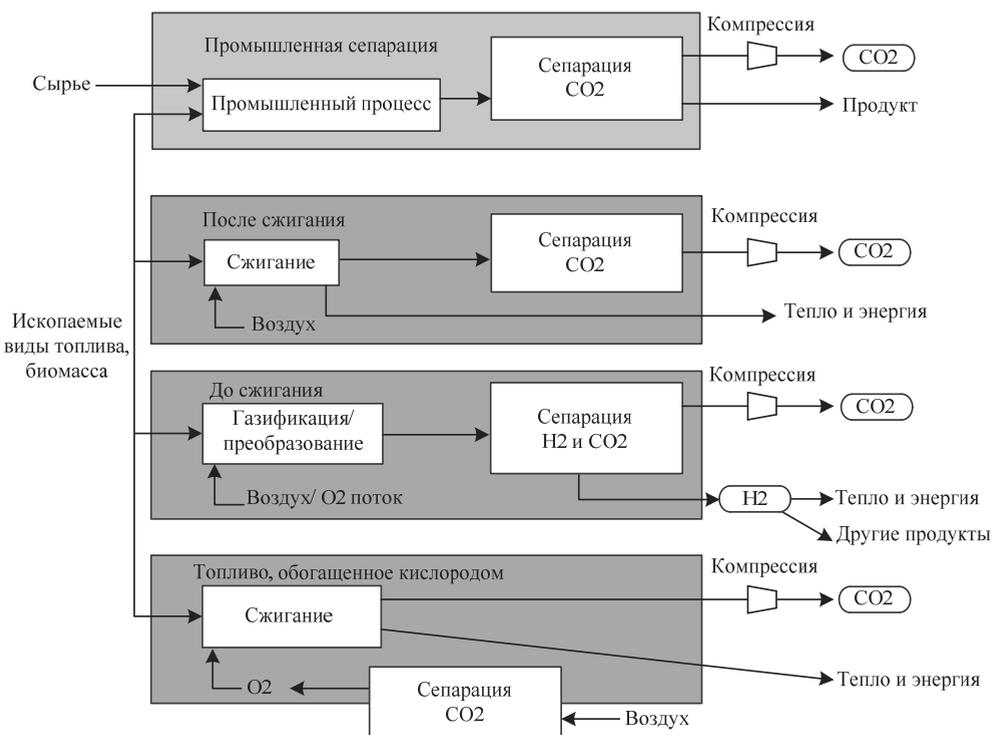


Рис. 19.7. Схематическое представление систем улавливания

В системах сжигания с обогащением топлива кислородом вместо воздуха используется кислород для получения дымового газа, который состоит главным образом из водяного пара и CO_2 . Благодаря этому дымовой газ характеризуется высокими концентрациями CO_2 (более 80% по объему). Затем водяной пар удаляется посредством охлаждения и компрессии газового потока. Сжигание топлива с обогащением кислородом требует сепарации кислорода от воздуха в начале технологической цепочки. При этом в большинстве современных конструкций предполагается использование кислорода с чистотой в 95–99%. Существует определённый опыт использования данной технологии в промышленности (например, стекольной), однако в качестве метода улавливания CO_2 системы сжигания с обогащением топлива кислородом изучены несколько хуже, чем вышеописанные технологии.

Системы улавливания после сжигания отделяют CO_2 от дымовых газов, образующихся в воздухе в результате сжигания первичного топлива. Как правило, основываются на химической абсорбции с восстановлением CO_2 под воздействием тепла. В этих системах обычно используется жидкий растворитель для захвата небольшой доли углекислого газа (обычно 3–15% по объему), присутствующего в потоке дымового газа, в котором главной составляющей является азот (из воздуха). Технология применяется в котлах, работающих на угольной пыли и в энергоустановках с комбинированным циклом природного газа. Данная технология хорошо изучена, однако она сопряжена со значительными затратами средств и энергии.

На рисунке 19.8 изображены установки улавливания диоксида углерода применяемые в промышленности.

Уловленный диоксид углерода транспортируется из точки улавливания к месту хранения трубопроводным транспортом, судами или авто- и железнодорожными цистернами.

Трубопроводы являются предпочтительным средством для транспортировки значительных объемов CO_2 на расстояния до 1000 км. Для объемов менее нескольких миллионов тонн CO_2 в год или для транспортировки через более протяженные морские пространства привлекательнее с экономической точки зрения может оказаться использование судов. Газообразный CO_2 сжимают до давления более 8 МПа, с тем чтобы предотвратить двухфазные режимы потока и повысить его плотность, благодаря чему CO_2 становится более удобным и менее дорогостоящим для транспортировки. В целом технология мало отличается от транспортировки природного газа. Трубы делают из стали, которая не подвергается коррозии при контакте с сухим газом CO_2 , а отдельные секции трубопровода, расположенные перед установками осушки, обрабатываются антикоррозийным сплавом.



а)

б)

Рис. 19.8. Установки улавливания CO_2 :

а – установка улавливания CO_2 после сжигания в Малайзии; б – улавливание CO_2 до сжигания на установке газификации угля в Северной Дакоте, США

Диоксид углерода не является взрыво- или пожароопасным газом, однако, обладая большей плотностью по сравнению с воздухом, он накапливается в низинах и при высоких концентрациях представляет риск для здоровья и жизни

людей. Присутствие примесей, таких как H_2S или SO_2 , увеличивает риски, связанные с потенциальной утечкой газа, коррозией трубопровода, неплотностью клапанов и разрушением сварных швов. Внешний осмотр и внутренний мониторинг утечек являются важнейшими элементами контроля данной стадии проектов секвестрации.

Транспортировка CO_2 судами предполагает большую гибкость, так как можно будет забирать газ от нескольких небольших или средних источников и экономить на капитальных затратах в инфраструктуру. Здесь транспортировка осуществляется либо в танкерах-холодильниках (при температуре $-50^\circ C$ и давлении 7 бар), либо в судах для перевозки сжиженного природного газа (СПГ-газовозах).

Перевозка авто- и железнодорожными цистернами также технически осуществима. Эти цистерны перевозят CO_2 при температуре $-20^\circ C$ и давлении 20 бар. Однако они являются менее экономичными по сравнению с трубопроводами и судами.

На рисунке 19.9 показаны основные возможности захоронения диоксида углерода: закачка в выработанные нефтяные или газовые пласты, использование углекислого газа для извлечения нефти и газа, закачка в глубоко залегающие соленосные формации, использование углекислого газа для повышенного извлечения угольного метана.

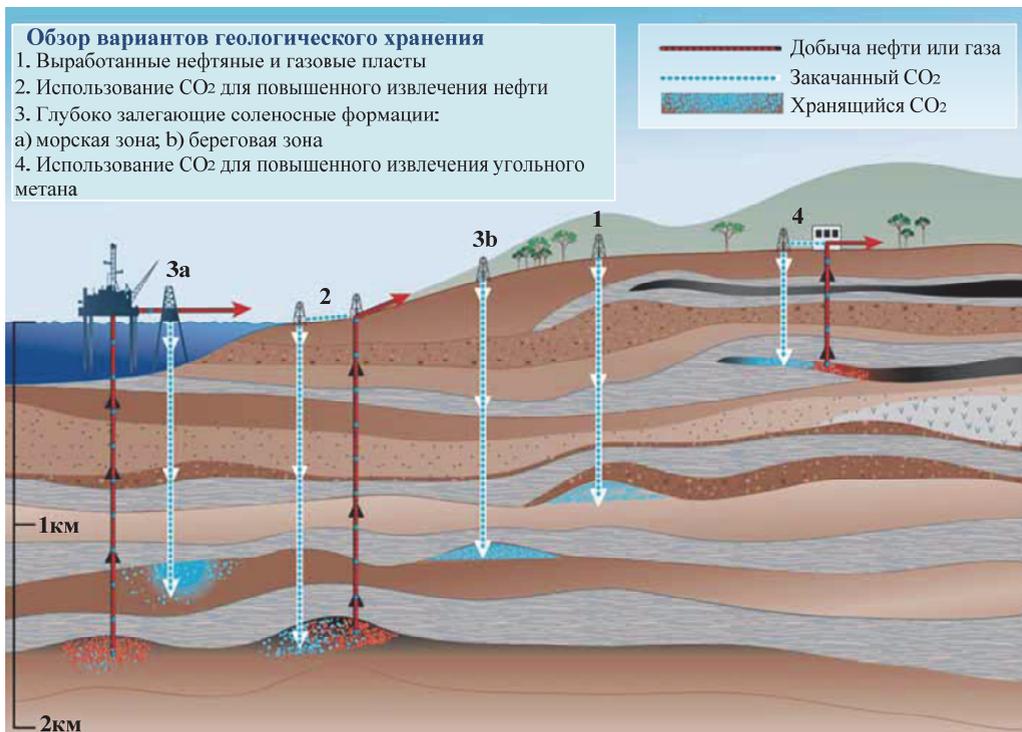


Рис. 19.9. Обзор вариантов геологического хранения CO_2

В глубоко залегающих соленосных формациях пористое пространство, которое потенциально может занять закачанный углекислый газ, составляет до 30% от общего объёма породы. Под землёй CO_2 сжимается и заполняет поры, частично вытесняя находящуюся в них жидкость.

В случае захоронения CO_2 в *неразрабатываемых угольных пластах* (с повышением извлечения метана) газ попадает в микропоры на поверхности угля и хранится в них в сверхкритическом состоянии при высоких давлениях. Количество газа зависит от качества и проницаемости угля, давления и глубины залегания пласта, но по средним оценкам составляет не менее $100 \text{ м}^3/\text{т}$.

Возможные геологические хранилища существуют во всем мире, наибольшим потенциалом обладают США, Канада, Россия (Сибирь), Ближний Восток и Северная Африка. Потенциально большие резервуары в осадочных породах на территории России могут наблюдаться в крупнейших нефтегазоносных провинциях. Однако большинство из них находятся в районах, удаленных от основных источников выбросов.

Секвестрация CO_2 должна рассматриваться как возможность продлить существование имеющейся энергетической системы, делающая её влияние на климат менее разрушительным.

Россия обладает значительным потенциалом подземных емкостей для захоронения двуокси углерода с возможностью использования CO_2 для повышения нефте- и газоотдачи, которая, в свою очередь, может приносить дополнительный экономический доход и способствовать более рациональному использованию ресурсов.

19.6. Удаление дымовых газов в атмосферу

Примерная концентрация вредных веществ, $\text{мг}/\text{м}^3$, в дымовых газах энергетических котлов приведена в табл. 19.8. Через дымовые трубы в атмосферу попадает большое количество вредных веществ, которые образуются в основном в процессе сжигания топлива. Нормированию в соответствии с ГОСТ Р 50831-95 подлежат выбросы веществ, которые приведены в табл. 19.1–19.3. Нормирование бенз(а)пирена выполняется для котлов производительностью менее 30 т/ч и менее 23,28 МВт (20 Гкал/ч).

Назначением дымовой трубы является рассеивание содержащихся в дымовых газах вредных веществ с тем, чтобы их концентрация на уровне дыхания не превышала предельно допустимых концентраций, приведенных в табл. 19.9.

Под ПДК понимают такую концентрацию вредного вещества в воздухе на уровне дыхания человека, которая в течение длительного времени не вызывает патологических изменений или заболеваний, устанавливаемых современными методами исследований, в любые сроки жизни настоящего и последующего поколений. Для каждого выбрасываемого в атмосферу вредного вещества должно выполняться условие

$$c_i \leq \text{ПДК}_i, \quad (19.19)$$

где c_i , ПДК_i – приземные и предельно допустимые концентрации вредных веществ.

Содержание в атмосфере нескольких веществ однонаправленного действия может усиливать их токсичность. Для таких веществ должно соблюдаться условие

$$\sum_{i=1}^n \frac{c_i}{\text{ПДК}_i} \leq 1. \quad (19.20)$$

Таблица 19.8

Примерная концентрация вредных веществ, мг/м³, в продуктах сгорания при факельном сжигании органических топлив в энергетических котлах

Наименование	Природный газ	Мазут	Уголь
Оксиды азота NO _x (в пересчете на NO ₂)	200–1200	300–1000	350–1500
Сернистый ангидрид SO ₂	–	2000–6000	1000–5000
Монооксид углерода CO	10–125	10–150	15–150
Твёрдые частицы	–	Менее 100	150–300
Бенз(а)пирен C ₂₀ H ₁₂	(0,1 ÷ 1,0)10 ⁻⁶	(0,2 ÷ 4,0)10 ⁻⁶	(0,3 ÷ 14)10 ⁻⁶

Таблица 19.9

Предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе, мг/м³ в соответствии с СанПин 1.2.3685-21

Наименование вещества	Формула	Предельно допустимая концентрация, мг/м ³			Класс опасности
		Максимально разовая	Средне-суточная	Средне-годовая	
Диоксид азота	NO ₂	0,2	0,1	0,04	3
Оксид азота	NO	0,4	–	0,06	3
Диоксид серы	SO ₂	0,5	0,05	–	3
Монооксид углерода	CO	5,0	3,0	3,0	4
Мазутная зола теплоэлектростанций в пересчете на ванадий	–	–	0,02	–	2
Угольная зола теплоэлектростанций (с содержанием окиси кальция 35–45%, дисперсностью до 3 мкм и ниже не менее 97%)	–	0,05	0,02	–	2
Бен(а)пирен	C ₂₀ H ₁₂	–	10 ⁻⁶	10 ⁻⁶	1

К веществам одностороннего действия, которые наиболее часто приходится учитывать, относят диоксиды азота и серы. Для этих веществ формула в соответствии с требованиями нормативных документов примет вид:

$$\frac{c_{\text{NO}_2} + c_{\text{NO}_2}^{\phi}}{\text{ПДК}_{\text{NO}_2}} + \frac{c_{\text{SO}_2} + c_{\text{SO}_2}^{\phi}}{\text{ПДК}_{\text{SO}_2}} \leq 1,6. \quad (19.21)$$

Устанавливают ПДК атмосферных загрязнений для двух периодов усреднения концентраций: максимально разовая ПДК и среднесуточная ПДК. Максимальная разовая концентрация вредных веществ определяется по пробам, отобраным в течение 20 мин, среднесуточная – за сутки. Вредные вещества отводят в атмосферу через газоотводящие трубы.

Дымовая труба состоит из газоотводящего ствола или футеровки, несущей конструкции-оболочки и фундамента. Дымовые трубы должны обеспечить надежную эвакуацию дымовых при соблюдении экологических стандартов. При этом должна быть обеспечена возможность проведения осмотров, планового и аварийного ремонтов, возможность применения промышленных методов строительства и монтажа в минимальные сроки. Основным требованием к дымовым трубам является высокая надежность их работы в течение всего срока эксплуатации ТЭС. При этом компоненты, содержащиеся в удаляемых газах, оказывают неблагоприятное влияние на ограждающие конструкции и вызывают их разрушение, что может привести к выходу из строя ТЭС или ее части.

Газоотводящий ствол должен противостоять воздействию температур и возникающих при этом напряжений, а также коррозии от воздействия агрессивных веществ, содержащихся в дымовых газах.

Оболочка дымовой трубы должна обеспечить высокую ее прочность как строительной высотной конструкции, подверженной воздействию ветровой нагрузки, собственного веса трубы, сейсмическим и метеорологическим воздействиям.

В качестве традиционной оболочки для дымовых труб получила применение конструкция из монолитного железобетона. Такой каркас, как правило, имеет коническую форму с изменяющейся по высоте толщиной стенки и степенью армирования. Угол наклона образующих конуса к вертикальной оси изменяется от минимального вверху до наибольшего внизу. Верхняя часть трубы может на определенной части высоты выполняться цилиндрической формы. Внутренняя часть оболочек может быть либо гладкой, либо иметь уступы для укладки футеровки из кирпича.

Оболочка опирается на железобетонный фундамент, который может иметь несколько вариантов выполнения – сплошной, кольцевой и др.

Дымовые трубы по выполнению газоотводящего ствола можно разделить на:

- дымовые трубы без отдельных газоотводящих стволов (рис. 19.10);
- дымовые трубы с отдельными газоотводящими стволами (рис. 19.11).

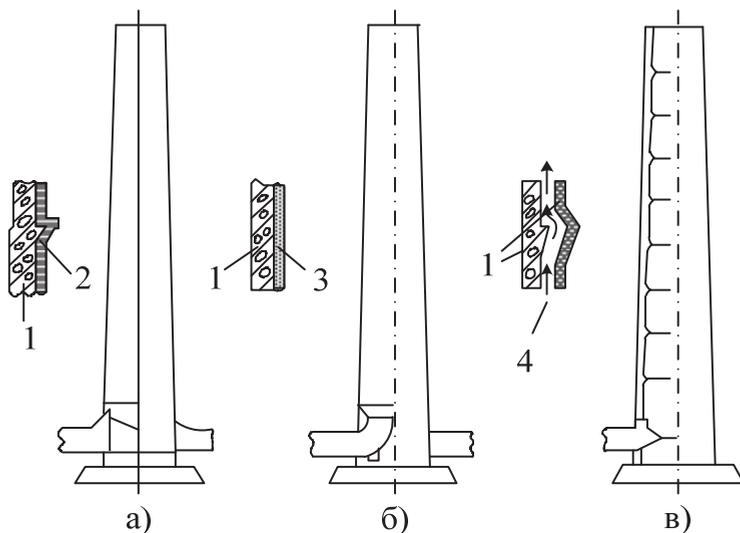


Рис. 19.10. Дымовые трубы без отдельных газоотводящих стволов:

а – с кирпичной прижимной футеровкой; б – с монолитной футеровкой из силикатполимербетона или цементполимербетона (двухслойная); в – с противодавлением в зазоре; 1 – железобетон; 2 – кирпичная футеровка; 3 – силикатполимербетон; 4 – вентилируемый зазор

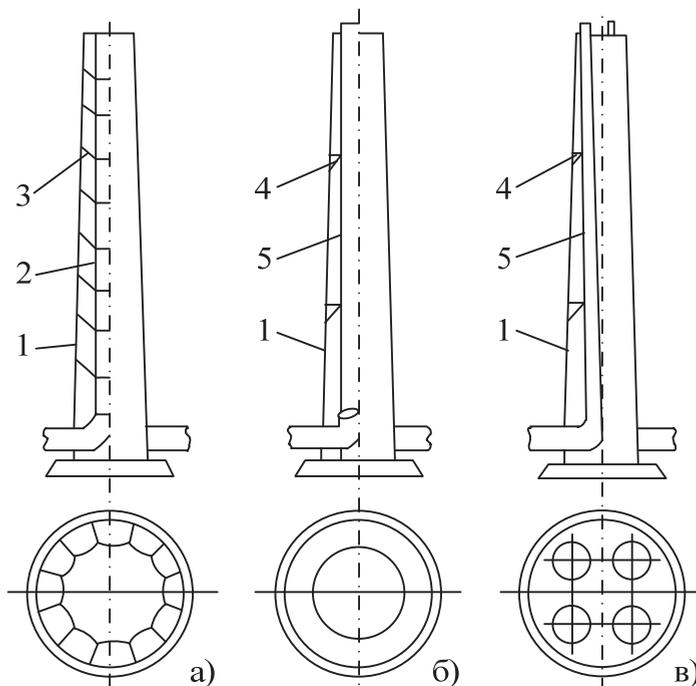


Рис. 19.11. Дымовые трубы с отдельными газоотводящими стволами:

а – из неметаллических материалов; б – со стальными стволами и наружной изоляцией газоотводящего ствола; в – многоствольная с металлическими стволами; 1 – железобетонный ствол; 2 – ствол из коррозионностойкого неметаллического материала; 3 – металлические тяги; 4 – подвеска стволов; 5 – металлические стволы

В настоящее время получили распространение дымовые трубы с газоотводящими стволами, где функции оболочки выполняет стальной башенный каркас, который воспринимает ветровую и весовую нагрузку (рис. 19.12).

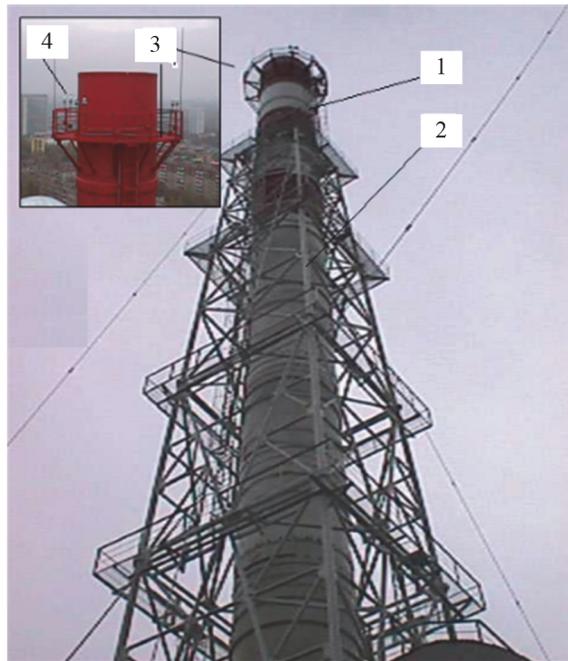


Рис. 19.12. Дымовые трубы с газоотводящими стволами, где функции оболочки выполняет стальной башенный каркас:

1 – газоотводящий ствол; 2 – стальной башенный каркас; 3 – светофорная площадка;
4 – светоградительные огни

Дымовые трубы без отдельных газоотводящих стволов разделяются в зависимости от внутренней поверхности (рис. 19.10):

- с кирпичной прижимной футеровкой (рис. 19.10 а);
- с монолитной футеровкой из силикатполимербетона или цементполимербетона (двухслойная) (рис. 19.10 б);
- с противодавлением в зазоре (рис. 19.10 в).

Наибольшее распространение имеют трубы с кирпичной футеровкой (рис. 19.10 а). Внутренняя поверхность железобетонного ствола покрывается изоляцией – эпоксидным лаком и стеклотканью. Футеровка выполняется из красного и кислотоупорного кирпича на кислотостойкой (диабазовой или андезитовой) замазке и опирается на железобетонные консоли несущего ствола, выполняемые через 30–50 м. Сопряжения футеровочной кладки на консолях выполняются путем укладки слезниковых кирпичей, служащих для стекания влаги, образующейся на поверхности футеровки. Для защиты верхнего обреза трубы на нем устанавливается чугунный колпак, собираемый из секций. Для установки на трубе свето-

оградительных огней предусматривают светофорные площадки, располагаемые по высоте трубы через каждые 15 или 30 м. Для обслуживания площадок делается ходовая лестница с ограждением. Предусматривается система грозозащиты. Трубу окрашивают полосами красного цвета шириной 2–2,5 м с интервалами по высоте 15 м. Основными недостатками дымовых труб с кирпичной футеровкой являются высокие трудозатраты на укладку кирпича и длительное время возведения (2–3 года).

Получили распространение трубы с монолитной футеровкой из силикатполимербетона и цементполимербетона (двухслойные), показанные на рис.19.10 б. При сооружении этих труб обеспечивается возможность одновременного возведения железобетонной оболочки и футеровки.

На рисунке 19.10 в показана труба с противодавлением в зазоре. В ней между кирпичной футеровкой и железобетонной оболочкой имеется канал шириной 100–200 мм, в который подается нагретый воздух под давлением, препятствующим поступлению газов через футеровку, разрушительно действующих на железобетонную оболочку. Эти трубы более надежны, чем предыдущие конструкции, поскольку в них нет проникновения дымовых газов в железобетонную оболочку при нормальной работе воздушного зазора.

Дымовые трубы без отдельных газоотводящих стволов относятся к необслуживаемым дымовым трубам, так как осмотр и ремонт их частей, соприкасающихся с газом, невозможны в процессе эксплуатации без отключения связанных с ними паровых котлов.

Дымовые трубы с отдельными газоотводящими стволами могут быть (рис. 19.11):

- из неметаллических материалов (рис.19.11 а);
- со стальными стволами и наружной изоляцией газоотводящего ствола (рис. 19.11 б);
- многоствольными с металлическими стволами (рис.19.11 в).

Дымовые трубы с отдельным газоотводящим стволом имеют проходное обслуживаемое пространство между газоотводящим стволом цилиндрической формы и железобетонной оболочкой. Такая конструкция исключает возможность проникновения дымовых газов в железобетонную оболочку, при этом обеспечивается возможность контроля, осмотра газоотводящего ствола и ремонта его с наружной стороны в процессе эксплуатации. Газоотводящий ствол у труб такого типа может выполняться стальным или из кислотоупорных материалов. С наружной стороны ствол покрывается тепловой изоляцией. Применение металлических газоотводящих стволов позволяет проводить монтаж промышленными методами, что обеспечивает быстрые сроки возведения.

Дымовые трубы с отдельными газоотводящими стволами могут выполняться как одноствольными, так и многоствольными. Многоствольная дымовая труба (рис. 19.11 в) представляет собой железобетонную оболочку, внутри которой

расположены металлические газоотводящие стволы с наружной теплоизоляцией. Между стволами предусматриваются лестницы и площадки для обслуживания. Такие дымовые трубы получили распространение на ТЭЦ.

В качестве нового материала для газоотводящих стволов получил распространение стеклопластик.

Минимально допустимая высота дымовой трубы H , м, при которой обеспечивается значение c_{\max} , равное ПДК, для нескольких дымовых труб одинаковой высоты при наличии фоновой загазованности c^{ϕ} от других источников вредности, рассчитывается по формуле

$$H = \sqrt{\frac{AMFm\eta}{\text{ПДК}-c^{\phi}}} \sqrt[3]{\frac{z}{V\Delta T}}, \quad (19.22)$$

где A – коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы при неблагоприятных метеорологических условиях и определяющий условия вертикального и горизонтального рассеивания вредных веществ в атмосфере; принимаются следующие значения A : для субтропической зоны Средней Азии 240; для остальных районов Средней Азии, Казахстана, Нижнего Поволжья, Кавказа, Молдовы, Сибири, Дальнего Востока 200; для Севера и Северо-Запада европейской территории РФ, Среднего Поволжья, Урала и Украины 160; для европейской части Центра РФ 120; M – суммарное количество вредного вещества, выбрасываемого в атмосферу, г/с; F – безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе, для газообразных примесей $F = 1$, для пыли при степени улавливания более 90% $F = 2$, менее 90% $F = 2,5$; V – объем дымовых газов на ТЭС, м³/с; η – коэффициент, учитывающий влияние рельефа местности (для ровной или слабопересеченной местности с перепадом высот не превышающим 50 м на 1 км $\eta = 1$); z – число одинаковых дымовых труб; ΔT – разность между температурой выбрасываемых газов $T^{\circ}\text{C}$ и средней температурой воздуха $T_{\text{в}}$, $^{\circ}\text{C}$, под которой понимается средняя температура самого жаркого месяца в 14 ч; m , n – безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газов из устья трубы. Коэффициент m определяется в зависимости от параметра

$$f = \frac{10^3 w_0^2 D_0}{H^2 \Delta T}, \quad (19.23)$$

где w_0 – скорость газов на выходе их дымовой трубы диаметром D_0 . При $f < 100$ коэффициент m определяется как:

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1\sqrt{f} + 0,34^3\sqrt{f}}. \quad (19.24)$$

При выбросе сернистого ангидрида и диоксида азота учитывается их совместное действие в атмосфере. В этом случае выброс приводится к выбросу по сернистому ангидриду по выражению:

$$M = \frac{M_{\text{SO}_2} + 2,5M_{\text{NO}_2}}{1,6}. \quad (19.25)$$

Диаметр устья дымовой трубы D_0 определяется по выражению:

$$D_0 = 1,13 \sqrt{\frac{V}{nw_0}}. \quad (19.26)$$

Скорость в устье дымовой трубы w_0 , м/с, выбирается на основании технико-экономических расчетов и зависит от высоты трубы H , м:

высота трубы H :	120, 150, 180, 240, 330
скорость газов на выходе w_0 :	15–25, 20–30, 25–35, 30–40, 35–45

Более высокие значения скоростей для высоких труб обусловлены ростом в степенной зависимости капитальных затрат на дымовые трубы.

Дымовые трубы стандартизованы. Высота дымовых труб H выбирается с шагом 30 м из ряда 120, 150, 180, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 450 м. Внутренние диаметры устья дымовых труб D_0 имеют следующие значения: 6,0; 7,2; 8,4; 9,6; 10,8; 12,0; 13,8.

Число труб на ТЭС должно быть минимальным, но по условиям надежности работы – не менее двух. Исключение составляют многоствольные трубы, которые могут устанавливаться по одной на ТЭС.

19.7. Шум от энергоустановок и мероприятия по его снижению

От энергетического объекта излучается, как правило, шум от целой группы источников.

При анализе источников шума учитывают следующие факторы:

- размещение источников (внутри помещений или на открытом воздухе);
- уровень излучаемой звуковой мощности;
- характер шума (тональный или широкополосный);
- временная характеристика излучаемого шума (временный, постоянный или прерывистый);
- характер направленности шума от источника;
- место расположения над уровнем земли для источников, находящихся на открытом воздухе.

На рисунке 19.13 показаны источники шума для окружающего района от ТЭЦ, работающей на угле. Здесь шум излучается: из устья дымовой трубы, воздухозаборов дутьевых вентиляторов, от корпусов тягодутьевого оборудования, углеразмольного оборудования, трансформаторов, градирни, помещений паровых котлов, машинного зала, а также от аварийного сброса пара.

Сильным источником шума может быть компрессорная станция, а для ТЭС, работающих на природном газе – помещение ГРП и газопроводы после него.

Шумовые характеристики источников шума ТЭС могут определяться аналитически или более точно по табличным данным на основании результатов, представленных заводами-изготовителями, или другими способами.

Ориентировочные характеристики энергетического оборудования, электрической мощностью 100–800 МВт, приведены в табл. 19.10 и табл. 19.11.

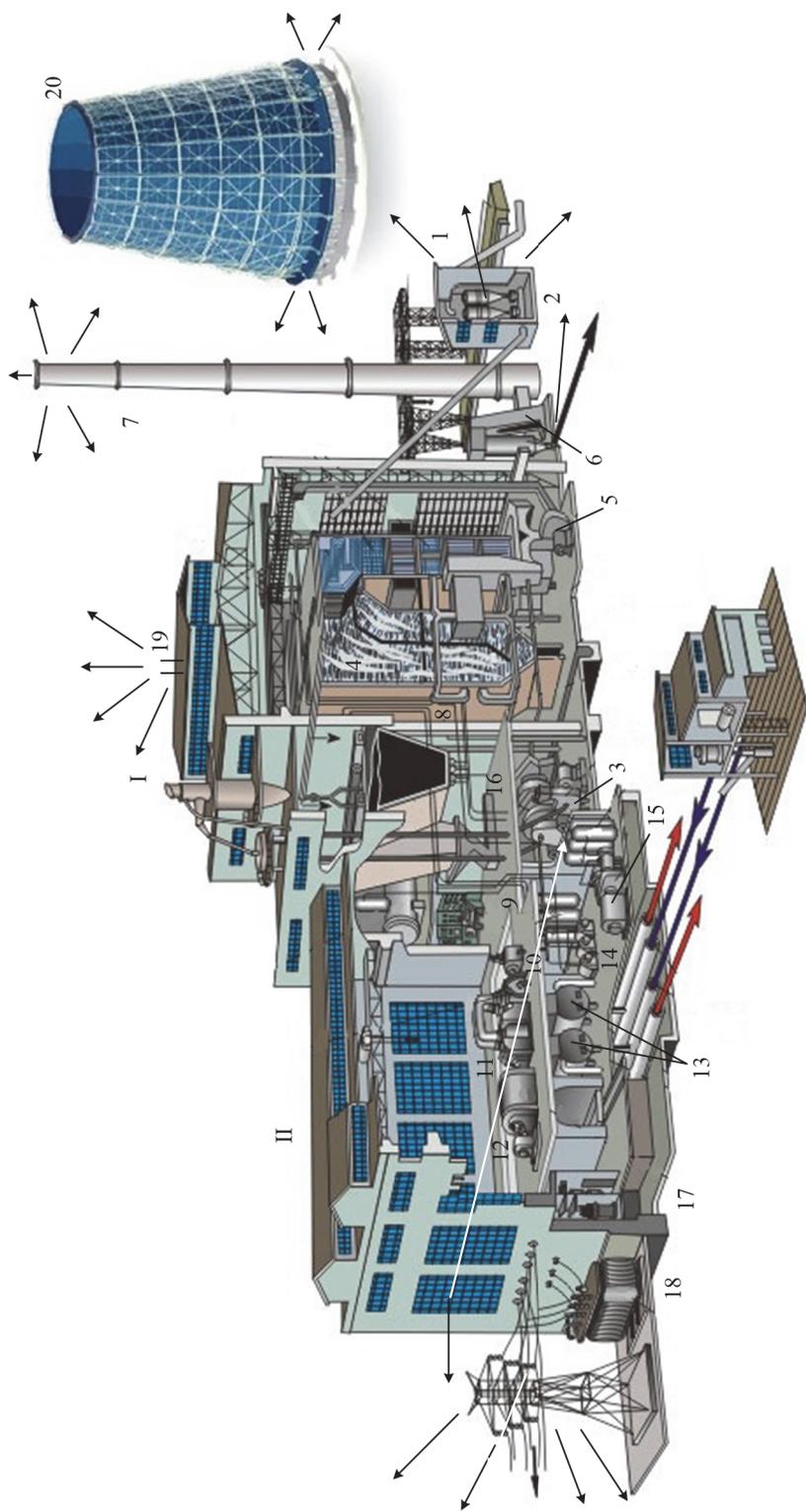


Рис. 19.13. Источники шума тепловой электрической станции, работающей на угле:

I – помещение паровых котлов; II – машинный зал; 1 – дробильная установка; 2 – угольная мельница; 3 – мельничный вентилятор; 4 – котёл; 5 – дутьевой вентилятор; 6 – дымосос; 7 – дымовая труба; 8 – трубопроводы свежего пара; 9,10 – трубопроводы пара промежуточного перегрева; 11 – паровая турбина; 12 – электрический генератор; 13 – конденсатор; 14 – конденсатные насосы; 15 – питательный насос; 16 – питательные трубопроводы; 17 – электрическое распределительное устройство собственного нужд; 18 – повышающие электрические трансформаторы; 19 – места аварийного сброса пара; 20 – градирня

**Ориентировочные шумовые характеристики оборудования ТЭС, расположенного внутри помещений,
для предварительных расчетов внутри помещений (СТО 70238424.13.140.001-2008)**

Оборудование	Уровни звуковой мощности, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц										Характер шума
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
Турбина: – газовая	105– 115	110– 120	105– 120	105– 120	100– 115	100– 115	100– 120	100– 120	100– 125	95– 125	Широкополосный с то- нальными составляющими
	125– 130	125– 130	120– 125	120– 125	120– 125	115– 120	115– 120	110– 115	110– 105	100– 105	
Редукционно– охлаждательная установ- ка (РОУ)	100– 105	100– 105	95– 100	95– 100	95– 105	110– 115	110– 120	110– 120	110– 120	110– 120	Широкополосный, постоянный
	110– 120	110– 120	115– 125	115– 125	115– 125	110– 120	105– 115	105– 110	100– 110	100– 110	
Углеразмольное обору- дование	120– 125	115– 125	115– 125	115– 125	115– 125	110– 120	105– 115	105– 110	105– 110	95– 105	То же
	110– 115	105– 115	105– 115	105– 115	105– 115	100– 110	95– 105	95– 105	85– 95	85– 95	
Котлы: – провые	100– 110	100– 110	110– 120	100– 110	95– 105	100– 110	95– 105	95– 105	95– 105	95– 105	Широкополосный, с то- нальными составляющими
	110– 115	105– 115	105– 115	105– 115	105– 115	100– 110	95– 105	95– 105	90– 100	90– 100	
Компрессор	95– 105	95– 105	95– 105	115– 125	110– 120	110– 120	105– 115	105– 110	105– 110	90– 100	То же
	95– 105	90– 100	90– 100	90– 100	95– 105	90– 100	90– 100	90– 100	90– 95	90– 95	

Оборудование	Уровни звуковой мощности, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц										Характер шума
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
– сетевой	100– 110	100– 110	100– 110	100– 110	100– 110	105– 115	100– 110	95– 105	90– 100	То же	
– циркуляционный	80– 90	80– 90	85– 95	95– 105	100– 105	90– 100	90– 100	85– 95	75– 85	То же	
– багерный	100– 110	100– 110	100– 110	95– 105	90– 100	100– 105	95– 100	80– 90	80– 90	То же	
Деаэрационная установка	80– 85	80– 85	85– 90	90– 95	95– 100	100– 105	105– 110	100– 105	95– 100	Широкополосный, постоянный	
Паропроводы	80– 85	85– 90	90– 95	90– 95	100– 105	105– 110	110– 115	105– 110	100– 105	То же	
Синхронный компенсатор	110– 115	100– 105	105– 115	90– 95	85– 95	85– 95	85– 95	80– 90	80– 90	То же	
Вентилятор приточно-вытяжной вентиляции	100– 105	100– 105	100– 105	100– 110	100– 110	95– 105	95– 105	90– 100	80– 90	Широкополосный, с то- нальными составляющи- ми, постоянный	

Примечание. Диапазон значений дан:

- для парового оборудования электрической мощностью от 100 МВт до 800 МВт;
- для газового оборудования электрической мощностью от 15 МВт до 300 МВт.

**Ориентировочные шумовые характеристики оборудования ТЭС для предварительных расчетов
на открытом воздухе (СТО 70238424.13.140.001-2008)**

Источник шума	Уровни звуковой мощности, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц										Размещение над уровнем земли, м	Характер шума
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000			
Сброс пара в атмосферу	130–135	140–145	145–150	150–155	155–160	160–165	160–165	155–160	150–155	150–155	30–50	Широкополосный, прерывистый
	100–130	105–125	105–120	110–135	115–135	120–150	120–150	130–150	135–145	135–145		
Воздухозабор (без глушителя): – газовой турбины	90–95	90–95	80–85	70–75	65–70	65–70	60–65	60–65	60–65	60–65	15–25	Широкополосный, с тональными составляющими, постоянный
	90–95	90–95	80–85	70–75	65–70	65–70	60–65	60–65	60–65	60–65		
Устье трубы (без глушителя) с металлическими стволками от: – газовой турбины	130–140	130–145	130–150	130–145	135–145	135–145	135–145	135–150	135–145	130–145	120–250	То же
	120–130	120–135	120–140	120–135	125–135	125–135	120–130	115–130	105–120	105–120		
– котла-утилизатора ГТУ или ПГУ	120–125	120–125	125–130	125–130	125–135	125–135	125–130	120–125	115–120	105–115	То же	То же
	120–125	120–125	125–130	125–130	125–135	125–135	120–125	115–120	105–115	105–115		
– центробежных насосов	110–120	110–120	105–110	110–115	110–115	105–110	105–110	95–100	90–95	90–95	То же	То же
	115–120	115–120	115–120	110–115	110–115	105–110	105–110	95–100	90–95	90–95		
– водогрейных котлов	115–120	115–120	115–120	105–110	100–105	90–95	80–85	70–75	60–65	60–65	50–100	То же
	115–120	115–120	115–120	105–110	100–105	90–95	80–85	70–75	60–65	60–65		

Источник шума	Уровни звуковой мощности, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц										Размещение над уровнем земли, м	Характер шума
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000			
– осевых дымососов	100–115	100–115	105–110	105–110	95–105	95–105	90–100	80–90	70–80	120–250	То же	
– центробежных насосов	100–105	100–105	90–95	80–90	70–85	70–80	70–75	60–70	55–60	То же	То же	
Газораспределительный пункт (ГРП)	90–95	85–95	90–100	90–100	95–105	105–115	110–120	105–115	100–110	0	Широко-полосный постоянный	
5.Газопроводы после ГРП	75–85	80–90	85–95	85–95	95–105	100–110	105–115	100–110	95–105	2–10	То же	
Корпус тягодутьевой машины: – осевой (без изоляции)	105–115	105–115	110–120	110–120	110–120	110–120	105–115	100–110	95–105	0	Широко-полосный, с тональными составляющими, постоянный	
– осевой (с изоляцией)	95–105	95–105	100–110	90–100	90–100	90–100	85–95	70–80	65–75	То же	То же	
– центробежной (без изоляции)	90–100	90–100	90–100	90–100	90–100	90–100	90–100	90–100	80–90	То же	То же	
– центробежной (с изоляцией)	80–90	80–90	80–90	70–80	70–80	70–80	70–80	60–70	60–70	То же	То же	
Силовые трансформаторы (ОРУ)	95–100	95–100	100–105	90–100	85–95	85–95	80–90	80–85	70–75	3–5	То же	
Градирия	90–95	90–95	90–95	95–100	95–100	100–105	100–105	100–105	100–105	0	То же	

Источник шума	Уровни звуковой мощности, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц										Размещение над уровнем земли, м	Характер шума
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000			
Шум, проникающий из помещений: – котло-турбинного цеха	80–	75–	75–	70–	65–	65–	50–	45–	40–	3–30	Широкополосный, постоянный, имеет направленный характер	
	85	80	80	75	70	70	55	50	45			
– угледробилки	115–	115–	105–	105–	105–	105–	100–	90–	75–	0–15	Широкополосный, постоянный	
	120	120	110	110	110	110	105	95	80			
– компрессорной	95–	95–	105–	95–	90–	95–	90–	90–	90–	0	Широкополосный, постоянный, с тональными составляющими, прерывистый	
	100	100	110	100	95	100	95	95	95			

Примечание. Диапазон значений дан для газового оборудования электрической мощностью от 15 МВт до 300 МВт.

В таблице 19.10 даны значения излучаемого суммарного уровня звуковой мощности для наиболее интенсивных источников, находящихся в помещениях. Из таблицы видно, что наиболее интенсивными источниками шума являются турбины (особенно газовые), редуционно-охладительные установки (РОУ), углеразмольное оборудование, котлы, компрессоры, различного вида насосы, деаэрационные установки, паропроводы, синхронные компенсаторы, приточно-вытяжные вентиляторы.

Из таблицы 19.11 видно, что наиболее сильным источником шума является сброс пара. Постоянным источником шума, сильно воздействующим на окружающий район, являются воздушные и газовые тракты, шум через которые излучается от газовых турбин, тягодутьевых машин или связан с процессами горения. Источниками шума являются также газораспределительный пункт и газопроводы после него, корпуса тягодутьевых машин, силовые трансформаторы и градирни. Шум проникает также из различных помещений.

Важно отметить, что происходит увеличение уровня звуковой энергии в случае отклонения от номинального режима при работе вентиляторов, дымососов, ГТУ.

Различают три способа уменьшения шума на окружающую среду:

- снижение шума в самом источнике;
- снижение шума на путях его распространения;
- индивидуальные средства защиты.

Для реальных объектов проводится комплекс мероприятий по уменьшению шума по всем трем направлениям. Выбор мероприятий осуществляется на основе технико-экономического расчета.

Если меры по шумоглушению предусмотрены в проекте, то затраты на них в несколько раз меньше, чем затраты в условиях работающих энергетических предприятий.

Контрольные вопросы и задания

1. Выбросы каких веществ регламентирует ГОСТ Р50831-95?
2. Какие предъявляются требования к устройствам по очистке дымовых газов?
3. Какие устройства используются для снижения выбросов твердых частиц? В чем преимущества и недостатки перечисленных Вами устройств?
4. От чего зависит массовый выброс золовых части?
5. Назовите область применения для известных золоуловителей.
6. Проанализируйте изменение степени золоулавливания при последовательном подключении нескольких золоуловителей.
7. От чего зависит массовый выброс оксидов серы?

8. Каким образом достигается уменьшение выбросов оксидов серы?
9. Опишите схему «мокрого» и «сухого» известнякового метода сероочистки газов. В чем достоинства и недостатки каждого метода.
10. Как образуются «термические», «быстрые» и «топливные» оксиды азота?
11. Какие основные факторы влияют на концентрацию оксидов азота?
12. Какими путями снижается выброс оксидов азота в атмосферу?
13. На чём основаны режимно-технологические и конструктивные мероприятия по уменьшению выбросов оксидов азота?
14. Опишите основные схемы по очистке газов от оксидов азота.
15. Какие наиболее интенсивные источники шума на ТЭС?
16. Как рассчитывается снижение уровня звуковой мощности в газоздушных трактах? В котлах-утилизаторах?
17. Как рассчитывается уровень звукового давления на открытом воздухе с изменением расстояния до источника шума?
18. От каких параметров зависит излучение уровня шума от парового выброса?
19. От чего зависит излучение шума от тягодутьевых машин?
20. Какие мероприятия по шумоглушению от энергетического оборудования наиболее часто используются?

Глава 20. НОВЫЕ ТИПЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

20.1. Газопоршневые электростанции

20.1.1. Двигатели внутреннего сгорания. Классификация и циклы

В российской энергетике строительство крупных теплофикационных установок может сочетаться с вводом в действие небольших энергетических объектов с комбинированной выработкой электричества и теплоты. Они должны иметь достаточно высокую тепловую экономичность при относительно небольших капиталовложениях и сроках ввода в эксплуатацию.

Особое место среди таких перспективных энергоустановок занимает новое поколение двигателей внутреннего сгорания (ДВС), работающих на природном газе по циклу Отто – газовые двигатели с принудительным (искровым) зажиганием. Такие газовые мотор-генераторы (энергетические ДВС) имеют высокий КПД производства электроэнергии, низкий уровень выбросов вредных веществ, короткие сроки поставки «под ключ» и строительства. Эти машины изготавливаются на базе освоенных конструкций дизельных двигателей с «V-образным» расположением цилиндров, число которых доходит до 18. Переход к сжиганию в них только природного газа осуществлен таким образом, что давление последнего может быть небольшим – от 0,1 до 0,45 МПа. В рассматриваемых ДВС не требуются, как часто бывает в случае с газотурбинными установками, дорогостоящие дожимные компрессоры.

Двигатель внутреннего сгорания – тепловой двигатель, в котором химическая энергия топлива, сгорающего в его камере сгорания, преобразуется в механическую работу. Типы двигателей внутреннего сгорания:

- поршневые, в которых работа расширения газообразных продуктов сгорания производится в цилиндре или используется непосредственно в машине, приводимой в действие;

- газотурбинные, в которых работа расширения продуктов сгорания воспринимается рабочими лопатками ротора;

- реактивные, в которых используется реактивное давление, возникающее при истечении продуктов сгорания из сопла.

Традиционно двигателями внутреннего сгорания называют преимущественно поршневые двигатели.

Существует три основных вида циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания:

- цикл Дизеля (сгорание топлива при постоянном давлении) (рис. 20.1 а);
- цикл Отто (сгорание топлива при постоянном объеме) (рис. 20.1 б);
- цикл Тринклера (сгорание топлива при постоянном объеме, а потом давлении) (рис. 20.1 в).

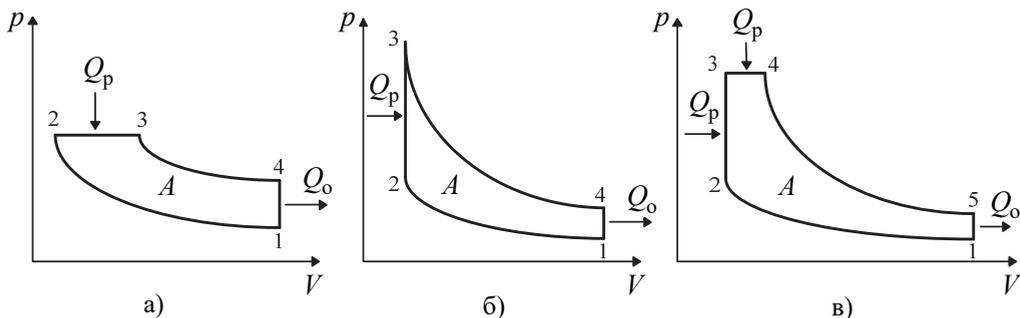


Рис. 20.1. Идеальные циклы ДВС

Цикл Дизеля – термодинамический цикл, описывающий рабочий процесс двигателя внутреннего сгорания с воспламенением впрыскиваемого топлива от разогретого рабочего тела. Двигатель на основе данного цикла в 1897 г. изобрел немецкий инженер Рудольф Дизель.

Идеальный цикл Дизеля состоит из следующих процессов:

- 1–2 адиабатное сжатие рабочего тела;
- 2–3 изобарный подвод теплоты к рабочему телу;
- 3–4 адиабатное расширение рабочего тела;
- 4–1 изохорное охлаждение рабочего тела.

Немецкий инженер Николаус Отто в 1876 г. успешно реализовал идею двигателя с четырехтактным двигателем. КПД двигателя Отто достигал 22%. Сам двигатель был изобретен в 1862 г. Альфонсом Бо Де Роша (в некоторых источниках – Альфонсом Бо Де Рочас). Цикл Отто – термодинамический цикл, описывающий рабочий процесс двигателя внутреннего сгорания с воспламенением сжатой смеси от постороннего источника энергии. Идеальный цикл Отто состоит из следующих процессов:

- 1–2 – адиабатное сжатие рабочего тела;
- 2–3 – изохорный подвод теплоты к рабочему телу;
- 3–4 – адиабатное расширение рабочего тела;
- 4–1 – изохорное охлаждение рабочего тела.

Цикл Тринклера сочетает черты циклов Отто и Дизеля. Назван именем изобретателя – Густава Тринклера, в зарубежной литературе встречается и другое наименование – цикл Сабатэ. Двигатели на основе цикла Тринклера появились на рынке в 1905 г.

Процессы в цикле Тринклера:

- 1–2 – в рабочем цилиндре воздух адиабатически сжимается за счет инерции маховика, сидящего на валу двигателя, нагреваясь при этом до температуры, обеспечивающей воспламенение топливно-воздушной смеси;
- 2–3 – сгорание части топлива в небольшом объеме форкамеры ($V = \text{const}$);
- 3–4 – догорание оставшегося топлива в рабочем цилиндре ($P = \text{const}$);

4–5 – адиабатическое расширение продуктов сгорания;

5–1 – удаление выхлопных газов ($V = \text{const}$).

Двигатели внутреннего сгорания можно классифицировать по следующим группам:

1. По способу осуществления рабочего цикла:

– четырёхтактные;

– двухтактные.

2. По расположению цилиндров:

– оппозитные;

– однорядные;

– V -образные.

3. По способу охлаждения:

– жидкостное;

– воздушное.

4. По способу смесеобразования:

– внешнее: вне камеры сгорания – карбюраторные (бензиновые двигатели);

– внутреннее: в камере сгорания – инжекторные (дизельные и др.)

5. По способу наполнения цилиндров:

– двигатели без наддува («атмосферные»): впуск воздуха или горючей смеси осуществляется за счёт разрежения в цилиндре при всасывающем ходе поршня;

– двигатели с наддувом: впуск воздуха или горючей смеси в рабочий цилиндр происходит под давлением, создаваемым компрессором, с целью получения повышенной мощности двигателя.

6. По способу воспламенения горючей смеси:

– бензиновые двигатели с принудительным воспламенением;

– дизельные двигатели с воспламенением от сжатия;

– с форкамерно-факельным зажиганием.

7. По типу топлива:

– бензиновые;

– дизельные;

– на газе.

Рабочим телом в ДВС являются в начале воздух или смесь воздуха с топливом, а в конце – смесь газов, образовавшаяся при сгорании топлива. Теплота к рабочему телу подводится от сжигаемого топлива внутри цилиндров двигателя, в которых расширяющийся от нагревания газ перемещает поршень. Полученная газом энергия частично расходуется на совершение механической работы, остальная часть отдается окружающей среде. ДВС проектируются с возможно большей степенью сжатия, коэффициент сжатия современных газопоршневых двигателей цикла Отто достигает 9–14.

До недавнего времени применение газовых двигателей сдерживалось из-за высокой эмиссии оксидов азота NO_x и окиси углерода CO . Использование новейших технологий, предусматривающих сжигание «обедненной» топливной

смеси, применение автоматических регуляторов соотношения «воздух-топливо» и электронного зажигания позволили на новых ДВС снизить выбросы вредных веществ по NO_x до уровня 1,0–1,2 г/(кВт·ч) и по СО до 2–2,4 г/(кВт·ч) (при 5% O_2). Специальные электронные регуляторы используются для мгновенной оценки изменений частоты вращения ДВС, давления и температуры в воздушном тракте, расхода топлива и величины нагрузки.

Эмиссия вредных веществ газовых двигателей существенно ниже, чем дизельных установок. Согласно требованиям ГОСТ 24585-81, нормативная величина выбросов для отечественных дизель-генераторов должна составлять по оксидам азота NO_x – 10 г/(кВт·ч), по окиси углерода СО – 3 г/(кВт·ч).

Конструкция газовых ДВС предусматривает установку в головках цилиндров специальных форкамер (предкамер зажигания) для предварительного сжигания в них обогащенной газо-воздушной смеси. Форкамера является частью головки ДВС и состоит из отдельного корпуса с топливным клапаном, свечи зажигания и головки выхода факела зажигания топлива (газа) в основном цилиндре. Некоторые этапы работы такого двигателя представлены на рис. 20.1. В самих цилиндрах соотношение воздуха и топлива (природного газа) представляет собой «обедненную смесь», а процесс сжигания такой смеси обеспечивает пониженные выбросы NO_x и СО. Избыток воздуха составляет 2–2,3 (рис. 20.2). Для стабилизации процесса зажигания и сгорания такой «обедненной смеси», в форкамеру подводится «обогащенная» газо-воздушная смесь, а ее зажигание осуществляется свечой, расположенной непосредственно в этой форкамере. Образующийся в результате факел представляет собой высокоэнергетический источник зажигания основного топлива в цилиндре. Следовательно, в предкамерном газовом двигателе сначала воспламеняется топливная смесь в форкамере, а затем в цилиндре. Этот ступенчатый процесс контролируется индивидуально для каждого цилиндра и непрерывно регулируется в зависимости от режима работы: от мощности ДВС, состава топлива, параметров окружающего воздуха, нормы выбросов вредных веществ. В процессе сгорания топлива должно обеспечиваться исключение режимов работы двигателя с попаданием в зону детонации (рис. 20.2), что соответствует избытку воздуха порядка 1,0–1,4. Для этого система управления ДВС автоматически регулирует процесс горения на заданном рабочем уровне без снижения мощности.

Работа газовых ДВС по сравнению с газотурбинными установками характеризуется более высоким и устойчивым КПД производства электроэнергии, абсолютное значение которого незначительно уменьшается со снижением нагрузки. Так, при уменьшении электрической нагрузки до 50% от номинальной, электрический КПД газового двигателя в относительных величинах снижается только на 7÷10%, газовой турбины – на 20÷30%. Газовые двигатели также менее чувствительны к влияниям температуры наружного воздуха, чем газовые турбины. Снижение мощности газового мотор-генератора начинается при температурах воздуха больше 25°C и при 40°C мощность газового двигателя уменьшается только на 2–3%.

В таблицах 20.1 и 20.2 приведены основные технические характеристики газовых двигателей внутреннего сгорания фирмы «Вяртсиля» и «Катерпиллер». Аналогичные ДВС выпускают известные фирмы: MAN (MAN 28/32SG; MAN 32/40DG); Deutz (DEUTZ TBG632); Nigata (Nigata V26HX-G; Nigata 33CX-G) и др.

Таблица 20.1

Технические характеристики газовых ДВС фирмы «Вяртсиля»

Тип двигателя	Количество цилиндров	Электрическая мощность, кВт	Электрический КПД, %	Частота вращения вала, об/мин	Минимальное давление топлива перед ДВС, бар	Удельный вес, кг/кВт
175SG *	12	775	35,0	1500	1,15	10,3
	16	1010				10,7
180SG	16	1360	36,0	1500	1,15	14,7
	18	1500				–
220SG	16	2800	39,0	1500	4,5	10
	18	3200				–
25SG	12	2100	40,0	1000	4	15,7
	16	2800				15,3
28SG	12	3000	41,0	1000	4,5	16,0
	16	4000				14,7
	18	4500				14,0
34SG	16	4885	42,0	750	4,2	18,8
	18	5500				18,2

* – двигатель 175SG без форкамеры.

Таблица 20.2

Технические характеристики газовых ДВС фирмы «Катерпиллер»

Тип двигателя	Количество цилиндров	Электрическая мощность*, кВт	Расход топлива*, м ³ /ч	Частота вращения вала, об/мин	Минимальное давление топлива перед ДВС, бар
G3606	6	1265	380	1000	3,0
G3608	8	1685	504	1000	3,0
G3612	12	2540	756	1000	3,3
G3616	16	3385	1005	1000	3,3

* – при температуре воды на входе охладителя $t_{в} = 32^{\circ}\text{C}$ и воздуха после наддува $t_{воз} = 54^{\circ}\text{C}$.

** – для природного газа с $Q_{н}^p = 33,72 \text{ МДж/м}^3$ (7933 ккал/м³).

Примечания:

1. Вредные выбросы при $\text{O}_2 = 15\%$ в выхлопных газах $\text{NOX} \leq 0,94 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$ (125 мг/м³), $\text{CO} \leq 2,5 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$ (331 мг/м³).
2. Ресурс до капитального ремонта ≥ 100000 часов.
3. Удельный расход смазочного масла 0,43 г/кВт·ч. Срок службы ≥ 5000 часов.
4. Степень сжатия = 9,2.

Любой из перечисленных выше ДВС способен длительное время работать без ущерба для своего моторесурса при 40%-ной нагрузке, а определенное число часов работы в день – с нагрузкой на уровне 10%. Газовые двигатели работают без снижения мощности на газе с метановым числом не ниже 80% и теплотворной способностью 33÷40 МДж/м³. Расход собственных нужд электростанции с газовыми ДВС составляет 1÷3%, а потребление смазочного масла находится в пределах 0,3÷0,6 г/(кВт·ч).

Газовые мотор-генераторы по своей эффективности не уступают паросиловым установкам, хотя их единичная мощность позволяет создавать электростанции установленной мощностью только до 30÷50 МВт. Эффективность таких газовых установок увеличивается при утилизации теплоты выхлопных газов и других тепловых потоков в целях комбинированной выработки электричества и теплоты (температура газов после двигателя примерно 400÷500°С). В диапазоне нагрузок от 75 до 100% количество выхлопных газов ДВС изменяется пропорционально нагрузке, а их температура остается практически неизменной. Она не зависит заметно от параметров окружающего воздуха. Повышение КПД газовых двигателей по выработке электроэнергии до 40÷42% снижает выбросы CO₂ в пересчете на 1 кВт·ч в среднем на 25% по сравнению с современными газотурбинными установками.

В таблице 20.3 указаны основные размеры газовых мотор-генераторов «Вяртсиля».

Таблица 20.3

Основные размеры газовых ДВС фирмы «Вяртсиля»

Тип двигателя «Вяртсиля»	Количество цилиндров	Длина, мм	Ширина, Мм	Высота, мм
175SG	12	4000	1860	2400
	16	4380	1860	2400
25SG	12	7600	2050	3205
	16	8800	2050	3205
28SG	12	8200	2550	3600
	16	9360	2550	3600
	18	10100	2550	3600
34SG	16	10750	2780	4600
	18	11500	2780	4600

20.1.2. Газопоршневые агрегаты

Рассмотрим подробнее принцип действия газопоршневых двигателей (ГПД), работающих а основе цикла Отто. Циклы реальных тепловых двигателей отображают сложные необратимые процессы. Полный термодинамический анализ такого цикла затруднителен. Для выявления основных факторов, влияющих на эффективность работы установок, действительные процессы заменяют обратимыми термодинамическими процессами, допускающими применение для их анализа термодинамических методов.

ГПД могут работать на газодизеле либо на газовом топливе: бутане, пропане, природном газе (в том числе сжиженном), попутном нефтяном газе и парах больших дыханий резервуаров, промышленном газе (пиролизный, коксовый, биогаз, древесный, шахтный, газ сточных вод и т.д.).

Рассмотрим принцип действия и цикл ДВС на рис. 20.2.

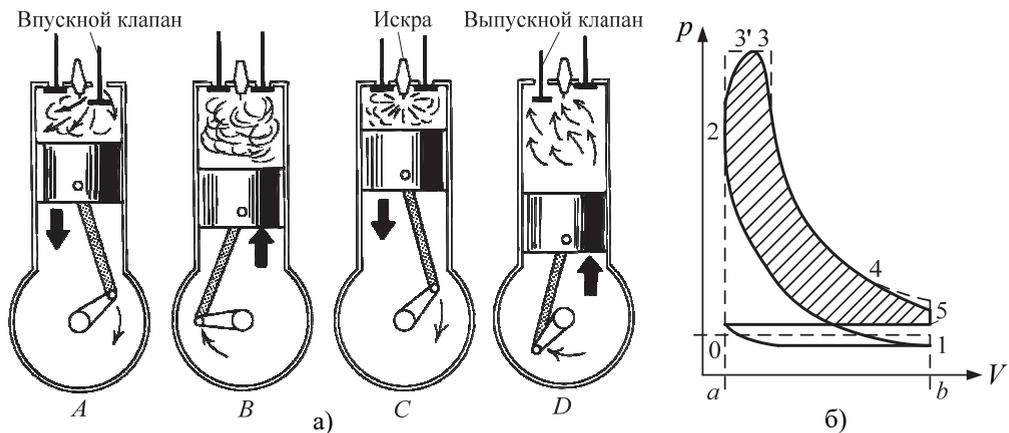


Рис. 20.2. Четырехтактный ДВС Отто:

а – схема работы (*A* – впуск, *B* – сжатие; *C* – рабочий ход; *D* – выхлоп);

б – действительная индикаторная диаграмма

Выделим основные процессы на индикаторной диаграмме рис. 20.2 б:

0–1 – заполнение цилиндра воздухом (при внутреннем смесеобразовании) или рабочей смесью (при внешнем смесеобразовании) при давлении несколько ниже атмосферного из-за гидродинамического сопротивления впускных клапанов и всасывающего трубопровода;

1–2 – сжатие воздуха или рабочей смеси;

2–3'–3 – период горения рабочей смеси;

3–4 – рабочий ход поршня (расширение продуктов сгорания), совершается механическая работа;

4–5 – выхлоп отработавших газов, падение давления до атмосферного происходит практически при постоянном объеме;

5–0 – освобождение цилиндра от продуктов сгорания.

Работа поршневого двигателя осуществляется циклически. Каждый рабочий цикл включает четыре такта (четырёхтактный двигатель): впуск, сжатие, рабочий ход и выпуск. Однако существуют двигатели, в которых рабочий цикл реализуется за два такта – сжатие и рабочий ход (двухтактный двигатель).

Во время стадии впуска образуется топливно-воздушная смесь. При открытии впускных клапанов газораспределительного механизма воздух или топливно-воздушная смесь за счет разрежения, возникающего при движении поршня вниз, подается в камеру сгорания. Во время сжатия впускные клапаны закрываются,

и топливно-воздушная смесь сжимается в цилиндрах двигателя. Во время рабочего хода происходит воспламенение топливно-воздушной смеси. В результате возгорания образуются газы, которые давят на поршень и двигают его вниз. Движение поршня через кривошипно-шатунный механизм преобразуется во вращательное движение коленчатого вала. При такте «выпуск» открываются выпускные клапаны газораспределительного механизма, и отработавшие газы удаляются из цилиндров в выпускную систему, где производится их очистка, охлаждение и снижение шума. Далее газы поступают в атмосферу.

По типу камер сгорания различаются ГПД трех типов (рис. 20.3):

1. С открытой камерой – газозвудушная смесь от смесителя поступает в цилиндр, где воспламеняется искрой, регулирование подачи топливной смеси можно осуществлять только путем изменения положения дроссельной заслонки.

2. С зажиганием впрыском жидкого топлива - газозвудушная смесь от смесителя поступает в цилиндр, где сжимается до высокого давления, достаточного для вспышки впрыскиваемого через форсунку дизтоплива и воспламенения газозвудушной смеси.

3. С форкамерно-факельным воспламенением (с разделённой камерой сгорания) – богатая газозвудушная смесь поджигается свечой в отдельной предкамере малого объёма (форкамере), выбрасываемый факел воспламеняет обеднённую газозвудушную смесь в основной камере цилиндра, отдельная подача топливной смеси к форкамере и основной камере сгорания.

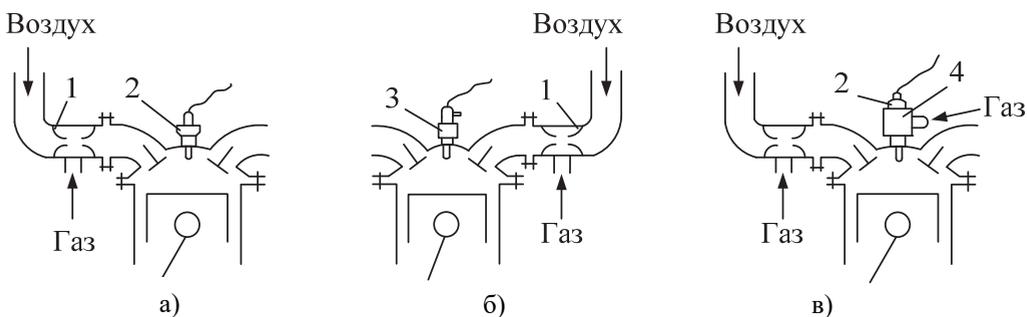


Рис. 20.3. Схемы работы ГПД различных типов:

а – с открытой камерой; б – с зажиганием впрыском воспламеняющей дозы жидкого топлива (газодизель); в – с форкамерно-факельным воспламенением; 1 – газозвудушный смеситель; 2 – свеча зажигания; 3 – дизельная форсунка; 4 – форкамера

Основным элементом любого поршневого ДВС (рис. 20.4) является цилиндр с поршнем, возвратно-поступательное движение которого преобразуется во вращательное движение коленчатого вала с помощью кривошипно-шатунного механизма (КШМ). В верхней части цилиндра размещены впускной и выпускной клапаны, приводимые в движение от главного вала двигателя, а также свеча зажигания топливной смеси (или форсунка для распыления топлива).

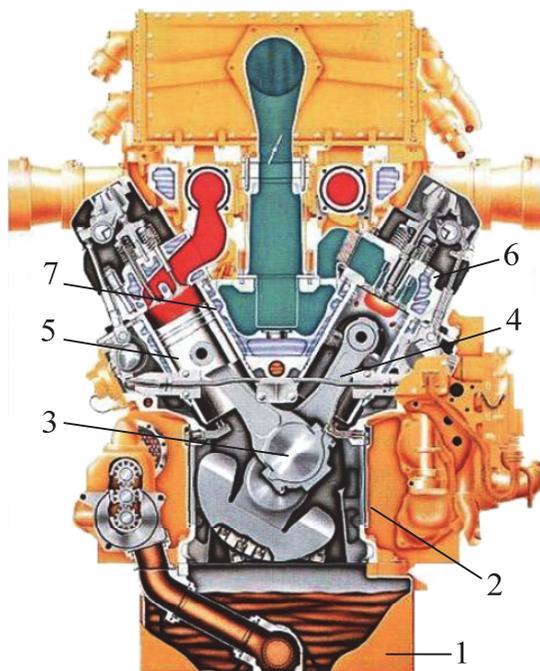


Рис. 20.4. Устройство ГПД:

- 1 – масляный поддон; 2 – блок-картер с коренными подшипниками; 3 – коленчатый вал; 4 – шатун; 5 – поршень; 6 – головка цилиндра; 7 – охлаждаемая втулка цилиндра

На рисунке 20.4 представлен разрез ГПД и выделены его основные узлы. КШМ является основным рабочим механизмом ГПД. Условно элементы КШМ можно разделить на две группы: неподвижные и подвижные. К неподвижным элементам относятся блок цилиндров, головка блока цилиндров, картер с подшипниками коленчатого вала и поддоном, соединяющие их детали. Все это образует остов двигателя. Подвижными элементами механизма являются поршень, поршневые кольца, поршневой палец, шатун с подшипниками, коленчатый вал с маховиком, соединяющие их детали.

Элементы остова при работе двигателя нагружены силами давления газов и силами инерции движущихся частей. Вследствие этого элементы остова должны быть связаны между собой в общую жесткую конструкцию во избежание недопустимых деформаций отдельных звеньев.

Конструктивное оформление остова зависит от общей компоновки двигателя и его назначения. Размеры внутренних полостей определяются в основном размерами и траекторией движения деталей кривошипно-шатунного механизма. Внешнее очертание и число неподвижных элементов остова зависят от числа цилиндров и их расположения, от схемы механизма газораспределения, положения распределительного вала, условий монтажа, обслуживания и т. п. Цилиндры и картер часто изготавливают в виде общей отливки, называемой блок-картером.

В настоящее время существует множество компаний–производителей газопоршневых двигателей и установок на их основе: Caterpillar, Cummins, Waukesha Engine Dresser (США), MWM, GmbH и MTU Onsite Energy (Германия), GE Energy, Mitsubishi, Heavy Industries Ltd. (Япония), FG Wilson, Rolls Royce Power Engineering Plc (Великобритания) и др. Единичная мощность газопоршневого агрегата может достигать 18,810 МВт (двигатель Wärtsilä 18V50SG 50 Гц, рис. 20.5).



Рис. 20.5. Газопоршневой двигатель Wärtsilä 18V50 SG

Достижение высокой мощности ГПД связано с рядом конструкторских и технологических усовершенствований всей системы. Рассмотрим в качестве примера Wärtsilä 18V50 SG – четырехтактный двигатель с искровым зажиганием. КПД агрегата составляет 48,6%. Система зажигания Wärtsilä 50SG интегрирована с системой управления двигателем. Модуль зажигания обменивается данными с основным модулем управления, который затем определяет момент зажигания. Специальное управление цилиндром обеспечивает оптимальную степень сгорания топлива в каждом цилиндре. Катушка зажигания находится в крышке цилиндра и интегрирована в надставку свечи зажигания. Система охлаждения состоит из четырех контуров: наддувочного воздуха, охлаждающих контуров, смазочного масла. Контур охлаждения и «рубашка» имеют водяные насосы, интегрированные в крышку модуля ГПД. Температура воды на выходе контура охлаждения «рубашки» регулируется внешними термостатическими клапанами. Система охлаждения представляет собой одноконтурный радиаторный блок, при этом охлаждении цепи на двигателе соединены в серии. Для вариантов с рекуперацией тепла, каждый кулер можно подключить индивидуально к внешней системе охлаждения.

Перед входом в двигатель масло проходит через полнопоточный фильтр с автоматической обратной промывкой. Двусторонний картриджный фильтр установлен сзади линии промывки, и оба фильтра оснащены реле перепада давления. Чтобы избежать износ двигателя до запуска, используется отдельная система предварительной смазки.

Большая часть потерь на трение ДВС происходит в поршневых кольцах. В данном двигателе применяется пакет из трех профилированных колец. Для правильного охлаждения выпускных клапанов используется вода. Впускной и выпускной клапаны ГПД оснащены вращающимися устройствами для равномерной тепловой и механической нагрузки. Ремонт поршней ГПД возможен без вмешательства в подшипник шатуна, а сам подшипник шатуна можно проверить, не снимая поршня. В данном ГПД применяется турбонаддув. Длина двигателя составляет 18,8 м, высота – 6,34 м, ширина – 5,33 м, а масса 360 т.

Тепловая схема когенерационной ДВС-ТЭЦ, представленная на рис. 20.5, является аналогом отопительной или промышленной ГТУ-ТЭЦ и может рассматриваться как вариант применения парогазового цикла. Утилизация теплоты выхлопных газов газового двигателя, теплоты охладителей рабочего воздуха после турбонаддува, масла, охлаждающей воды и выхлопных газов позволяет генерировать в котле-утилизаторе сухой насыщенный пар преимущественно для отпуска теплоты внешним потребителям. Конденсат греющую сетевую воду пара перед подачей в экономайзер котла-утилизатора проходит через ряд теплообменников, где предварительно нагревается, последовательно охлаждая смазочное масло, рабочий воздух и охлаждающую воду двигателя. В схеме также предусмотрено независимое охлаждение этих потоков с использованием охлаждающей воды циркуляционного контура с градирней для работы ДВС в автономном режиме.

В варианте ДВС-ТЭЦ от одного газового двигателя типа 16V25SG (электрическая мощность 2800 кВт, КПД производства электроэнергии – 40%) можно получить 1960 кВт теплоты в виде горячей воды и 0,67 кг/с пара с давлением порядка 0,8 МПа. При этом коэффициент использования теплоты топлива на ТЭЦ составит $\eta_{\text{КИТТ}} = 89\%$.

Как и в парогазовых установках с ГТУ, на ДВС-ТЭЦ возможно дожигание топлива в потоке выхлопных газов перед котлом-утилизатором. Такое решение позволяет повысить параметры и количество генерируемого пара. Дожигание 35÷45% расхода топлива газового двигателя 16V25SG повышает паропроизводительность котла-утилизатора до 1,6 кг/с, при сохранении практически неизменной величины коэффициента использования теплоты топлива.

20.1.3. Электростанции на основе газопоршневых двигателей

Основная область применения газопоршневых двигателей в составе мини-электростанций (мини-ТЭС) – автономное обеспечение электроэнергией промышленных, нефтегазодобывающих, сельскохозяйственных и социальных предприятий.

Газопоршневые электростанции обладают рядом достоинств, это:

- возможность частых запусков, кратковременной эксплуатации;
- высокий КПД производства электроэнергии;
- низкая себестоимость отпуска электроэнергии;
- сравнительно невысокая стоимость установленной мощности агрегата

(примерно 400–600 долл. США/кВт);

- устойчивость к резким перепадам температурного режима;
- низкие эксплуатационные издержки;
- большой полный моторесурс;
- компактность и мобильность;
- автоматизация установки;
- возможность организации когенерационных и тригенерационных установок;
- в сравнении с газотурбинными установками: более высокая долговечность, ремонтпригодность, меньший удельный расход в диапазоне 50–100% номинальной нагрузки, отсутствие дожимного компрессора.

Недостатки газопоршневых установок в составе электростанций:

- сложные системы отвода отработанных газов с использованием фильтров и катализаторов;
- необходимость установки дополнительных опор для предотвращения вибрации;
- в сравнении с газотурбинными установками: нежелательная работа на нагрузках менее 50%;
- требовательность к ремонтно-техническому обслуживанию;
- запаздывающая реакция при скачкообразном возрастании и уменьшении внешней электрической нагрузки при полностью автономном режиме работы;
- ограниченная единичная мощность агрегатов.

Удельный расход газа для ГПУ составляет 0,22–0,35 м³/(кВт·ч). Стоимость ремонта ГПУ может достигать 70–90% первоначальных вложений.

Различают следующие виды станций на основе ГПД:

1. Газопоршневые электрические станции простого цикла, вырабатывающие только электрическую энергию (рис. 20.6).
2. Когенерационные электрические станции, производящие электрическую и тепловую энергии (рис. 20.7).
3. Тригенерационные электрические станции, вырабатывающие электрическую, тепловую энергии и холод (рис. 20.8).

Газопоршневые установки для выработки исключительно электрической энергии имеют в своем составе помимо двигателя ряд вспомогательных систем и элементов. Поскольку выхлоп газопоршневого агрегата не используется в системе утилизации теплоты, в схеме имеется дымовая труба. Как видно из схемы на рис. 20.6 имеется турбонаддув. Принцип работы основан на использовании энергии отработавших газов. Поток выхлопных газов попадает на крыльчатку турбины. На одном валу с турбиной находится компрессор, лопасти которого также приходят в движение. В цилиндры двигателя, таким образом, нагнетается дополнительный воздух. При турбонаддуве воздух в цилиндры подаётся под давлением, а не только за счёт разрежения, создаваемого поршнем. Следовательно, в двигатель попадает большее количество смеси воздуха с топливом. При сгорании увеличивается объём сгораемого топлива с воздухом, образовавшийся газ находится под большим давлением и соответственно возникает большая сила, давя-

щая на поршень. Охладители наддувочного воздуха (ОВ) предназначены для охлаждения воздуха, поступающего из системы турбонадува.

Установка имеет развитую систему охлаждения технической воды. Она используется для организации «рубашки» охлаждения самого ГПД, а также маслоохладителя. Тип охлаждения схемы на рис. 20.6 – жидкостный. В качестве охлаждающего теплоносителя может использоваться вода либо антифриз. «Рубашка» охлаждения представляет собой полость или каналы, огибающие части двигателя, требующие охлаждения. Циркулирующая по рубашке охлаждения жидкость передает тепло теплоносителю теплообменника. Высокотемпературный контур охлаждения обеспечивает отвод теплоты охлаждающей жидкостью рубашки двигателя и выхлопного патрубка, головки цилиндров и газо-жидкостного теплообменника-охладителя газозвушной смеси I-ой ступени (ОВ I ст) турбонадува. Низкотемпературный контур (НТ контур) охлаждает масло двигателя в жидкостно-масляном теплообменнике и рабочую топливную смесь последней II-ой ступени турбонадува в газо-жидкостном теплообменнике-охладителе (ОВ II ст) .

Для подогрева охлаждающей жидкости в рубашке охлаждения остановленного двигателя (рекомендуемая для запуска температура двигателя составляет $38\div 40^{\circ}\text{C}$) предусмотрен электрический подогреватель охлаждающей жидкости (ПОЖ) на напряжение 110/220 В. Устройство подогрева охлаждающей жидкости поддерживает двигатель нагретым до температуры, требуемой для запуска ГПД из холодного состояния.

Как и в газотурбинных установках, воздух, поступающий на установку, подлежит очистке. В качестве устройства очистки применяется воздушный фильтр сухого типа. Первая ступень – предварительный инерционный фильтр с эжекторным отсосом пыли обеспечивает степень очистки воздуха до 92%, вторая ступень – основной стандартный фильтр с сухими фильтрующими элементами окончательно очищает воздух от пыли до $98\div 99\%$. Топливо подается после блока подготовки газа (БПГ). В БПГ давление газа снижается до требуемой для работы ГПД величины. Дожимные компрессоры не используются, так как нет необходимости преодолевать избыточное давление в элементах двигателя.

Газопоршневые установки комплектуются синхронными многополюсными трёхфазными электрогенераторами переменного тока, предназначенными для выработки электроэнергии напряжением 0,4, 6,3 и 10,5 кВ.

Как правило, ГПД мощностью $\geq 1\text{МВт}$ оснащаются пневматическими (воздушными) стартерами. Пневматическая пусковая система состоит из рампы с баллонами сжатого воздуха (давление – 3,0 МПа), воздушного стартера с глушителем, редукционного клапана, клапана управления, предохранительного клапана и воздухоотводящей свечи, а также включает в себя электромагнитный клапан постоянного тока на напряжение 24 В для дистанционного запуска и переключатель прекращения прокрутки. Включение стартера и начало прокрутки двигателя осуществляется только после включения в работу предпускового маслососа и заполнения узлов ГПД смазочным маслом.

энергию. Тепловая энергия в горячей воде, выработанная за период производства электроэнергии, аккумулируется в баке емкостью 3500 м³ и используется для теплоснабжения в периоды простоя ДВС-ТЭЦ.

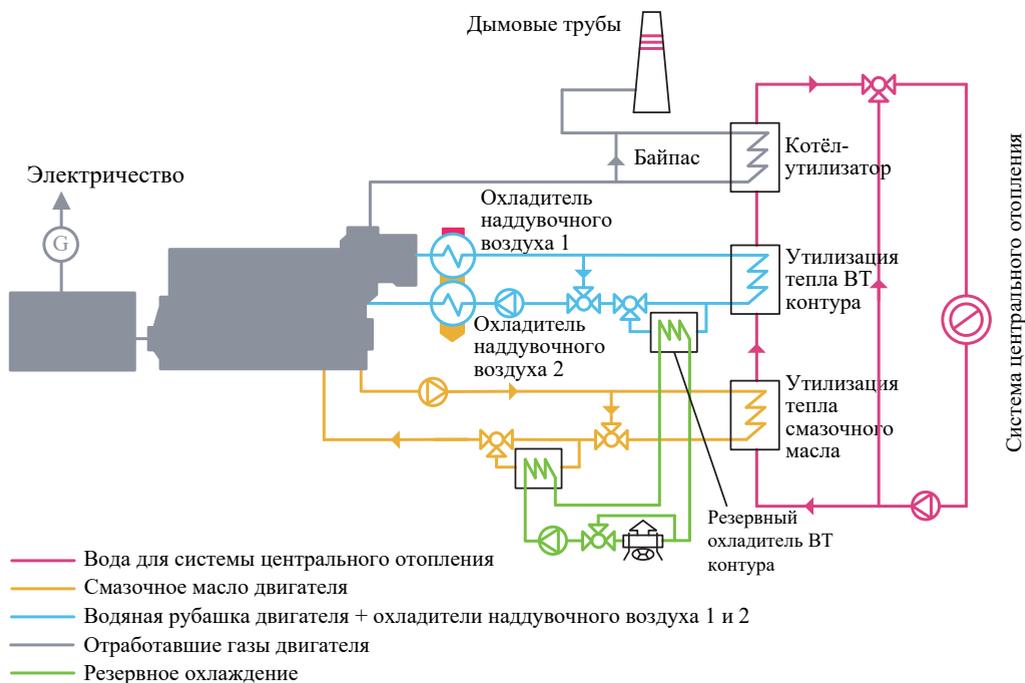


Рис. 20.7. Когенерационная газопоршневая электростанция

Высокая степень автоматизации технологических процессов позволяет существенно сократить численность персонала электростанции. Так, эксплуатационный и ремонтный персонал находятся на станции Stovring только в дневное время. Система управления осуществляет автоматический пуск и работу ДВС-ТЭЦ при циклическом изменении нагрузки. Останов станции происходит либо при аккумулировании в баке максимального количества теплоты, либо в связи с началом периода низких тарифов на электроэнергию и осуществляется автоматически.

Двигатели внутреннего сгорания, работающие на природном газе по циклу Отто, и созданные на их базе ТЭС обладают рядом положительных качеств. КПД по производству электроэнергии составляет 40÷42%, выбросы CO₂ в пересчете на 1 кВт·ч в среднем на 25% меньше по сравнению с современными газотурбинными установками (табл. 20.4). Единичная мощность газовых ДВС позволяет создавать электростанции установленной мощностью 30÷50 МВт при цене 700÷900 долл. США/(кВт установленной мощности). Указанные преимущества, с учетом компактности и высокой автоматизации рассматриваемого оборудования, позволяют рекомендовать газовые мотор-генераторы к использованию при проектировании

и строительстве энергообъектов небольшой мощности и рассматривать использование парогазового цикла на ДВС-ТЭЦ при выборе оптимального технического решения.

Сторонники применения энергетических ГТУ в парогазовом цикле выдвигают следующие их преимущества по сравнению с энергетическими газовыми двигателями внутреннего сгорания:

В ДВС замена масла происходит каждые 5000 часов, тогда как в газотурбинной установке имеет место минимальное загрязнение масла, так как оно не находится в контакте с продуктами сгорания.

Расход масла в масляной системе энергетических установок мощностью 5 МВт составляет:

- для ГТУ – 1,3 т/год;
- для ДВС – 70 т/год.

Таблица 20.4

Выбросы вредных веществ в сопоставимых условиях составляют, ppm

Топливо	Тип установки	NO _x	CO
Природный газ	ГТУ	25	60
	ДВС	118	107
Жидкое топливо	ГТУ	50	75
	ДВС	185	50

После ДВС, как правило, предусматривается установка катализатора газов.

По сравнению с ГТУ одинаковой мощности капиталовложения выше на 20–30%, а затраты на монтаж энергетических установок с ДВС на 10–15%.

Тепловой потенциал ГПД также может служить для работы утилизаторов низкопотенциальной теплоты, в частности, абсорбционных холодильных машин (АБХМ) (рис. 20.8). В такой системе происходит выработка холода в виде охлажденной воды.

АБХМ предназначены для выработки холода – для кондиционирования воздуха, рефрижерации и иных процессов охлаждения. Принцип действия АБХМ основан на том, что вода в условиях вакуума испаряется при низких температурах и при испарении уносит тепло от воздуха системы кондиционирования. Один из самых распространенных теплоносителей АБХМ – раствор бромистого лития, в контуре поглощает пар (переносящий тепло охлаждающей воды), превращаясь в разбавленный раствор, который откачивается в генератор, где выпаривается, нагреваясь от горячего пара, воды, выхлопных газов и др. источников теплоты. Концентрированный раствор бромистого лития возвращается в абсорбер, водяной пар направляется в конденсатор. Процесс цикличен до тех пор, пока имеется подвод теплоносителя в АБХМ.

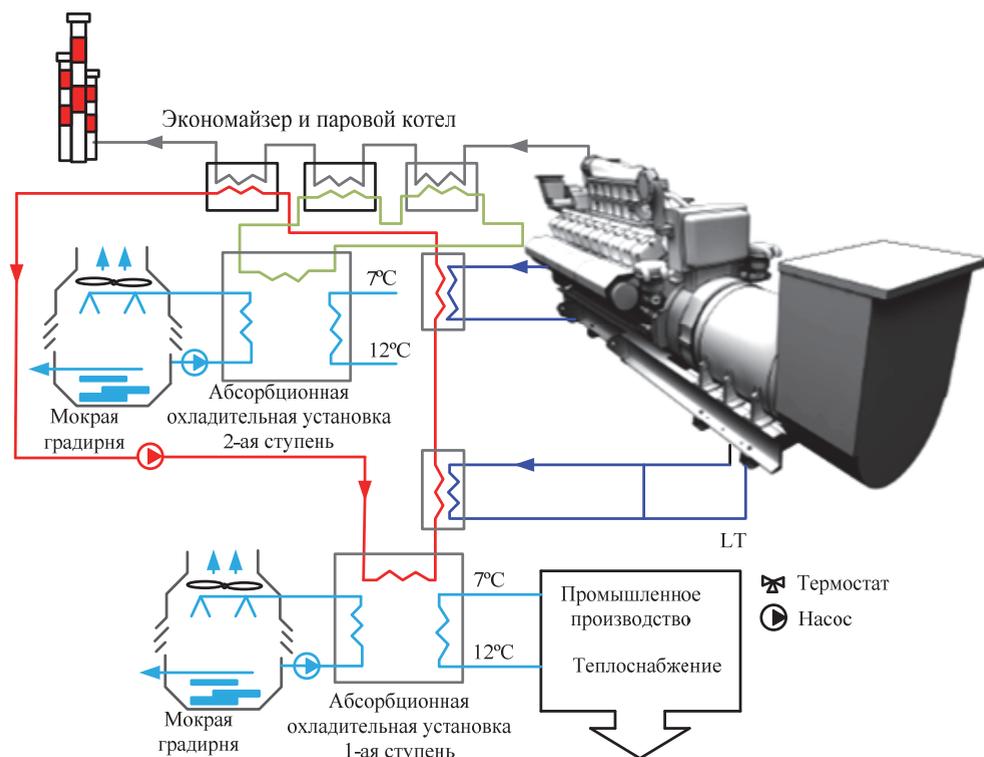


Рис. 20.8. Тригенерационная газопоршневая электростанция

В настоящее время существует ряд мини-ТЭС с применением ГПУ и АБХМ. Например, центр обработки данных (ЦОД) «Скай Трейд» (г. Санкт-Петербург) использует АБХМ Shuangliang HSB-496 холодопроизводительностью 2 МВт для охлаждения технологического оборудования ЦОД и кондиционирования многофункционального бизнес комплекса «Скай Трейд». Источник тепловой энергии для АБХМ – горячая вода от системы охлаждения четырех газопоршневых когенерационных установок MTU G16V4000 L61. В здании центра разработок и исследований компании «JetBrains» (г. Санкт-Петербург) расположена установка АБХМ Shuangliang HSB-496, холодопроизводительностью 2,0 МВт. Источник тепловой энергии – горячая вода от системы охлаждения газопоршневой установки фирмы GE «Jenbacher». Система применяется для кондиционирования здания.

Старейшей мини-ТЭС с ГПД и АБХМ в России можно считать энергоблок ООО «Мострангаза». На станции установлены четыре ГПД электрической мощностью по 1,4 МВт фирмы «GE Jenbacher» Назначение АБХМ – холодоснабжение офисного комплекса. Всего установлено три АБХМ фирмы «Carrier» (США) мощностью 0,67 МВт каждая. Для обеспечения пиковых тепловых нагрузок используются три котла датской фирмы «Danstoker». При возникновении нештатных ситуаций электроснабжение важнейших потребителей может обеспечить аварийный дизель-генератор мощностью 55 кВт.

20.2. Электростанции с повышенными параметрами пара

20.2.1. Схемные решения

Предпосылки и опыт освоения блоков с повышенными параметрами пара были рассмотрены подробно в главе 4 данной книги. В связи с этим обратимся к рассмотрению схемных решений электростанций с ультрасверхкритическими параметрами пара.

Блоки на сверхкритическое давление (СКД)

Одним из наиболее распространенных энергоблоков сверхкритического давления является блок реализованный на базе паровой турбины К-300-240 и парового котла ТГМП-344-А (рис. 20.9).

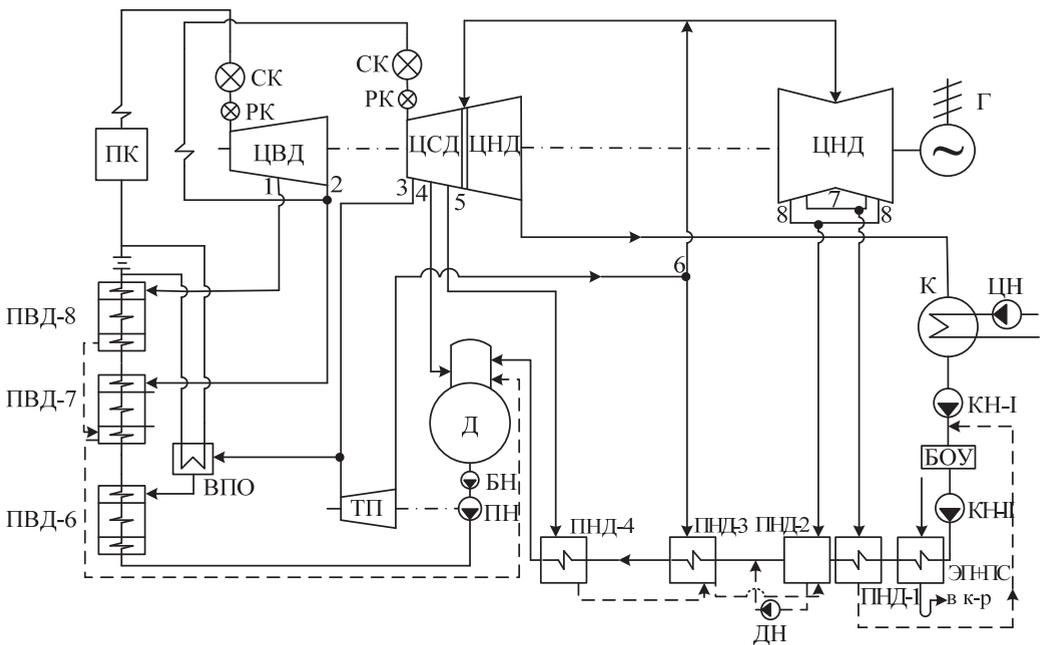


Рис. 20.9. Принципиальная тепловая схема с турбоустановкой К-300-240

ПАО «Силловые машины»:

ПК – паровой котел; СК – стопорный клапан; РК – регулирующий клапан; ЦВД, ЦСД и ЦНД – соответственно цилиндр высокого, среднего и низкого давления; Г – электрогенератор; К – конденсатор; ЦН – циркуляционный насос; БОУ – блочная обессоливающая установка; КН-I и КН-II конденсатный насос первой и второй ступени; ЭП+ПС – подогреватель эжекторов; ДН – дренажный насос; Д – деаэратор; БН – бустерный насос; ПН – питательный насос; ТП – турбина приводная; ПНД – подогреватель низкого давления; ПВД – подогреватель высокого давления

Турбина К-300-240 паровая, конденсационная, с промперегревом, одновальная, трехцилиндровая предназначена для привода генератора переменного тока типа ТВ-320-2. Номинальная мощность 300 МВт, число оборотов 3000 об/мин. Давление свежего пара 240 кг/см², температура пара 540°С, давление в конденсаторе при расчетном режиме 0,035 ата, температура охлаждающей воды 12°С, расход охлаждающей воды 36000 м³/час. Номинальный расход пара при температуре питательной воды 270°С составляет 930 т/ч (максимальный – 975 т/ч). Удельный расход тепла на турбину 1925 ккал/кВт ч. Внутренний относительный КПД ПТУ составляет: ЦВД – 80%; ЦСД – 91%; ЦНД – 80%.

КПД энергоблока брутто – 45,1%. Турбина имеет 8 нерегулируемых отборов пара, предназначенных для подогрева питательной воды в ПНД, деаэраторе 7 ата и ПВД до расчетной температуры 270°С. Турбина имеет 39 ступеней давления, из них: 12 ступеней ЦВД, 12 ступеней ЦСД и 15 ступеней ЦНД (5 ступеней на одном роторе с ЦСД и по 5 ступеней в двухпоточном ЦНД).

Из схемы видно, что решения по регенеративному подогреву приняты типовые: три ПВД, причем один отбор осуществляется из ЦВД, второй после ЦВД (т.е. перед промперегревом пара), третий – из ЦСД; деаэратор на давление 0,7 МПа питается паром из самостоятельного отбора (4-ый отбор из ЦСД), причем предусмотрена возможность перевода его на питание от отбора с более высоким давлением (3-го отбора), при пониженных нагрузках турбины.

Принципиальная тепловая схема с турбоустановкой К-500-240 ПАО «Силловые машины» представлена на рис. 20.10.

Блок 500 МВт предназначается для установки на электростанциях, использующих дешевые угли открытых разработок.

В состав тепломеханического оборудования серийного энергоблока СКД мощностью 500 МВт входят:

- прямоточный однокорпусный котел с вспомогательным оборудованием (система пылеприготовления, тягодутьевые машины, насосы и т. д.) типа П-57;
- турбина К-500-240-2 с конденсаторами и вспомогательным оборудованием (система регенерации высокого и низкого давления, питательно-деаэраторная установка, конденсатные, питательные и дренажные насосы, дренажно-продувочная система и т.д.);
- система циркуляционного водоснабжения;
- основные и вспомогательные трубопроводы с запорной, регулирующей и предохранительной арматурой;
- специализированное оборудование, трубопроводы и арматура пусковой схемы энергоблока (растопочный узел, расширители, и т.д.);
- система автоматического регулирования, защит и блокировок.

Серийные энергоблоки мощностью 500 МВт выполнены по моноблочной схеме в отличие от опытно-промышленного блока, состоящего из двух котлов и турбины К-500-240. Оба типоразмера блока имеют пусковую схему с одноступенчатым байпасированием турбины при пусках, остановах и сбросах нагрузки.

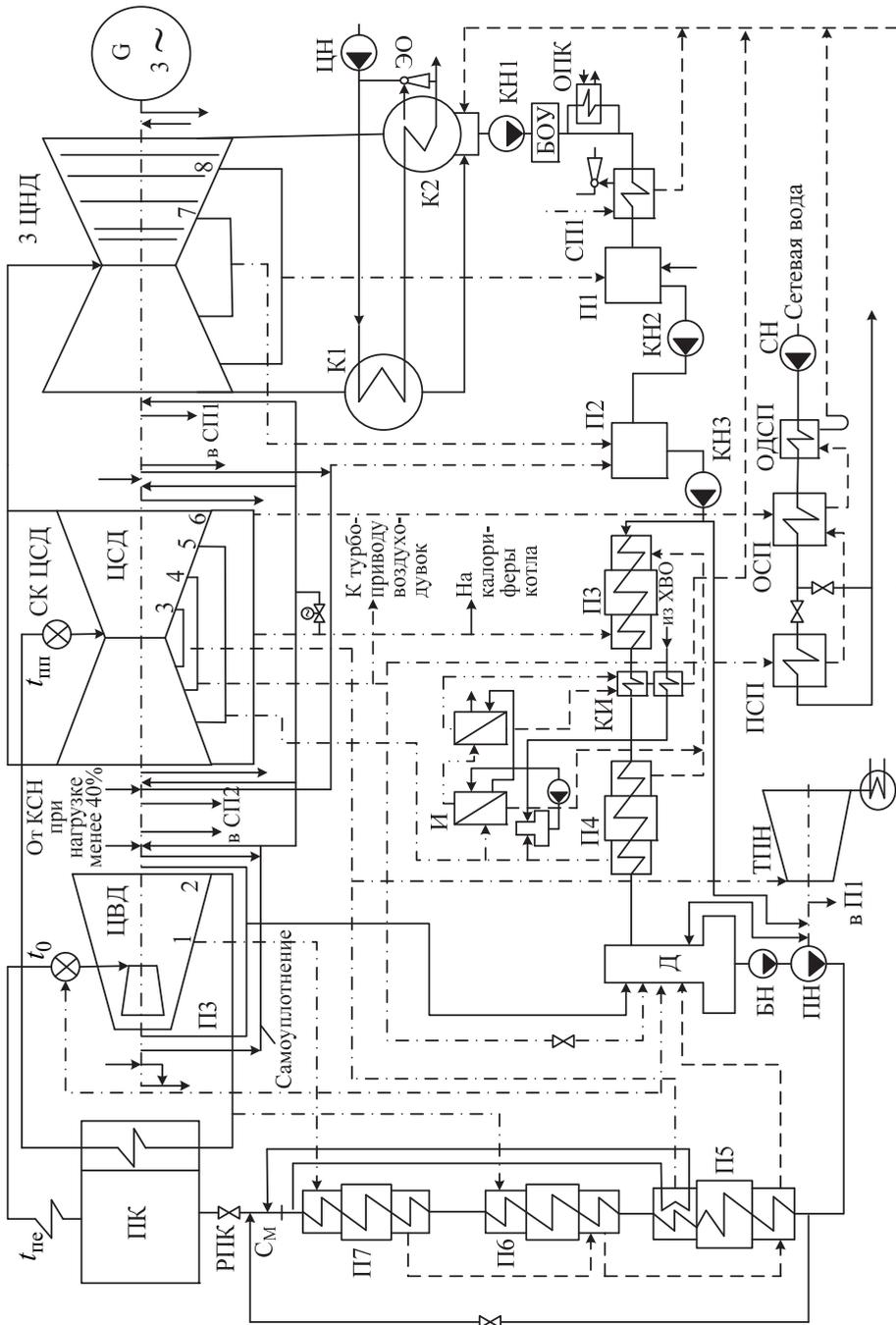


Рис. 20.10. Принципиальная тепловая схема с турбоустановкой К-500-240 ПАО «Силловые машины»

Турбоустановка К-500-240-2 спроектирована для работы в блоке с однокорпусным прямоточным котлом СКД типа П-57, который предназначен для сжигания углей Экибастузского месторождения. Котел имеет Т-образную компоновку. Пароводяной тракт состоит из двух параллельных потоков с автономными системами регулирования. Система автоматического регулирования котла обеспечивает возможность эксплуатации в базовом и регулируемом режимах с поддержанием номинальных параметров свежего и вторично перегретого пара. Частичная автоматизация пусковых операций позволяет стабилизировать основные параметры котла при растопке. Автоматическая защита котла предотвращает возникновение и развитие аварий при нарушении нормальных условий работы его узлов и систем и осуществляет в зависимости от технологической ситуации останов котла либо снижение нагрузки, либо отдельные защитные операции.

Система дистанционного управления обеспечивает изменение положения регулирующих и запорных органов непосредственно с блочного щита управления.

Турбоагрегат К-500-240 – одновального типа с четырьмя выхлопами в двух цилиндрах низкого давления. Начальные параметры пара 23,5 МПа и 560°C; конечное давление 3,43 МПа. Промежуточный перегрев пара до 565°C производится при давлении 3,9/3,5 МПа/ от 320°C при номинальной мощности. Котел – прямоточного типа.

Конденсат турбины подогревается последовательно в пяти регенеративных подогревателях низкого давления, в деаэраторе 0,685 МПа и в трех подогревателях высокого давления (состоящих из двух параллельно включенных групп). Турбина имеет девять отборов пара, деаэратор питается паром из четвертого отбора. Конечная температура питательной воды около 270°C. У подогревателей высокого давления имеются пароохладители пара и дренажа; предусматривается установка выносных пароохладителей на линиях третьего, четвертого и пятого отборов пара после промежуточного его перегрева.

Между конденсатными насосами и регенеративными подогревателями низкого давления включены вспомогательные охладители пара из эжекторов и уплотнений турбины. Имеется двухступенчатая сетевая подогревательная установка для отопления жилого поселка и помещений электростанции. Подготовка добавочной воды котлов производится в испарительной установке. При химическом обессоливании добавочную воду можно подавать в конденсатор турбины. Дренаж ПВД сливается каскадно в главный деаэратор. Дренаж ПВД № 5 сливается каскадно в ПНД №6, из него суммарный дренаж насосом перекачивается в линию главного конденсата.

Для привода рабочих питательных насосов применены паровые турбины. Одновальный Турбоагрегат 500 МВт с четырьмя выхлопами имеет мощность, близкую к предельной по размерам выхлопов и выходных потерь. Поэтому целесообразно применение схемы включения приводной турбины питательного насоса с самостоятельным конденсатором. Приводная турбина питается паром из четвертого отбора давлением 0,999 МПа. Перед рабочим питательным насосом

включен вспомогательный бустерный насос, соединенный с ним посредством редуктора. Пускорезервные насосы имеют электропривод.

При отключении последнего по ходу воды ПВД предусматривается отбор пара на сушку топлива при давлении около 9 ата в количестве до 90 т/ч без снижения мощности турбоагрегата и до 125 т/ч с ее снижением. Для подогрева воздуха предусматривается отбор пара в количестве 30 т/ч, для подогрева растопочного мазута – 10 т/ч.

При номинальной мощности турбоагрегата 500 МВт и гарантийном режиме (отборы пара на сушку топлива, подогрев воздуха, испарители и сетевые подогреватели отключены) расход пара на турбину равен 1400 т/ч. Коэффициент полезного действия турбины при этом режиме составляет: ЦВД 87,5%, ЦСД 91,5% и ЦНД (без учета выходных потерь 7 ккал/кг) 88,0%. Коэффициент полезного действия приводной турбины питательного насоса 82,0%, расход пара на нее 80 т/ч, ее мощность 17,0 МВт. Расчетный удельный расход тепла на турбоустановку 1840 ккал/кВт, соответствующий электрический КПД брутто 46,7%.

На рисунке 20.11 приведена принципиальная тепловая схема энергоблока мощностью 800 МВт с турбиной К-800-23,5-5 ПАО «Силовые машины» и прямоточным пылеугольным котлом ТПП-804 ОАО ТКЗ. Блок работает на параметры пара: давление – 23,5 МПа, температура – 540°C, расход в голову турбины – 736 кг/с, температура питательной воды –275°C.

На схеме не показаны вспомогательные элементы: запорно-регулирующая и предохранительная арматура; трубопроводы, обеспечивающие работоспособность энергоблока при аварийных отключениях отдельных аппаратов (агрегатов); технологические связи с другими энергоблоками станции. Масса турбины составляет 1300 т. Паровая турбина состоит из ЦВД, ЦСД и трех ЦНД. Внутри основного корпуса ЦВД имеется отдельный внутренний цилиндр. Выходящий из внутреннего цилиндра пар поворачивается на 180° и поступает в группу ступеней основного цилиндра. С выхлопа ЦВД пар направляется в котел и средний ПВД.

Вторичный (промежуточный) перегрев пара происходит в промежуточном пароперегревателе котла. После промежуточного перегрева пар с температурой 540°C подается к стопорным клапанам ЦСД. С выхлопа ЦСД пар по перепускным (ресиверным) трубам поступает в три ЦНД. Конструкция каждого ЦНД двухпоточная.

Потеря давления в тракте промежуточного перегрева составляет 12,7% давления перед стопорными клапанами ЦСД.

ПНД П1 и П2 вертикальные, смешивающие, типов ПНСВ-2000-1 и ПНСВ-2000-2. Эксплуатационные присосы воздуха слабо влияют на теплообмен в смешивающем ПНД П1 (давление в отборе – 0,02 МПа), но существенно повышают температурный напор (недогрев) в поверхностном подогревателе. Нагрев в П1 и П2 происходит при дроблении воды на струи. Конденсат от уплотнений питательного и бустерного насосов отводится в П1, что снижает возможность проникновения кислорода из потока от уплотнений в основной конденсат.

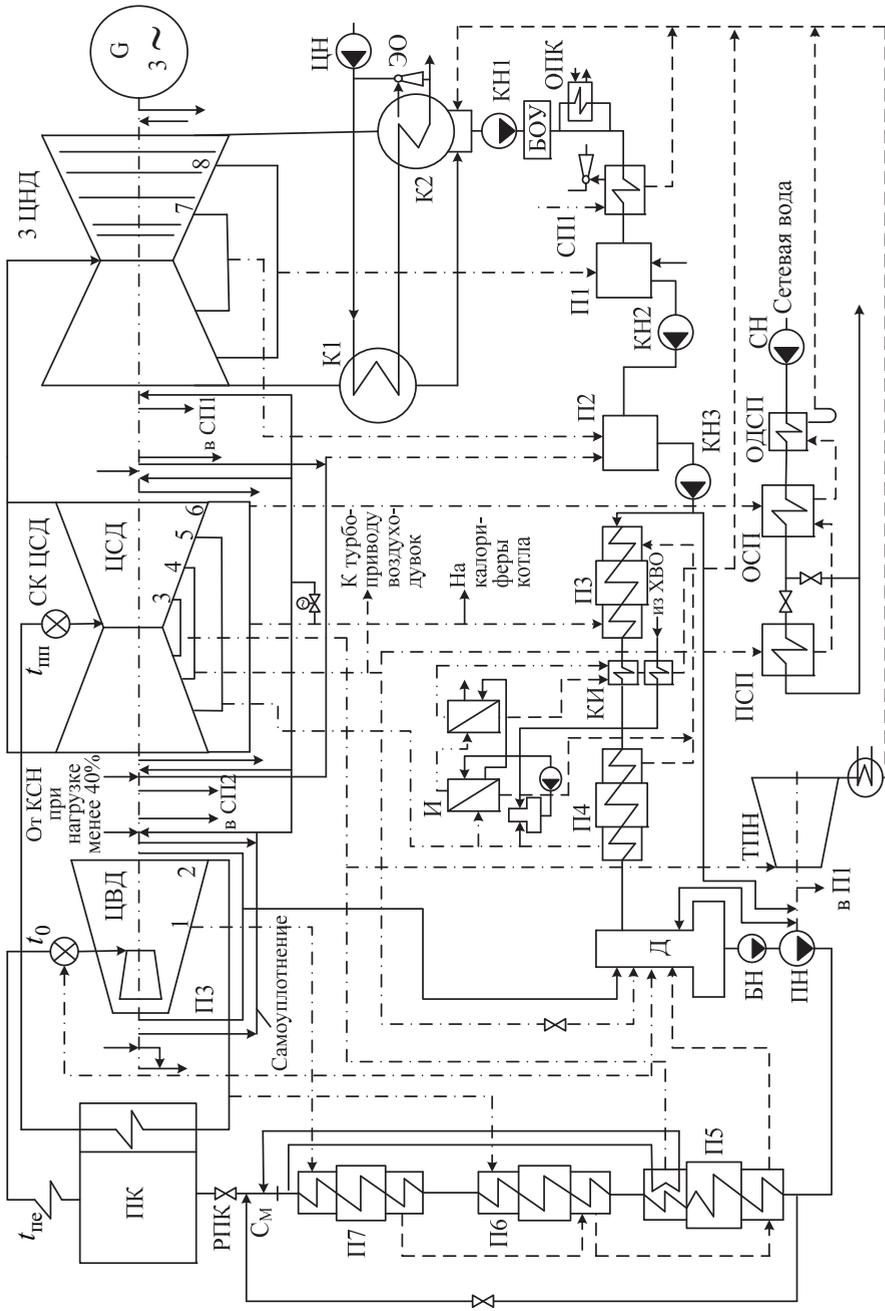


Рис. 20.11. Принципиальная тепловая схема с турбоустановкой К-800-23,5 ПАО «Силловые машины»:

П1-П7 – регенеративные подогреватели; См – смеситель; ТПН – приводная турбина питательного насоса;

ОДСП – охладитель дренажа сетевых подогревателей;

ОГК – охладитель замкнутого контура газоохлаждающей турбины;

В каждом ПВД есть охладитель пара и охладитель конденсата. Кроме того, в нижнем ПВД П6 (ПВ-1600-380-17) сделан дополнительный охладитель пара, внутри трубок которого проходит питательная вода, отводимая с выхода ПВД П7 (схема Виолен).

Теплофикационная установка состоит из основного (ОСП) и пикового (ПСП) подогревателей и обеспечивает подогрев сетевой воды до 150°C при мощности турбины, близкой к номинальной. Тепловая мощность теплофикационной установки – 162,8 МВт (140 Гкал/ч). Основной подогреватель сетевой воды получает пар давлением 0,25 МПа из отборов за 21 (и 27) ступенями ЦНД. При необходимости нагрева сетевой воды выше 100 °С включается пиковый сетевой подогреватель. Конденсат из сетевых подогревателей каскадно сливается в конденсатор.

Единственный отечественный энергоблок мощностью 1200 МВт на сверхкритическое давление с турбиной К-1200-23,5 реализован для Костромской ГРЭС (рис. 20.12) и был введен в эксплуатацию в 1980 г.

Турбина К-1200-240 является самой мощной турбиной, выпускаемой компанией Силовые машины, а с учетом возможной перегрузки до 1380 МВт – самой мощной в мире в классе газомазутных ТЭС. Мощность 1200 МВт обеспечивается при номинальных параметрах пара перед турбиной (23,5 МПа и 540°C), в промежуточном пароперегревателе (540°C), конденсаторе 3,58 кПа (0,0365 кгс/см²) и при дополнительных отборах пара. Максимальная мощность турбины достигается при отключении ПВД. Турбина работает при частоте вращения 50 с⁻¹. Конструкция проточной части ЦВД аналогично ЦВД турбин К-300-240 и К-800-243 ЛМЗ выполнена противоточной. Из сопловых коробок пар направляется в четыре ступени левого потока, расположенные во внутреннем корпусе ЦВД, затем поворачивает на 180°, обтекает внутренний корпус и проходит четыре ступени правого потока. Далее четырьмя паропроводами пар из ЦВД с параметрами 3,9 МПа и 295°C идет в промежуточный пароперегреватель, откуда возвращается по четырем паропроводам к двум блокам стопорных клапанов, расположенным по сторонам ЦСД. Параметры пара после промежуточного перегрева: 3,5 МПа и 540°C. Пройдя стопорные клапаны, пар по четырем паропроводам направляется к четырем регулирующим клапанам ЦСД, установленным непосредственно на корпусе ЦСД. ЦСД – двухпоточный, с двойным корпусом, с восемью ступенями в каждом потоке. Из выходных патрубков ЦСД пар отводится в две ресиверные трубы (в турбине К-800-240-3 их было четыре) максимальным диаметром 2 м, расположенные на уровне пола машинного зала. Из ресиверных труб пар поступает в каждый из трех корпусов ЦНД по четырем патрубкам (по одному патрубку в верхней и нижней половине ЦНД с двух сторон). Каждый поток ЦНД состоит из пяти ступеней. Длина рабочей лопатки последней ступени равна 1200 мм при среднем диаметре 3 м, что обеспечивает суммарную кольцевую площадь выхода пара 67,8 м². Лопатка выполнена из титанового сплава ТС-5.

20.2.2. Блоки на супер-сверхкритические параметры (ССКП)

Для дальнейшего повышения энергетической эффективности паротурбинных энергоблоков, главным образом, при сжигании угля необходимо повышение параметров свежего пара. При этом температура свежего пара ограничивается возможностями стальных труб (для поверхностей нагрева котла и главных паропроводов) и металла роторов турбин (прежде всего ротора ЦВД). Поэтому необходим проектный поиск оптимальной величины давления свежего пара при заданной его температуре.

Период освоения ССКП насчитывает уже более 40 лет, началось с создания в США энергоблока Эддистоун-1 (г. Филадельфия) в 1959 г. мощностью 325 МВт при расходе пара 252,2 кг/с. Параметры свежего пара: $p_0 = 34,62$ МПа (353 ата); $t_0 = 649^\circ\text{C}$. Двукратный промежуточный перегрев до $t_{\text{ин1}} = 565^\circ\text{C}$ ($P_{\text{ин1}} = 6,92$ МПа) и $t_{\text{ин2}} = 565^\circ\text{C}$ ($P_{\text{ин1}} = 1,74$ МПа). Тепловая схема приведена на рис. 20.13. Турбоустановка состоит из двух турбин мощностью 149,5 и 175,5 МВт. С выхлопа первой турбины пар с давлением 1,74 МПа поступает на второй промежуточный перегрев и затем во вторую турбину. Необходимость большого количества ступеней турбины до первого промежуточного перегрева и трудность создания высокопрочного длинномерного ротора ЦВД обусловила создание ЧВД в двух цилиндрах.

Первый двухкорпусный ЦВД имеет дроссельное парораспределение и пять ступеней. Второй ЦВД содержит три группы ступеней с отводом пара после первой группы на первый промперегрев и его отводом после перегрева. В каждом потоке ЦВД шесть ступеней. Давление в конденсаторе – 3,43 кПа. Турбоустановка имеет восемь отборов пара на регенеративные подогреватели. Первый ПНД состоит из двух секций: в первой нагревается основной конденсат, а во второй секции циркулирует вода, поступающая в подогреватель воздуха, подаваемого в котел (предварительный подогрев до 52°C). Второй ПНД встроен в газоходы на вводе в дымовую трубу. В состав энергоблока входит прямоточный двухкорпусный пылеугольный котел (П-образного профиля). Бункеры сырого угля размещены с боковых сторон котла. Температура уходящих газов котла равна $97,7^\circ\text{C}$.

Паропроводы свежего пара диаметром $261,9 \times 67,5$ мм выполнены из аустенитной стали, а корпус ЦВД – из ферритной. Потеря давления пара в главных паропроводах свежего пара – 2,06 МПа (5,95%), а снижение температуры – $5,5^\circ\text{C}$. В схеме имеются две нитки регенеративных подогревателей — по два корпуса на каждую ступень подогрева. Принята трехподъемная схема питательных насосов. Первые два насоса с электроприводом, а третий – с приводной турбиной. На приводную турбину пар отбирается из «холодной» линии первого промежуточного перегрева. Пар с выхлопа приводной турбины отводится во второй после деаэратора ПВД, в который также поступает пар из «холодной» линии второго промежуточного перегрева.

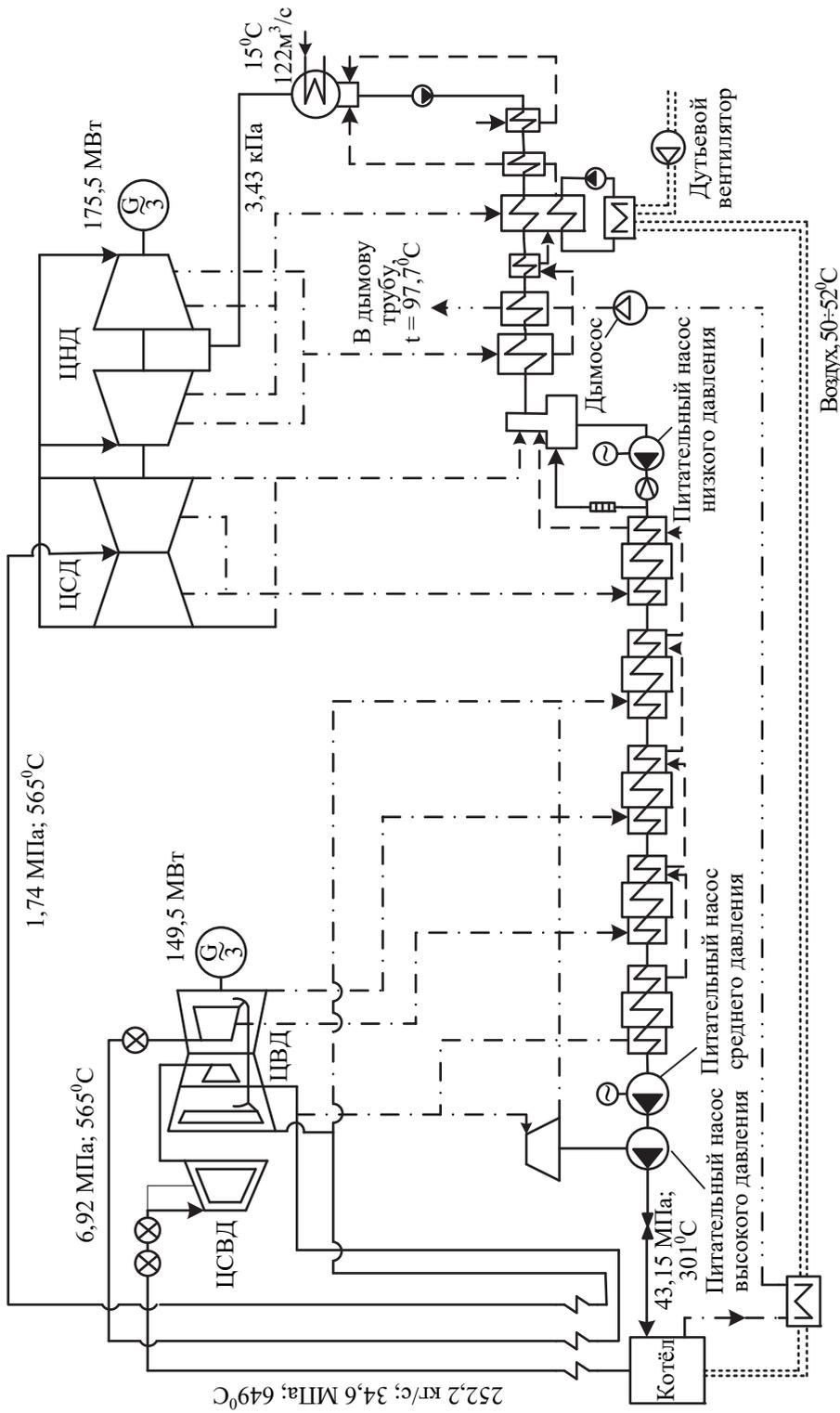


Рис. 20.13. Принципиальная тепловая схема первого энергоблока суперкригических параметров Эддистоун-1 (США)

Давление воды на выходе питательного турбонасоса высокого давления – 43,15 МПа. Турбопитательный насос работает на нагрузках более 30% номинальной. При номинальной нагрузке частота вращения турбопитательного насоса составляет 3400 с^{-1} , а при расходе $1 \text{ кг/с} - 1000 \text{ с}^{-1}$. Напорные характеристики первых двух питательных насосов таковы, что при нагрузке 30% они создают суммарный напор 38 МПа. Давление питательного насоса низкого давления – 15,6 МПа. Для сокращения количества добавочной воды, подаваемой в цикл, питание для обдувки котлов, отопления и др. потребителей выполняется от вспомогательных котлов с давлением пара 3,5 МПа.

В настоящее время в мире насчитывается несколько десятков энергоблоков на супер-сверхкритические параметры, построенных в основном в США, Германии, Дании, Японии, характеристики некоторых из них представлены в табл. 20.5.

Эксплуатация турбоагрегатов на ССКП, построенных в 50–60-е годы XX в., внесла серьезный научно-технический вклад в развитие мировой теплоэнергетики. Некоторые агрегаты уже выработали свой ресурс и выведены из эксплуатации, но другие продолжают работать. В частности, энергоблок Эддистоун-1 с несколько пониженными относительно проектных значений начальных параметров (33,62 МПа, 609°C) эксплуатируется и в наши дни, когда срок его службы превысил 40 лет.

Несмотря на то, что в России в настоящее время нет блоков, эксплуатируемых на ССКП параметры, во второй половине XX века в СССР также велись работы по повышению экономичности угольных ТЭС и попытки перехода на сверхкритические параметры пара.

В 1966 г. на Каширской ГРЭС началась опытно-промышленная эксплуатация паровой турбины СКР-100-300, построенной ХТЗ на начальные параметры 29,4 МПа, 650°C с противодавлением 3,03 МПа. В течение ряда лет отечественная теплоэнергетика получала уникальный опыт работы на ССКП. На протяжении 1967–1971 гг. было проведено 60 кампаний работы энергоблока, причем максимальная длительность непрерывной работы составила 50 сут. Была проверена эксплуатационная надежность основных узлов, выполненных из различных сталей аустенитного класса, исследованы их температурные режимы. Нарботка энергоблока СКР-100 с котлом П-37 паропроизводительностью 720 т/ч с параметрами острого пара 30 МПа и 650°C , эксплуатировавшегося на Каширской ГРЭС до 1986 г., составила 42000 ч (после выработки ресурса турбиной среднего давления эксплуатация энергоблока не возобновлялась).

Среди многих оригинальных технических решений, разработанных для турбины СКР-100-300, следует выделить систему охлаждения ротора и статора, разработка которой представляет серьезную проблему и сегодня. Тепловая схема энергоблока Каширской ГРЭС на базе турбины СКР-100-300 представлена на рис. 20.14.

Основные характеристики наиболее экономичных энергоблоков с СКД

№ энергоблока п/п	Страна и электростанция	Год ввода в эксплуатацию	Топливо	Температура свежего пара и пара промежуточных перегревателей $t_{п.п1}/t_{п.п2}$, °С	Начальное давление, МПа	Температура питательной воды, °С	Электрическая мощность, МВт	Давление в конденсаторе, кПа	КПД энергоблока нетто, %
1,2	Дания, Струдструп 3 и 4	1984–1985	Уголь	540/540	25,0	261	350	2,1	41–42
3	Япония, Кавагое-1	1989	Сжиженный газ	566/566/566	30,5	310	700	4	41,9
4	Дания, Фиссваеркерг 7	1991	Уголь	540/540	25,4	279	350	3,8	44,5
5	Дания, Фунен 7	1991	Уголь	540/540	25,0	280	350	2,7	43,5
6	Германия, Шгаудингер 5	1992	Уголь	545/562	26,2	270	550	3,8	43
7	Дания, Эсбьерг 3	1992	Уголь	562/560	25,0	275	350	2,3	45,3
8	Дания, Фесткрафт 3	1992	Уголь	558/560	24,6	275	417	2,3	45,3
9	Нидерланды, Хемвет 8	1994	Уголь	535/563	25,0	292	680	3,4	44,1
10	Германия, Росток	1995	Уголь	545/562	25,0	270	509 (550)	3,4	42,5
11	Германия, Боксберг 4	1997	Уголь	545/560	25,0	300	800	4,6	40,8
12	Германия, Шварцепумпе	1997	Уголь	547/565	25,2	270	740	3,4	40
13,14	Дания, Скербек 1 и 2 (Кошвой)	1997	Газ	582/580/580	29,5	298	395	2,3	47
15	Дания, Альборг	1997	Уголь	580/580/600	28,5	300	400	2,35	49
16	Германия, Гесслер	1998	Уголь	580/600	27,5	301	740	3,6	45,4
17	Германия, Липпендорф	1999	Уголь	554/580	26,7	271	934	3,8	42,8
18	Дания, Амагер	1989	Газ	545/545	24,5	275	250	3,7	42
19	Дания, Аведоре	1990	Газ	545/545	24,5	275	250	3,7	42
20	Рейхоку 2 Япония	2001	Газ	580/600	30,0	310	400	2,8	50–53

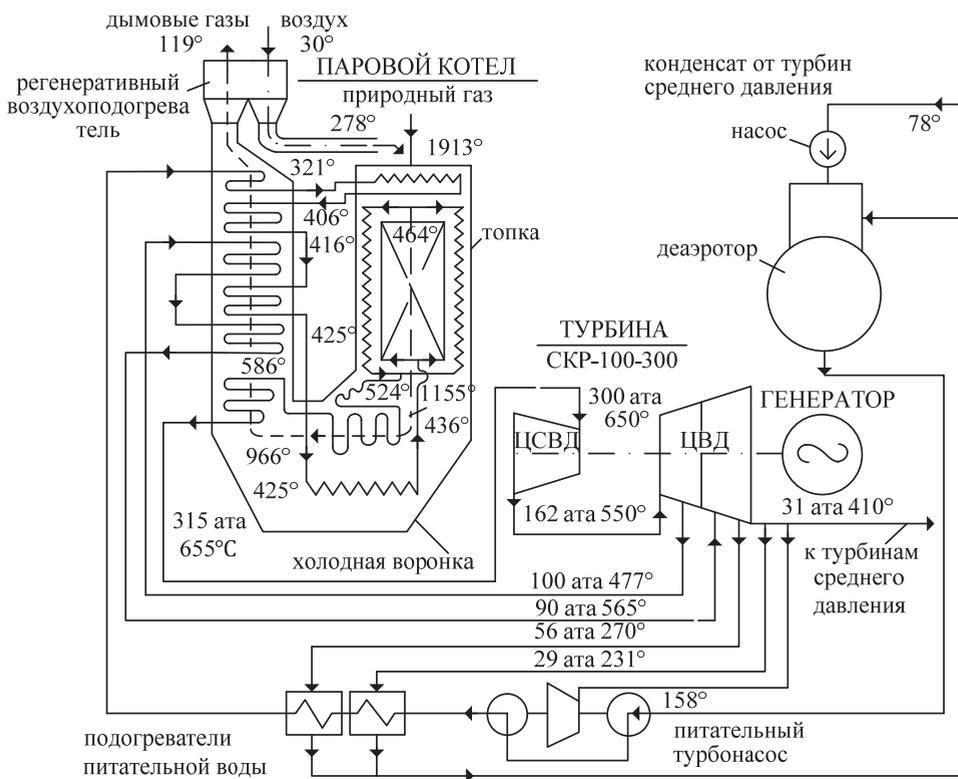


Рис. 20.14. Тепловая схема энергоблока Каширской ГРЭС на базе турбины СКР-100-300

На энергоблоке Каширской ГРЭС на базе турбины СКР-100-300, был предусмотрен поэтапный нагрев рабочего тела. Сначала питательная вода подогревается отобранным паром, который идёт на турбину привода питательного насоса (нагревается вода до 270°C). Потом рабочее тело поступает в самый последний, по пути следования дымовых газов, теплообменник и отбирает теплоту у дымовых газов (подогревается вода до 321°C), потом вода поступает к топке и охлаждает форсунки топки (нагреваясь дополнительно до 406°C). Потом пар поступает в створ движения топочных газов, нагревается до 655°C и подаётся на турбину высокого давления.

В 1978 г. Научно-технический совет Минэнергомаша СССР, обобщив результаты работы энергоблока с турбиной СКР-100 на Каширской ГРЭС, сделал уверенный вывод о технической возможности создания надежных и высокоэффективных паровых котлов и турбин для энергоблоков мощностью 800 МВт и более на начальные параметры 30 МПа, 650°C. Было выполнено расчетное обоснование и эскизное проектирование котла паропроизводительностью 2400 т/ч на кузнецком угле и турбины типа К-800-30-650 с промежуточным перегревом до 565°C. С учетом ряда дополнительных усовершенствований энергоблок К-800-30-650 должен был дать экономию до 130 тыс. т условного топлива в год по сравнению с типовым энергоблоком К-800-23,5, однако данный проект так и не был реализован.

Первым энергоблоком ССКП нового поколения по праву можно считать энергоблок Кавагое-1 на параметры 30,5 МПа, 566°С/566°С/566°С. Пробный пуск и синхронизация осуществлены в конце декабря 1988 г., номинальная нагрузка при номинальных параметрах пара достигнута 3 февраля 1989 г., а с 30 июня 1989 г., после проведения необходимых испытаний, началась промышленная эксплуатация энергоблока.

К энергоблоку Кавагое-1 уже при проектировании предъявлялись по маневренности требования такие же, как и к другим энергоблокам Японии, в частности, ежедневные пуски с учетом большой и возрастающей из года в год неравномерности графика нагрузки. Удовлетворение требований к маневренности энергоблоков ССКП не должно вызывать каких-либо особых проблем.

Возможность обеспечения надежной эксплуатации энергоблоков ССКП подтверждается последующим опытом работы энергоблока Кавагое-1.

С начала 90-х годов научно-техническая общественность России, обеспокоенная наметившимся отставанием энергетики России в области освоения ССКП, подняла вопрос о необходимости вновь вернуться к повышению параметров (здесь необходимо в первую очередь отметить усилия ученых кафедры паровых и газовых турбин МЭИ). Были проработаны различные концепции турбоустановок с турбиной мощностью 525 МВт с начальным давлением $p_0 = 29$ МПа. Температура свежего пара и пара промперегрева варьировалась от 580 до 600°С, давление в конденсаторе $p_k = 3,4$ кПа, температура питательной воды $t_{п.в} = 300$ °С. Вариант с одним промперегревом базировался на усовершенствованной тепловой схеме турбины К-500-23,5-4, выпущенной ЛМЗ для района Экибастуза. При расчетах принято, что проточная часть турбины отвечает современному уровню, лопатка последней ступени имеет длину 1200 мм ($F = 11,3$ м²), КПД котла $\eta_k = 94,5\%$. Итоги расчета влияния температуры пара на КПД энергоблока мощностью 525 МВт при одном промежуточном перегреве пара приведены в табл. 20.6.

Таблица 20.6

Результаты расчета энергоблока с однократным промперегревом

$t_0/t_{пп}, ^\circ\text{C}$	580/580	580/600	600/600
КПД $\eta_{эб}^{\text{нетто}}, \%$	44,94	45,11	45,33

Как видно, при начальных параметрах пара 29 МПа, 600°С/600°С вполне достижим КПД энергоблока нетто в 45,3%.

На рисунке 20.15 приведена тепловая схема энергоблока с двумя промежуточными перегревами. Результаты расчета влияния температуры пара на КПД энергоблока мощностью 525 МВт при двух промежуточных перегревах приведены в табл. 20.7.

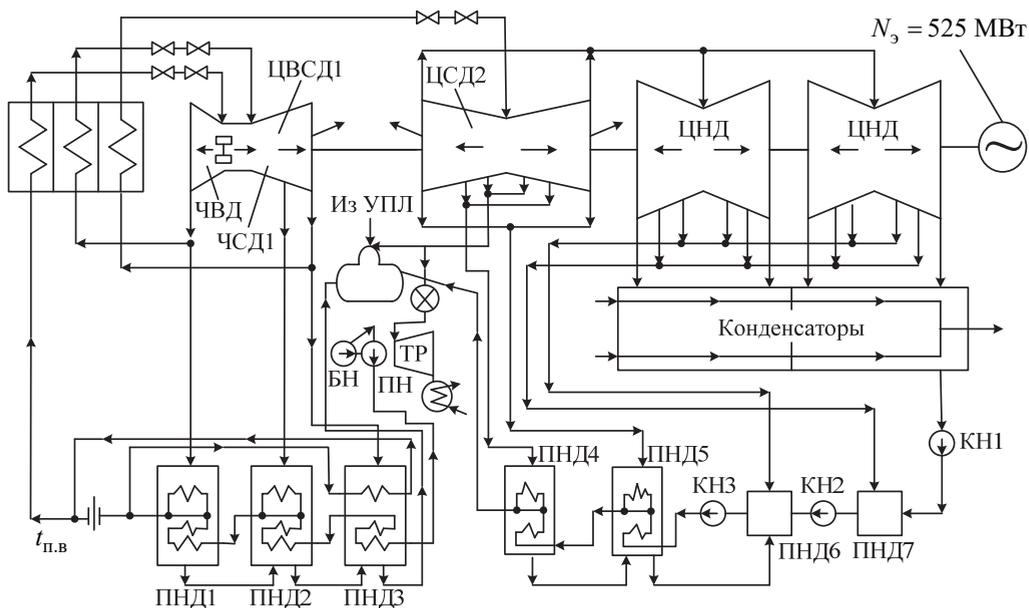


Рис. 20.15. Тепловая схема энергоблока ССКП мощностью 525 МВт

Таблица 20.7

Результаты расчета энергоблока с двукратным промперегревом

$t_0/t_{пн1}/t_{пн2}, ^\circ\text{C}$	580/580/580	580/590/600	600/600/600
КПД $\eta_{36}^{\text{нетто}}, \%$	45,51	45,67	45,90

Видно, что введение второго промежуточного перегрева позволяет поднять КПД примерно на 0,6% абсолютных, т.е. сэкономить 1,3% топлива. Основываясь на этих разработках, организациями России (ВТИ, ЛМЗ, ЦНИИТМАШ, ЗиО, МЭИ, ХТЗ) были разработаны технические требования к энергоблоку мощностью 525 МВт на ССКП. Энергоблок выполняется с одним промежуточным перегревом пара на параметры перед турбиной 29 МПа, 595/597 $^\circ\text{C}$ с давлением в конденсаторе 3,5 кПа, температуре питательной воды 300 $^\circ\text{C}$. В схеме применены все новейшие отечественные и мировые достижения, турбина выполняется в соответствии с последними достижениями в аэродинамике. Она состоит из ЦВД, ЦСД и двух ЦНД. При работе на каменном угле КПД энергоблока нетто составляет 45%, а на буром – 45,5%. По исследованиям ВТИ энергоблок конкурентно способен при числе часов использования установленной мощности не менее 5000 ч в год.

В октябре 1997 г. Научно-технический совет РАО «ЕЭС России» после рассмотрения разработок по энергоблоку ССКП мощностью 525 МВт отметил его соответствие мировому уровню и готовность российских производителей созда-

вать оборудование для энергоблока. В качестве ТЭС для строительства головного энергоблока по предложению Мордовэнерго была намечена Мордовская ГРЭС, на которой ранее предполагалось строить энергоблок 500 МВт на стандартные параметры СКД. К сожалению, проект не был реализован.

Одной из современных перспективных разработок, обеспечивающих высокие показатели тепловой экономичности можно считать энергоблок мощностью 1200 МВт с супер-критическими параметрами пара, тепловая схема которого приведена на рис. 20.16.

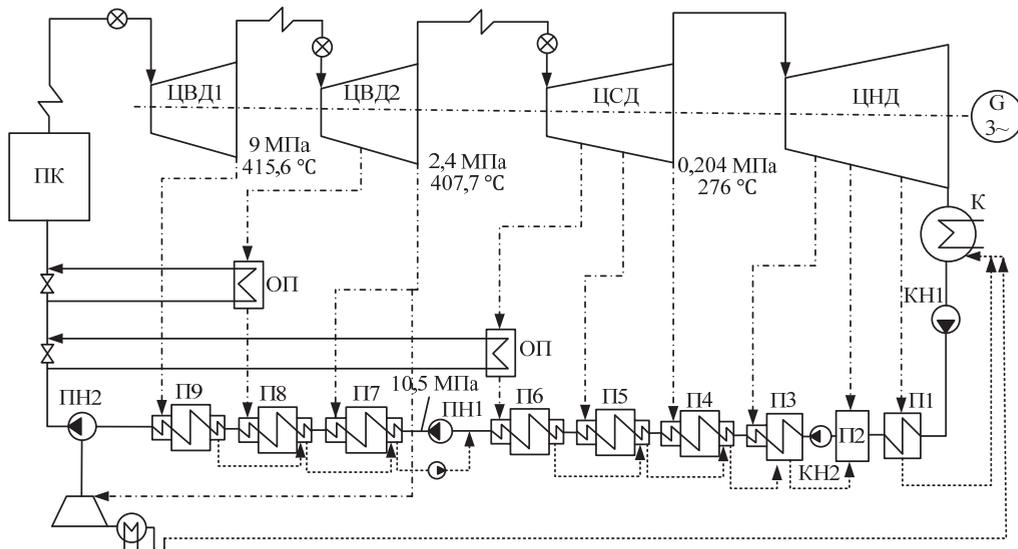


Рис. 20.16. Тепловая схема энергоблока мощностью 1200 МВт без деаэратора и с двумя ступенями питательных насосов (ИГЭУ, $\eta_i = 49,48\%$ при $p_0 = 29$ МПа, $t_0 = 600^\circ\text{C}$, $t_{m1} = 600^\circ\text{C}$ и $t_{m2} = 600^\circ\text{C}$)

В схеме применены питательный насос второй ступени с турбоприводом (остальные насосы – с электроприводом), два вынесенных пароохладителя (ОП). Деаэратор в схеме отсутствует. Оптимальные величины давления пара двух промежуточных перегревов найдены с учетом технического ограничения на давление второго промперегрева (не менее 2 МПа). Внутренний абсолютный КПД (η_i) составляет 49,48% при давлении в конденсаторе 3,4 кПа. Снижение давления в тракте первого промежуточного перегрев составляет около 8%, а второго – 9%. Потеря давления в линиях отборов на ПВД оценивается в $3 \div 3,5\%$ (меньшие значения – для верхнего ПВД), а в линиях отборов к ПНД – $3,5 \div 4\%$.

С 2011 г. ВТИ проводит проектно-изыскательские работы по новому угольному блоку мощность 660 МВт на сверхкритические параметры пара.

Основные технические показатели разрабатываемого варианта представлены в табл. 20.8.

Основные показатели проектируемого энергоблока 660 МВт

№	Параметр	Величина/размерность
1	Номинальная мощность	660 МВт
2	Давление перегретого пар	28 МПа
3	Температура перегрето пара / температура пара промперегрева	600/600°C
4	Диапазон регулирования без изменения состава оборудования	100–60%
5	Диапазон регулирования с подсветкой растопочным топливом	100–40%
6	КПД нетто	44,5–45,4%
7	Расход электроэнергии на собственные нужды	6%
8	Удельный расход топлива на отпуск электроэнергии	276 г.у.т/кВт×ч
9	Полный срок службы	не менее 40 лет
10	Расчетный ресурс оборудования	не менее 200 тыс.ч
11	Концентрация NOx в дымовых газах	200 мг/м ³
12	Концентрация SOx в дымовых газах	200 мг/м ³
13	Концентрация летучей золы в дымовых газах	30 мг/м ³

На рисунке 20.17 приведен разрез главного корпуса проектируемого энергоблока 660 МВт.

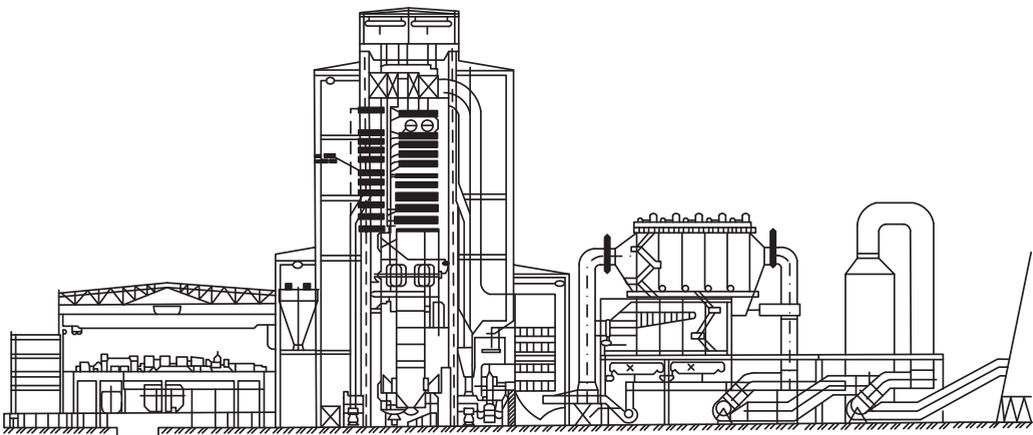


Рис. 20.17. Разрез главного корпуса проектируемого энергоблока 660 МВт

С 1991 по 2000 годы в Германии было построено ряд блоков на суперсверхкритические параметры пара. Электрическая мощность блоков изменялась от 800 до 900 МВт. Основные технические характеристики некоторых из них представлены в табл. 20.9.

Таблица 20.9

Основные показатели некоторых энергоблоков мощностью 800-900 МВт, построенных в Германии

Показатель		Энергообъект		
		Липпендорф	Боксберг	Моурбург
Установленная мощность	МВт	920	675	820
Топливо		Бурый уголь	Бурый уголь	Каменный уголь
Температура острого пара	°С	554	600	600
Давление острого пара	МПа	26,7	28,6	27,6
Температура перегретого пара	°С	583	610	620
Система охлаждения		градирни	градирни	прямоток (река)
Давление отработавшего пара	кПа	3,8	3,2/3,9	2,7
КПД, нетто	%	42,8	43,6	46,5

На рисунке 20.18 приведена тепловая схема энергоблока Моурбург электрической мощностью 820 МВт, работающей на каменном угле.

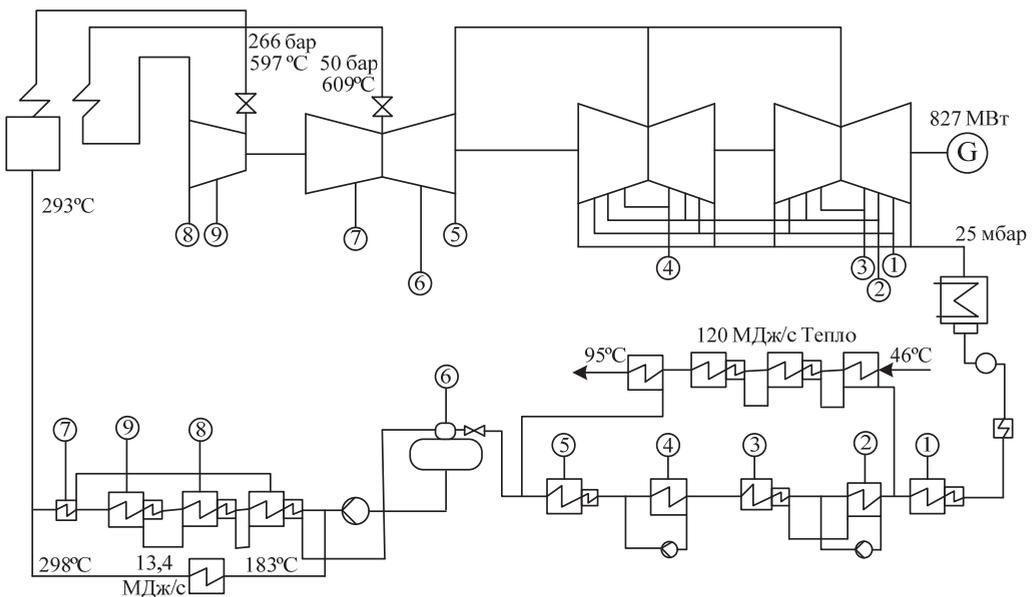


Рис. 20.18. Принципиальная тепловая схема энергоблока 820 МВт

В 2002 г. в Германии введен в эксплуатацию еще один энергоблок мощностью 1012 МВт на буром угле. Параметры свежего пара: $p_0 = 27,4$ МПа и $t_0 = 580^\circ\text{C}$. Давление в конденсаторе – 0,0029 МПа при температуре охлаждающей воды $14,7^\circ\text{C}$. Температура питательной воды – 294°C . Температура уходящих газов котла 100°C . Затраты электроэнергии на собственные нужды – 4,6%. КПД нетто составляет более 42%. В системе регенерации предусмотрено 10 подогревателей.

В Германии также разработан проект энергоблока на каменном угле мощностью 600 МВт, получивший название RPP NRW, со следующими характеристиками:

- электрическая мощность нетто – 555,5 МВт;
- КПД нетто – 45,9%;
- давление свежего пара – 28,5 МПа;
- давление пара промежуточного перегрева – 6 МПа;
- температура свежего и перегретого пара – $600/620^\circ\text{C}$;
- давление в конденсаторе – 0,0045 МПа; в системе регенерации восемь подогревателей; температура питательной воды – $303,4^\circ\text{C}$;
- удельные капитальные затраты брутто – 798 евро/кВт;
- стоимость электроэнергии – 3,3–3,5 евроцент/(кВт·ч) при стоимости угля 48 евро за тонну условного топлива и отсутствии платежей за выбросы CO_2 .

В отличие от общеевропейского проекта AD 700 PF, национальный проект RPP NRW (аббревиатура образцовой электростанции земли Северный Рейн – Вестфалия) не предполагал разработку и создание новых никельсодержащих сплавов, рассчитанных на длительную работу при температуре пара $700\text{--}720^\circ\text{C}$, а также ферритно-мартенситных труб для коллекторов, работающих в интервале температур $600\text{--}650^\circ\text{C}$.

Авторы немецкого проекта основывались исключительно на материалах и технологиях, уже освоенных в промышленности. Кроме того, они скрупулезно рассчитали целесообразность повышения экономичности блока с учетом роста удельных капитальных затрат, а также ожидаемого изменения цен на топливо. В результате был выбран следующий вариант: угольный энергоблок мощностью брутто 600 МВт (нетто 555,5 МВт) с параметрами свежего пара 28,5 МПа, 600°C и однократным промперегревом до температуры 620°C . КПД нетто такого блока при давлении в конденсаторе 0,045·105 Па составит 45,9%, а стоимость электроэнергии – 3,3–3,5 евроцента/(кВт·ч). Двойной перегрев авторы сочли экономически нецелесообразным, хотя ко времени проведения расчетов в Дании уже успешно работали энергоблоки Skaerbaek 3 и Nordjylland 3 мощностью брутто по 413 МВт. Благодаря двойному промперегреву на этих блоках удалось повысить КПД до 48%.

Выработка пара в данном проекте осуществляется в башенном котле Бенсона, для труб пароперегревателей применяется аустенитная сталь TP347 HFG и малотоксичные вихревые горелки. Дымовые газы удаляются через градирню

с естественной тягой. Размол угля выполняется в трех среднеходных мельницах. Выбросы в атмосферу CO_2 оцениваются около $740 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$. КПД котла – 95%. Паровая турбина состоит из ЦВД, двухпоточных ЦСД и ЦНД. Давление перед ЦНД равно $0,5 \text{ МПа}$. При эксплуатации энергоблока в течение 35 лет требуется около 260 человек (эксплуатационный и ремонтный персонал).

При конструировании котла с суперсверхкритическими параметрами возникает сложная задача проектирования его тепловой схемы, обеспечивающая заданные маневренные характеристики. При нагрузках менее 75–80% номинальной котел должен работать на скользящем (сниженном) давлении, но с постоянной температурой перегретого пара. При снижении давления меньше критического на некоторых участках экранных труб появляется двухфазная среда и ухудшается теплообмен. Для обеспечения надежной работы этих труб некоторые зарубежные фирмы применяют экранные панели с трубами с внутренним оребрением. На сниженных нагрузках при низкой массовой скорости рабочей среды ($\rho_w = 500\text{--}800 \text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$) в трубах с внутренним оребрением удается избежать значительного ухудшения теплообмена.

С августа 2002 г. на ТЭС Нидераусем (Германия) работает энергоблок «К» мощностью 1000 МВт. Параметры свежего пара на этом блоке – $27,4 \text{ МПа}$, 580°C , КПД нетто – 43%. Важной особенностью блока является использование высоковлажного бурого угля с теплотой сгорания $1890\text{--}2510 \text{ ккал}/\text{кг}$.

Компания «Alstom» реализовала проект строительства двух блоков по 1000 МВт на третьей очереди ТЭС «Wai Gao Qiao», Китай. Паропроизводительность котлов для этих блоков при параметрах свежего пара $29,7 \text{ МПа}$, 605°C составляет 2955 т/ч. Параметры промперегрева: 2443 т/ч, $7,5 \text{ МПа}$, 603°C , температура питательной воды 297°C . Используемое топливо – высококачественный каменный уголь.

В Южной Корее компания «КОРЕС» разрабатывает угольный энергоблок мощностью 1000 МВт на еще более высокие параметры: после тщательного анализа существующих конструкционных материалов и цен на топливо решено, что температура свежего пара при давлении $26,5 \text{ МПа}$ будет составлять 610°C , а промперегрева – 621°C . По сравнению с уже освоенными в Корее параметрами ($24,6 \text{ МПа}$, $566/593^\circ\text{C}$) новые параметры снизят удельный расход тепла на 2,8%, стоимость электроэнергии на 3,8%, общие капитальные затраты на 1,3%, хотя стоимость строительства возрастет на 1,5%.

Большинство сооруженных энергоблоков, успешно работающих в Германии, Дании и Голландии, а также в странах Юго-Восточной Азии – это блоки с однократным перегревом.

Одним из примеров реализации схем уже с двумя промежуточными перегревами пара может служить энергоблок с турбиной фирм «General Electric» и «Toshiba». На рисунке 20.19 приведена проектная тепловая схема энергоблока с двумя промежуточными перегревами пара и суперкритическими начальными параметрами фирм General Electric и Toshiba. Турбина состоит из совмещенного ЦВСД, двухпоточного ЦСД2 и двух двухпоточных ЦНД.

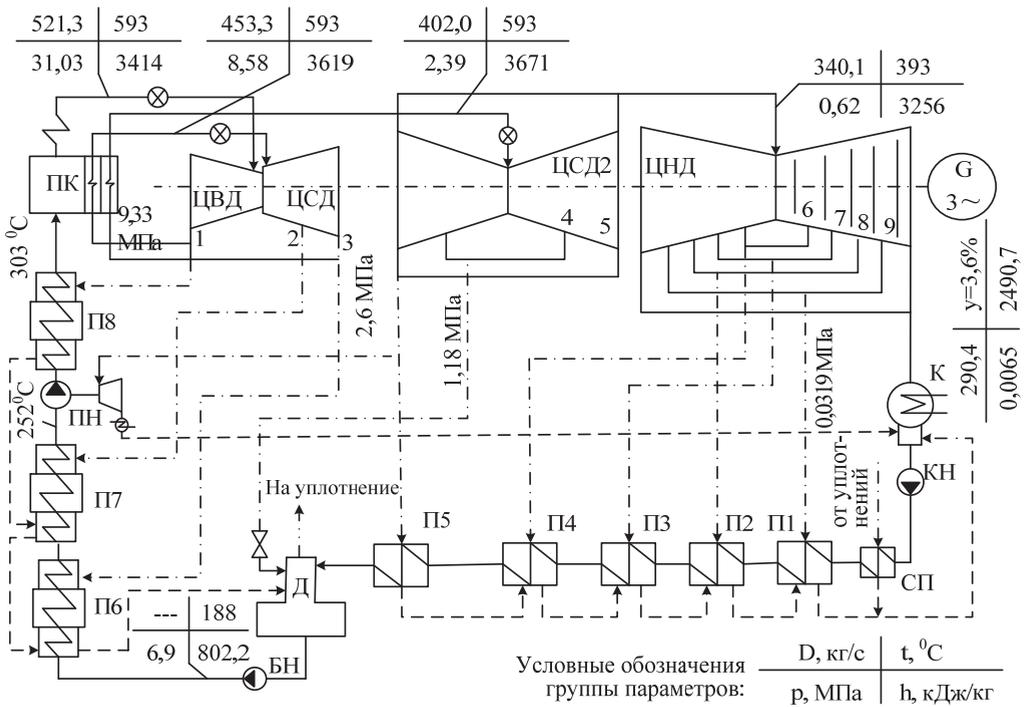


Рисунок 20.19. Принципиальная тепловая схема энергоблока с турбиной фирм «General Electric» и «Toshiba», $p_0 = 31$ МПа:

П1–П8 – регенеративные подогреватели; 1–9 – номера регенеративных отборов;
 y – влажность пара

Парораспределение ЦВД – сопловое. Благодаря центральному расположению в ЦВСД паровпусков высокого и среднего давления и использованию проточки переднего (внутреннего) уплотнения ЦВД, выше маневренные характеристики турбины. Параметры свежего пара: $D_0 = 521,3$ кг/с, $p_0 = 31$ МПа, $t_0 = 593^\circ\text{C}$. Особенность турбины – низкая влажность пара в выхлопе ЦНД (3,6%) при неглубоком вакууме – $p_k = 8,5$ кПа. Промежуточный перегрев пара – до 593°C . Потери давления в трактах промперегрева составляют 6,6 и 8,0%. Теплоперепад в последнем отсеке ЦНД – 152,6 кДж/кг. Принята двухподъемная схема питательных насосов. Давление на выходе питательного насоса равно 37,3 МПа, а на выходе насоса первого подъема – 6,9 МПа. Температура питательной воды – 303°C . Мощность турбопривода питательного насоса составляет 3,4% электрической мощности турбогенератора.

Для снижения вредных выбросов в атмосферу и использования широкой гаммы углей энергокомпаниями Европейского союза разрабатывается проект CFB 800 создания прямоточного котла с сжиганием топлива в циркулирующем кипящем слое. При параметрах свежего пара 30 МПа и 600°C , пара промежуточного перегрева 4,5 МПа и 620°C , достигается КПД энергоблока нетто 45%. Дымовые газы охлаждаются в регенеративном воздухоподогревателе РВП до 125°C

и в газодяжных теплообменниках дополнительного контура предварительного подогрева воздуха – до 90°C. Дополнительная утилизации теплоты уходящих газов повышает КПД цикла энергоблока на 0,8%.

Тепловая схема энергоблока мощностью 550 МВт с двумя промежуточными перегревами пара представлена на рис. 20.20. В отличие от схемы, приведенной на рис. 20.19, во всех ПВД питательная вода находится под давлением питательного насоса первой ступени, поэтому унифицируется трубная система подогревателей. В качестве первой ступени питательных насосов могут приниматься два модернизированных насоса типа ПЭ-720-185-3 с эффективным КПД 85%. При снижении подачи каждого насоса первой ступени с 790 до 290 м³/ч его напор увеличивается примерно с 1850 до 2460 м. При глубокой разгрузке питательный насос первой ступени обеспечивает работу энергоблока с выключенным насосом второй ступени в режиме с докритическими параметрами. Отечественные энергоблоки мощностью 800 МВт при глубокой разгрузке могут переводиться на давление около 17 МПа. Предлагаемая схема позволяет применить ПВД из номенклатуры продукции ОАО «ТКЗ» и приводную турбину на основе реконструкции серийной турбины ОАО «КТЗ».

Для восполнения утечек рабочей среды применяется испарительная установка (испаритель И, конденсатор испарителя КИ).

Благодаря второму промежуточному перегреву влажность пара на выходе последней ступени турбины составляет 2,56%, поэтому относительный внутренний КПД последнего отсека с учетом фазового перехода принят равным 87,7% (на сухом паре 88,5%). Низкая влажность в последней ступени снижает действие факторов, вызывающих эрозию рабочих лопаток. Не требуется создание в проточной части ЦНД устройств периферийного и внутриканального влагоудаления, пар в последнем отборе перегретый.

Длина рабочих лопаток последней ступени принята равной 1400 мм (выполнена из легкого титанового сплава) с кольцевой площадью выхода 16,3 м². Такой выбор обеспечивает возможность применения одного двухпоточного ЦНД. Необходимая расчетная кольцевая площадь выхода последней ступени – 15,82 м² (одного потока). Следовательно, имеется запас для прохода повышенного расхода пара в режимах получения пиковой мощности. Располагаемый теплоперепад ЦНД – 803,8 кДж/кг. Полезно используемая энергия в последнем отсеке – 194,7 кДж/кг. Потери энергии пара с выходной скоростью в последней ступени – 37,1 кДж/кг. Число Маха по среднему расходному значению абсолютной скорости пара на выходе из последней ступени $M_c = 0,706$. В одном потоке ЦНД устанавливаются 5 или 6 ступеней.

В турбине предусмотрены две части среднего давления и две линии трубопроводов второго промперегрева. При применении труб с внутренним диаметром 992 мм скорость пара в «холодных» линиях второго промперегрева равна 43,3, а в горячих – 66,98 м/с.

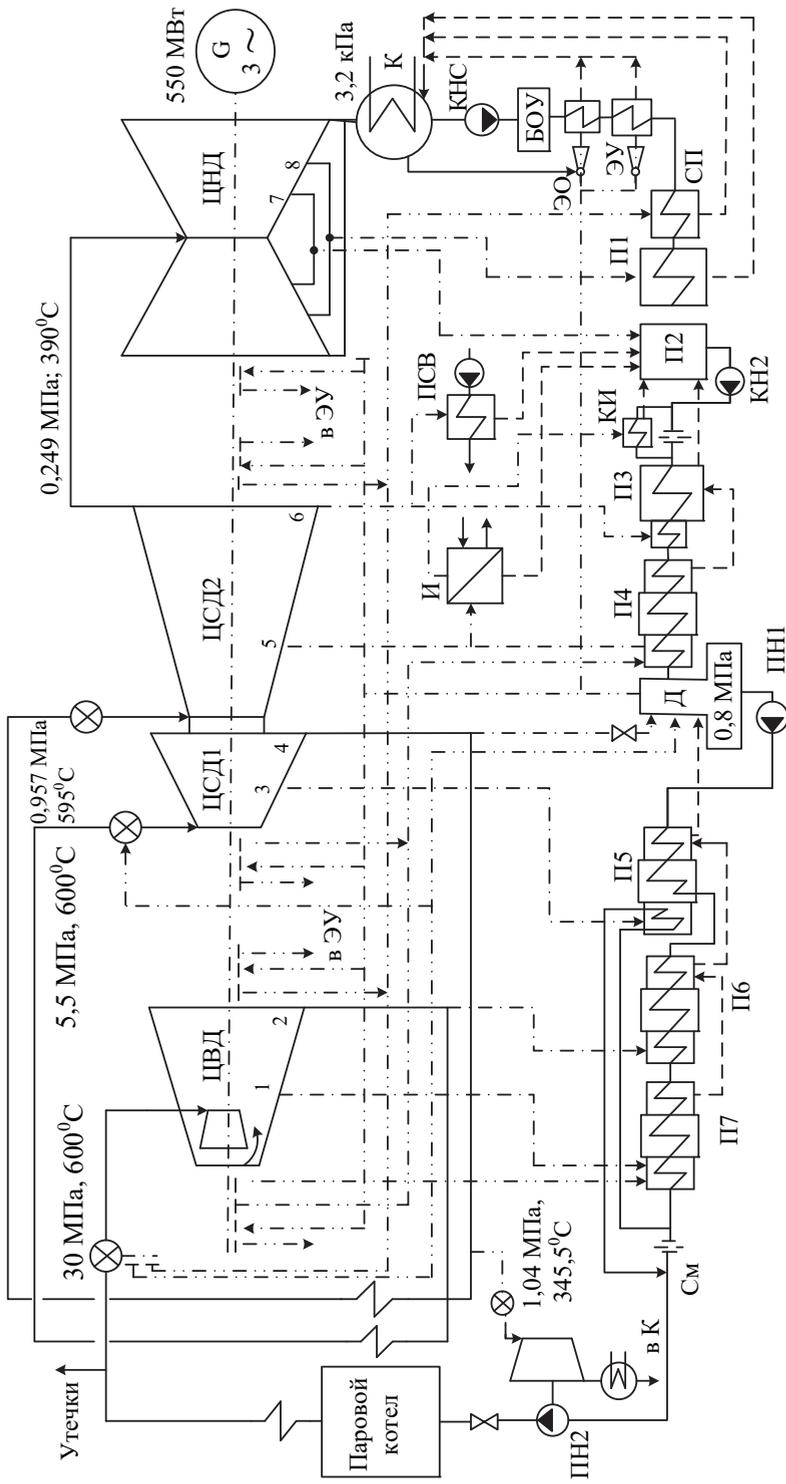


Рис. 20.20. Принципиальная тепловая схема турбоустановки мощностью 550 МВт с суперкритическими параметрами и двумя промежуточными перегревами пара:
 ВРЧ-1 – верхняя радиационная часть; ШПП-1 и ШПП-2 – ширмовые поверхности пароперегревателя первой и второй ступеней; КВП-1 и КВП-2 первая и вторая ступени конвективного вторичного пароперегревателя; ВЭ – водяной экономайзер

Для размещения линий двух промежуточных перегревов потребуется увеличить на $1,7 \div 2$ м строительно-монтажную отметку турбины при сохранении типовой ширины секции. Части среднего давления конструктивно выполняются в одном совмещенном цилиндре с однонаправленным движением пара. Совмещенная конструкция ЦСД1 и ЦСД2 позволяет снизить длину валопровода и уменьшить внешние протечки перегретого пара через концевые уплотнения. При этом внутренняя протечка с выхода ЦСД1 проникает в ЦСД2 и защищает от высокой температуры ротор в области паровпуска ЦСД2.

Расчетный КПД нетто энергоблока составляет 45,14% при оценке затрат электроэнергии на собственные нужды в 4%. Удельный расход условного топлива на отпускаемую электроэнергию – 272,1 г/(кВт·ч). При сжигании угля Кузнецкого бассейна с теплотой сгорания 24870 кДж/кг его расход составляет 169,3 т/ч. Отпускаемая электрическая мощность – 528 МВт. Удельный расход теплоты турбоустановкой на производство электроэнергии – 6935,5 кДж/(кВт·ч) с учетом эффективной мощности турбопривода), что на 9,2% меньше, чем турбоустановкой К-500-23,5-4. Удельный расход пара – 2,322 кг/(кВт·ч). На подогрев добавочной воды от турбоустановки отбирается 6707 кВт теплоты.

Пример еще одной тепловой схемы проектируемого блока на 900 МВт с двойным промперегревом пара представлен на рис. 20.21.

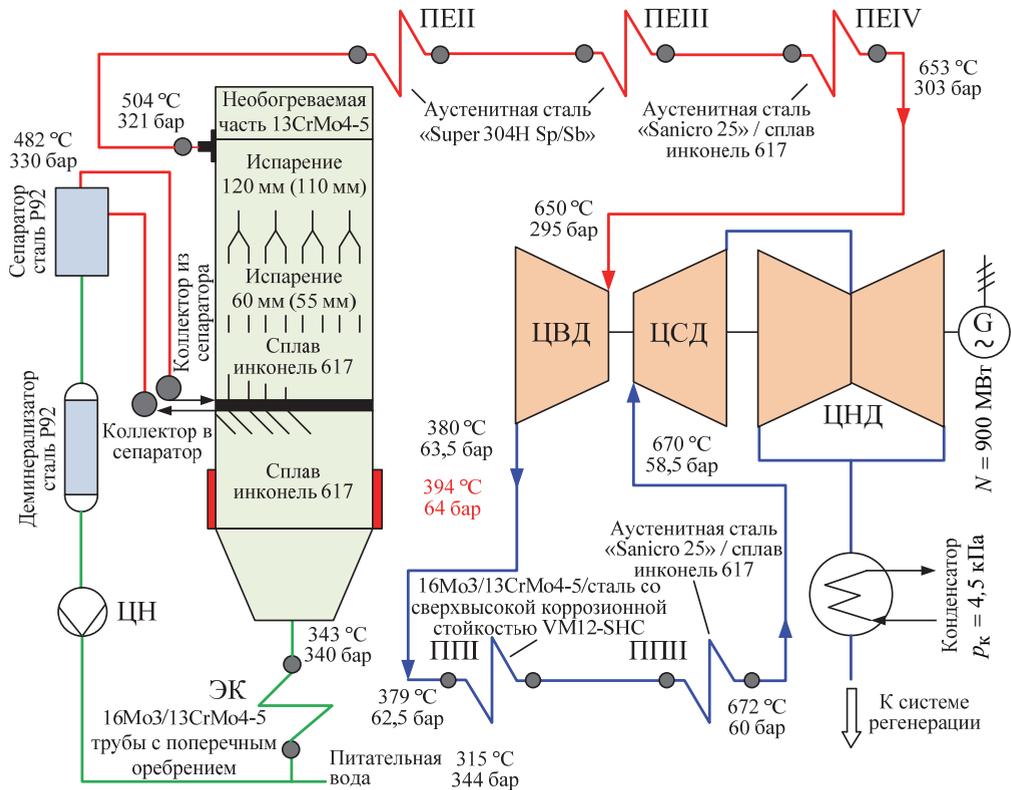


Рис. 20.21. Пароводяной контур проектируемого блока 900 МВт

Представленная тепловая схема проектировалась на следующие параметры пара: температура острого и перегретого пара – 653/672°C, давление острого и перегретого пара – 30,3/6,0 МПа, количество генерируемого пара 2250 т/ч. Генерируемая электрическая мощность – 900 МВт, КПД котла $\geq 94\%$. В результате реализации тепловой схемы энергоблока удастся достичь КПД по выработке электроэнергии свыше 48%, добиться сокращения затрат угля на 900 000 тонн/год и выбросов CO₂ на 2,10 млн.т в год относительно электростанции, эксплуатируемой с КПД 33,5%.

Основные выводы по применению схем ССКП:

1. Как показал обзор зарубежных и отечественных тепловых схем на ССКП параметры, все энергоблоки имеют повышенную начальную температуру пара и/или температуру промежуточного перегрева. Практически «стандартной» для энергоблоков нового поколения стала температура 580°C в Европе и 600°C в Японии.

2. Большинство новых энергоблоков выполняется с одним промежуточным перегревом пара, хотя, как отмечалось выше, второй перегрев дает прибавку в КПД в 1,2% (по другим оценкам – 1,5%). Связано это с тем, что введение второго промперегрева существенно усложняет конструкцию и турбины, и котла, создавая, кроме того, ряд эксплуатационных проблем. Поэтому два промежуточных перегрева пара используют в основном в тех энергоблоках, в которых без него обойтись невозможно. В своем большинстве – это энергоблоки с очень низкой температурой охлаждающей воды и соответственно очень низким давлением в конденсаторе. Именно для того, чтобы избежать высокой конечной влажности, необходим второй промежуточный перегрев.

3. Подавляющее большинство энергоблоков нового поколения выполнено на начальное давление 24–29 МПа. Это также, судя по публикациям, связано с тем, что усложнение конструкции турбины (увеличение числа ступеней и соответственно цилиндров, трудности обеспечения плотности горизонтальных разъемов корпусов с высоким внутренним давлением, сложность обеспечения вибрационной надежности валопровода турбоагрегата и другие) сегодня не окупает выигрыша в экономичности.

4. Большинство энергоблоков имеет мощность в диапазоне 400–1000 МВт, что, с одной стороны, позволяет оставаться в рамках умеренного количества ЦНД (2–3) и общего количества цилиндров (4–5), а с другой – обеспечить достаточно высокий КПД проточной части турбины. Большинство энергоблоков, вводимых в Японии, имеет мощность порядка 1000 МВт. Заметим, что даже для докритических начальных параметров пара строительство энергоблоков мощностью менее 600 МВт ведется в исключительных случаях, обусловленных специальными соображениями в отношении температур питательной воды, обнаруживается явная тенденция к ее повышению вплоть до 310–340°C, что также существенно повышает КПД.

5. Одним из основных требований к оборудованию ССКП является сохранение таких эксплуатационных показателей, как надежность, экономичность на частичных режимах, маневренность на уровне не худшем, чем у энергоблоков СКД.

20.2.3. Блоки на ультрасверхкритические параметры (УСКП)

Совместными усилиями стран Европейского сообщества ведутся предпроектные разработки энергоблока нового поколения на угле с параметрами свежего пара 37,5 МПа и 700°C и с двойным промежуточным перегревом до 720°C (проект AD700PF). При давлении в конденсаторе 0,002 МПа КПД блока оценивается в 53%. Создание нового оборудования предполагает и создание новых никельсодержащих сплавов для тонкостенных труб пароперегревателей котла и ферритномартенситных труб для коллекторов. Потребуется освоение новых технологий сварки неоднородных металлов.

С учетом стоимости новых конструкционных материалов выполнен экономический расчет, который показал, при каких ценах на уголь в Западной Европе будет целесообразно сооружать энергоблоки различной мощности на параметры 35,0 МПа, 700/720°C. На диаграмме (рис. 20.22) видно, что блок электрической мощностью 400 МВт с однократным промперегревом 1 целесообразно устанавливать, только если цена на уголь будет удерживаться выше 24 евро/т. Если же будет выбран блок такой же мощности и на те же параметры, но с двойным промперегревом 2, то он окажется конкурентоспособным только в случае, если цена угля поднимется выше 35 евро/т.

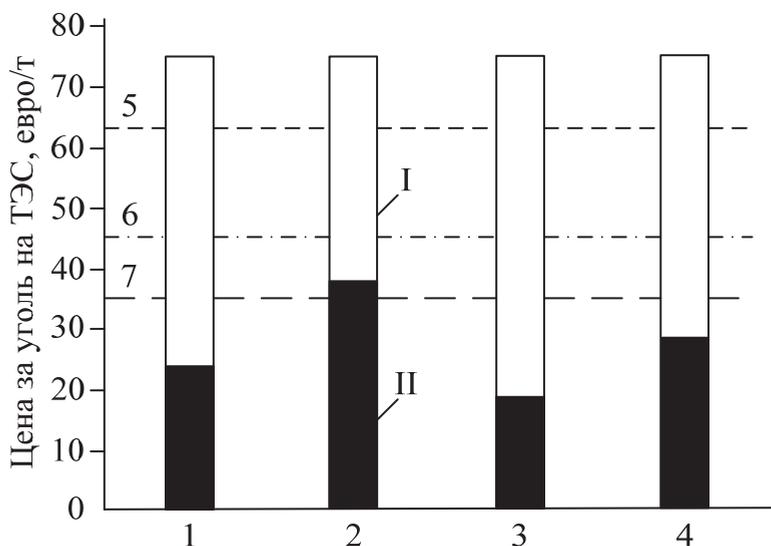


Рис. 20.22. Экономическая целесообразность сооружения разных блоков на параметры 35 МПа, 700/720°C:

1 – блок 400 МВт с однократным промперегревом; 2 – блок 400 МВт с двойным промперегревом; 3 – блок 930 МВт с однократным перегревом; 4 – блок 930 МВт с двойным промперегревом; 5 – максимальная стоимость угля в Западной Европе к 2020 г.; 6 – средняя цена за уголь в Западной Европе в 2007 г.; 7 – минимальная цена за уголь в Западной Европе к 2020 г.; I – экономически целесообразно; II – экономически нецелесообразно

Сравнение технических характеристик блока на 600°C (ССКП) и блока на 700°C (УСКП) представлено в таблице 20.10. Тепловая экономичность улучшается на 6% при переходе на 700°C по параметрам пара. Паротурбинная установка состоит из однопоточного ЦВД, одного двухпоточного ЦСД, одного двухпоточного ЦНД и одного генератора. ЦВД выполнена с радиальным выхлопом вниз. Турбина мощностью 840 МВт (брутто) с входными параметрами пара – 30 МПа и 700°C и температурой перегрева до 730°C. Номинальная частота вращения 3000 оборотов в минуту. Пар по главному паропроводу от котла проходит через четыре стопорных клапана и четыре регулирующих клапана и поступает в ЦВД, где расширяется и возвращается к котлу для повторного перегрева. Перегретый пар из котла проходит через четыре клапана запорной арматуры и четыре клапана системы промперегрева и вводится в ЦСД. Совершив работу в ЦСД, пар поступает в перепускной паропровод, который подает пар к ЦНД. Пар расширяется в ЦНД и сбрасывается в конденсатор.

Таблица 20.10

Сравнение рабочих параметров ССКП и УСКП блока 840 МВт

Показатель	600°C, ССКП	700 °C, УСКП
Электрическая мощность, брутто	840 МВт	840 МВт
Параметры пара в голову ПТУ (давл., темп.)	24,1 МПа, 600°C	30 МПа, 700°C
Параметры промперегрева (давл., темп.)	4,3 МПа, 600°C	6,0 МПа, 730°C
Температура питательной воды	292°C	330°C
Изменение термического КПД	-	6% (увеличение)

ПТУ спроектирована с дроссельным парораспределением, позволяющем работать на скользящих параметрах пара, что повышает эффективность работы с частичной нагрузкой. Турбина имеет девять отборов пара на систему регенерации. Конечная температура питательной воды при полной нагрузке составляет 330°C с деаэрацией. Электрический генератор рассчитан на 1050 МВ·А, 50 Гц с коэффициентом мощности 0,85. В таблице 20.11 представлен состав оборудования энергоблока мощностью 840 МВт и его характеристики.

Разработки новых конструктивных материалов для энергоблоков с повышенными температурами пара ведутся также по общеевропейской программе COST (Co-Operation in the field of Scientific and Technical researches), поддерживаемой Европейским Союзом. По мнению специалистов Alstom, результаты этих, а также японских разработок позволили уже в начале 2010-х гг. создать энергоблоки СКД с параметрами пара 280 бар, 630/650°C, а затем начать освоение энергоблоков УСКП на параметры пара 350 бар, 700/720°C.

Высокие технико-экономические характеристики подтверждаются так же исследованиями, проведенными компанией ENGSOFT Lab, Южная Корея для энергоблока электрической мощностью 850 МВт на ультрасверхкритические параметры пара (табл. 20.12 и рис. 20.23).

Таблица 20.11

Турбина и основное вспомогательное оборудование

Состав оборудования	Характеристика оборудования
Паровая турбина	Трехцилиндровая
ЦВД	Однопоточный
ЦСД	Двухпоточный
ЦНД	Двухпоточный
Частота вращения	3000 об/мин
Стопорные клапаны	4 шт
Регулирующие клапаны	4 шт
Клапан перегрузки	1 шт
Питательный насос	Электропривод
Подогреватели	
Деаэратор	1
ПВД	4 шт.
ПНД	4 шт.
Генератор	
Число полюсов	2
cos φ	0,8
Мощность	1050 МВ·А
Охлаждение	Водяное

Таблица 20.12

Характеристики блока 850 МВт на УСКП параметры пара

Параметр	Величина/размерность
Установленная электрическая мощность	850 МВт (брутто)
Параметры пара в голову ПТУ:	
– давление	30,0 МПа
– температура	700°C
Промперегрев	Однократный
– давление	6,0 МПа
– температура	730°C
Давление в конденсаторе	10,14 кПа
Температура питательной воды на входе в котел	330°C
Число регенеративных подогревателей	9 (4 ПВД, 1 Деаэратор, 4 ПНД, 1 или 2 охладителя эжекторов)
ЦНД	1 двухпоточный
Высота последней лопатки ЦНД, число оборотов	1200 мм, 3000 об/мин
КПД	Увеличение КПД на 6% по сравнению с блоком ССКП с $t_0 = 600^\circ\text{C}$

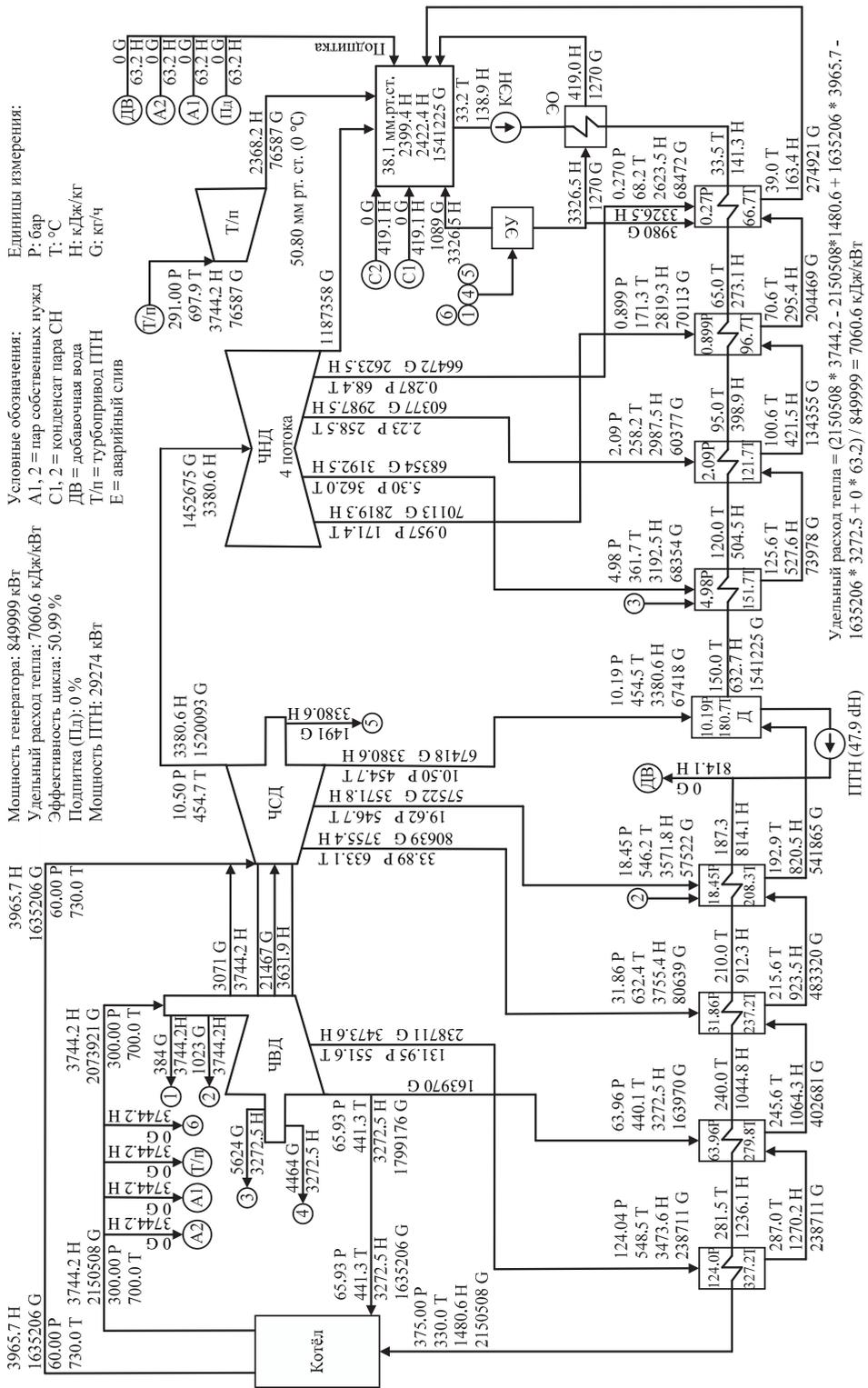


Рис. 20.23. Результаты расчета тепловой схемы энергоблока 850 МВт на ульграсверх критические параметры пара

Помимо этого компания ENGSOFT Lab, Южная Корея провела исследования по расчету тепловых схем на ультра сверхкритические параметры пара и установила, что конечная температура подачи воды, используемая в работах и приведенная в табл. 20.12 и на рис. 20.23, является оптимальной, но уровень давления промперегрева имеет еще некоторые возможности для улучшения. Установлено, что наиболее оптимальное давление повторного нагрева составляет 7,6 МПа, в то время как используется решение на 60 бар. Ниже приведены результаты исследования в табл. 20.13.

Таблица 20.13

Оптимизация давления промперегрева

Параметр	Базовый вариант	Оптимизированный вариант
Установленная электрическая мощность	850	850
Параметры пара в голову ПТУ:		
– давление	300	300
– температура	700	700
Промперегрев	Однократный	Однократный
– давление	6,0	7,6
– температура	730	730
Давление в конденсаторе	5,0 кПа	5,0 кПа
Температура питательной воды на входе в котел	330	340
Число регенеративных подогревателей	9 (4 ПВД, 1 Деаэратор, 4 ПНД, 1 или 2 Охладителя эжекторов)	9 (4 ПВД, 1 Деаэратор, 4 ПНД, 1 или 2 Охладителя эжекторов)
ЦНД	2 Двухпоточных	2 Двухпоточных
Высота последней лопатки ЦНД, число оборотов	1200 мм, 3000 об/мин	1200 мм, 3000 об/мин
КПД	50,99%	51,03%

Китайской компанией «Shanghai Turbine Works Co» разработан проект энергоблока мощностью 1050 МВт (рис. 20.24) с начальными параметрами пара 31,0 МПа и 600°C с двумя нитками промперегрева до температуры 610°C. Давление в конденсаторе 4,5 кПа. Система регенерации состоит из 5 ПНД, 1 Деаэратора и 4 ПВД. Турбопривод питательного насоса потребляет порядка 34,7 МВт.

Проведенный обзор тепловых схем на повышенные параметры пара показал, что существуют все предпосылки для создания энергоблока мощностью 400–1500 МВт с КПД свыше 50–51%. Основное влияние на экономичность будет оказывать температура свежего пара и промперегрева. Установлена зависимость влияния числа ступеней перегрева, вакуума в конденсаторе, числа регенеративных подогревателей, схемы слива дренажей и др. на экономичность тепловой схемы. В этой связи существуют все предпосылки для оптимизации тепловой схемы с целью получения максимальной экономичности перспективного энергоблока.

20.2.4. Особенности создания нового оборудования для блоков на повышенные параметры пара

Энергетический котел. Повышение экономичности блока и связанное с этим снижение выбросов CO_2 и других составляющих возможно прежде всего за счет повышения начальных параметров пара и уменьшения общих потерь, в том числе и на собственные нужды. Существующие уже сегодня конструкционные материалы можно использовать в котлах при температуре острого пара до $580\text{--}600^\circ\text{C}$ и пара промперегрева до $590\text{--}620^\circ\text{C}$. Это позволяет поднять КПД угольных станций до $44\text{--}46\%$. Уровень температуры пара 600°C далеко не предельный. В Европе по программе «Therme» ведутся работы по материалам и конструкциям блока с температурой пара до 700°C , в США действует программа А-USC (УСКП) для достижения на пылеугольных блоках температуры пара 760°C .

Справедливости ради следует отметить, что первый в мире котел на суперкритические параметры пара $29,4\text{ МПа}$ и 600°C , изготовленный «Подольским машиностроительным заводом» (ПАО «ЗиО»), был пущен в России на ТЭЦ ВТИ в ноябре 1949 г. Это был опытный котел 60-ОП паропроизводительностью 12 т/ч , который был в дальнейшем реконструирован с переводом на параметры пара $29,4\text{ МПа}$ и 650°C при паропроизводительности 15 т/ч . В настоящее время котел наработал свыше 210 тыс. часов и до сих пор находится в работоспособном состоянии. Накопленный на этом котле опыт позволил в 60-е годы изготовить на «Подольском заводе» (ПАО «ЗиО») котел ПК – 37 (рис. 20.25) производительностью 710 т/ч на суперкритические параметры пара $29,4\text{ МПа}$ и 650°C для блока 100 МВт с турбиной Р-100-300 ЛМЗ, который был установлен и длительно работал на Каширской ГРЭС.

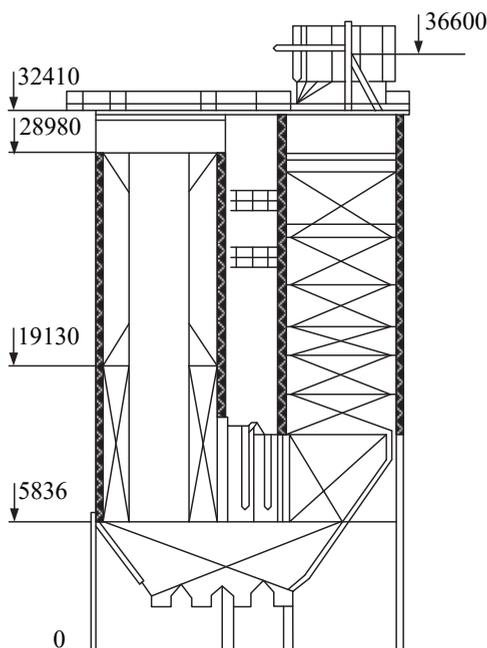


Рис. 20.25. Котел ПК-37

На этом блоке была проведена и подтверждена эксплуатационная надежность пароперегревательных поверхностей нагрева котла, а также паропроводов и сварных соединений из аустенитных сталей ЭП-184, ЭП-17 и ЭИ-695Р. Основные характеристики первых отечественных котлов на повышенные параметры пара приведены в табл. 20.14.

Однако в дальнейшем работы в этом направлении широкого развития у нас, к сожалению, не получили.

Таблица 20.14

**Основные характеристики первых отечественных котлов
на повышенные параметры пара**

Характеристики	Котел 60-ОП (№7)	Блок СКР-100
Место установки	ТЭЦ ВТИ	Каширская ГРЭС
Время внедрения	1949 г. (600°C) 1960 г. (650°C)	1963 г.
Параметры пара	$P = 35$ МПа $t = 650^\circ\text{C}$	$P = 30$ МПа $t = 650^\circ\text{C}$
Паропроизводительность, т/ч	15	710
Марка сталей	15ХМ, ЭП17, ЭИ257, ЭИ695Р, ЭП184	12Х1МФ, ЭП184, ЭП17, ЭИ695Р
Число часов эксплуатации, тыс. ч	>200	>40

И только сейчас согласно Генеральной схеме развития энергетики до 2030 г. планируется разработка и ввод до 2020 г. первых пылеугольных блоков мощностью 660 МПа на суперсверхкритические параметры пара с давлением до 30 МПа и температурой 600–620°C. К настоящему времени Таганрогский и Подольские котельные заводы и ОАО «Силовые машины» с участием ВТИ и ЦКТИ проработали эскизные варианты котлов и турбин для такого блока, рассчитанного на сжигание кузнецкого каменного угля марок «Г» и «Д» (рис. 20.26, 20.27). Котел для этого блока предлагается выполнить полубашенной компоновки высотой 108 м с расчетным КПД на уровне 94,5%. Выбросы NO_x и SO₂ после установок мокрой известковой сероочистки и каталитической азотоочистки должны быть не более 200 мг/м³.

Мировое развитие котлостроения на сверхкритические параметры пара по сути стартует со строительства шестого блока на Американской электростанции (АЕР) Philo первого коммерческого парогенератора на сверхкритические параметры пара в начале 1957 г. (рис. 20.27). На ТЭС использована схема с двойным перегревом пара и электрической мощностью 120 МВт. Рабочие параметры схемы – расход пара 85 кг/с, давление и температура – 31 МПа и 621/565/538°C, соответственно. Котел поставляется компанией Babcock & Wilcox Company (B&W).

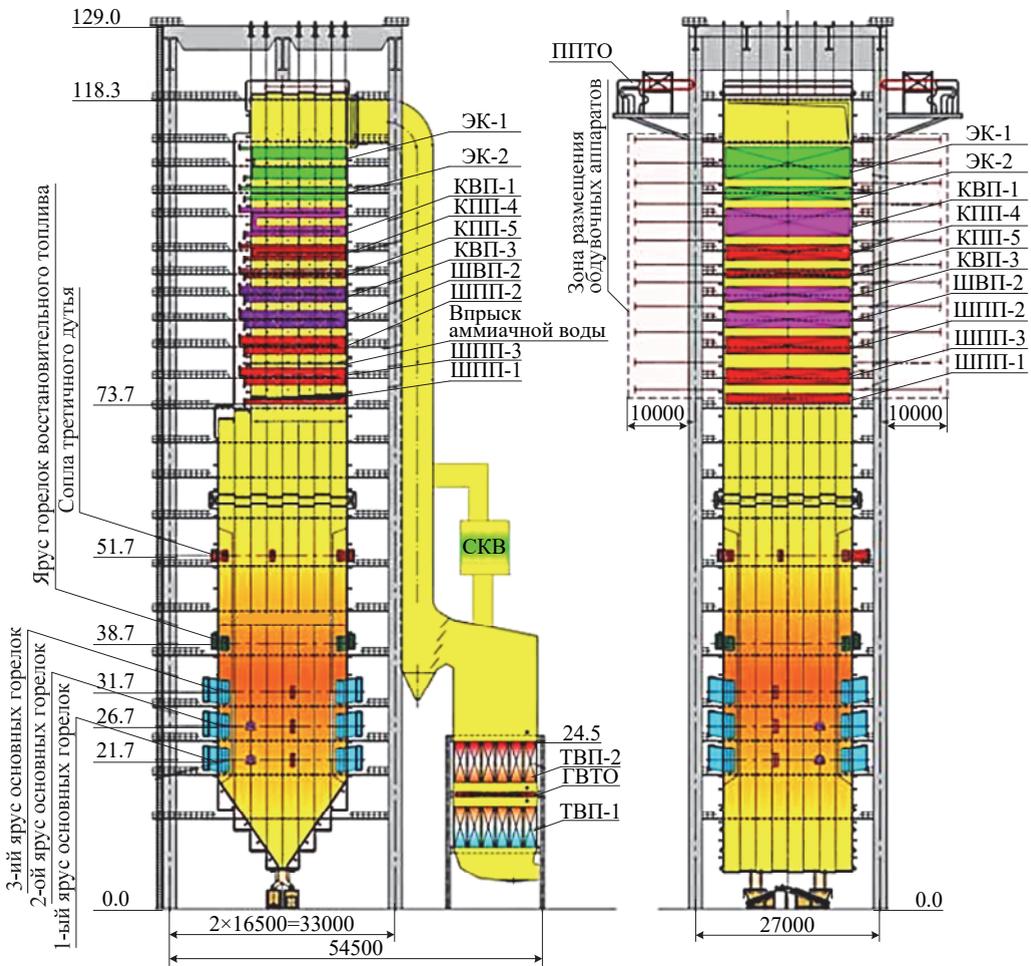


Рис. 20.26. Общий вид котла башенной компоновки блока 660 МВт для сжигания кузнецкого каменного угля марок «Г» и «Д»

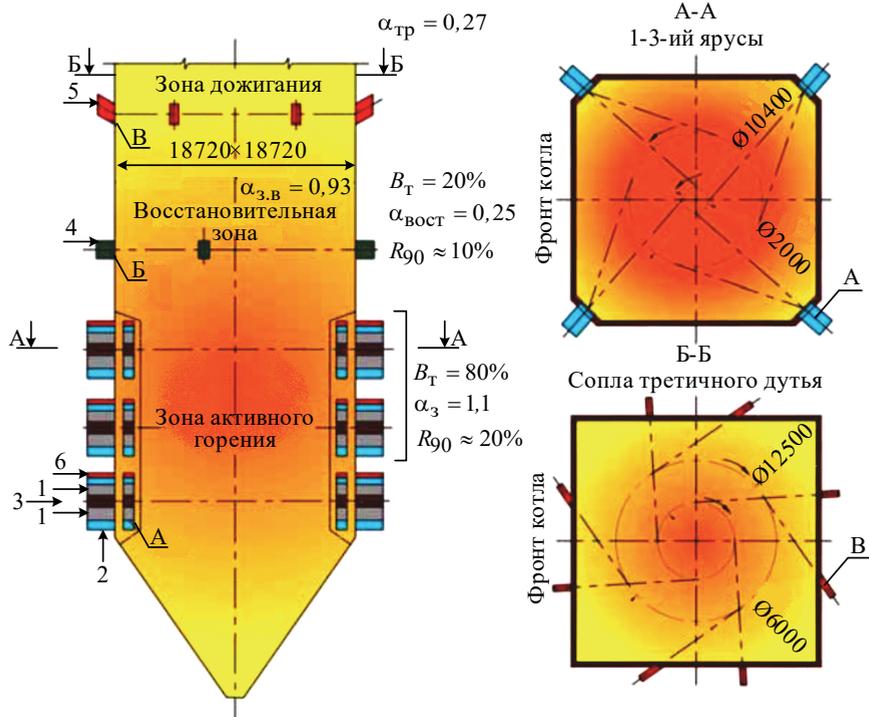


Рис. 20.27. Схема расположения топочно-горелочных устройств блока 660 МВт для сжигания кузнецкого каменного угля марок «Г» и «Д»:
 1 – пылевоздушная смесь; 2 – вторичный воздух; 3 – газы рециркуляции; 4 – пылевоздушная смесь с тонкой пылью; 5 – третичный воздух; 6 – верхний воздух; А – основная горелка (12 шт.); Б – восстановительная горелка (6 шт.); В – сопла третичного дутья (8 шт.)

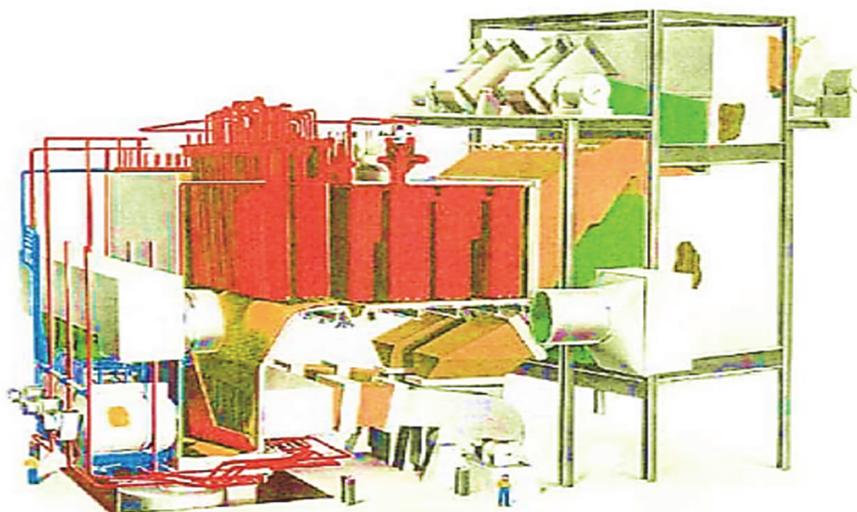


Рис. 20.28. Энергетический котел Babcock & Wilcox на сверхкритические параметры пара

Котлы такого типа используют в своих поверхностях нержавеющие углеродистые сплавы на основе никеля, что по сути позволило заложить в стандарт свойств воды и водяного пара (ASME) новый уровень температур до 760°C в состоянии пара.

Переход на новый уровень температур пара требует использования более жаропрочных материалов для основных высокотемпературных деталей котла, турбины и паропроводов свежего и вторично перегретого пара. В качестве примера, для коллекторов свежего пара использование более жаропрочных ферритных хромистых сталей допускает одновременное повышение и температуры (в пределах до примерно 620°C), и давления свежего пара (до примерно 300 бар), однако при переходе на использование другого класса материалов (аустенитной стали или сплава на основе никеля) выход на новый уровень температур пара (до 645°C и 685°C, соответственно) происходит без повышения давления свежего пара. Аналогичные проработки выполнены также и для других критических элементов конструкции котла (труб топочных экранов, выходных секций пароперегревателей и так далее). При температурах свежего пара до 550°C все поверхности нагрева котлов могли выполняться из сталей ферритного и мартенситного классов, но при 600°C для выходных секций перегревателей свежего и вторично перегретого пара уже должны использоваться аустенитные стали.

В котлах фирмы Babcock-Hitachi К.К (ВНК) для серии японских энергоблоков СКД мощностью 1000–1050 МВт трубки выходных секций подвесных перегревателей свежего и вторично перегретого пара выполняются из жаропрочных аустенитных сталей с 18%-м содержанием хрома, но для пароперепускных паропроводов и коллекторов свежего пара применяются стали ферритного класса с 9%-м содержанием хрома. Использованные технологические и конструктивные решения были отработаны и проверены на блоке СКД Matsuura 2 мощностью 1000 МВт с параметрами пара 241 бар, 593/593°C, а затем повторены и на других блоках, включая Tachibana-wan 2 мощностью 1050 МВт с параметрами пара 250 бар, 600/610°C.

В настоящее время работы над проектом AD 700 PF продолжают. В частности, разработчики компании “Alstom” готовят материалы для создания демонстрационного блока мощностью 400 МВт с башенным котлом, преимущества которого по сравнению с традиционными П или Т-образными котлами при сжигании абразивных видов топлива (по типу экибастузских углей) связаны с инерционными свойствами частиц золы, и следовательно, меньшим износом конвективных поверхностей нагрева. Котел проектируется со следующими основными параметрами:

- пар высокого давления: 991 т/ч, 35,8 МПа, 702°C;
- пар промперегрева: 782 т/ч, 7,1 МПа, 720°C;
- температура питательной воды 330°C.

Топочную камеру котла (рис. 20.29) предлагается оборудовать прямоточными горелками, установленными вблизи углов топки. Первая ступень паропере-

гревателя выполняется в виде настенных экранов на выходе из топки. Порядок расположения конвективных поверхностей нагрева (над топочной камерой) следующий:

- вторая и четвертая ступени пароперегревателя;
- вторая ступень промпароперегревателя;
- третья ступень пароперегревателя;
- первая ступень промпароперегревателя;
- экономайзер.

В опускном газоходе предлагается разместить реактор СКВ (селективного каталитического восстановления NO_x) и регенеративный (вращающийся) воздухоподогреватель.

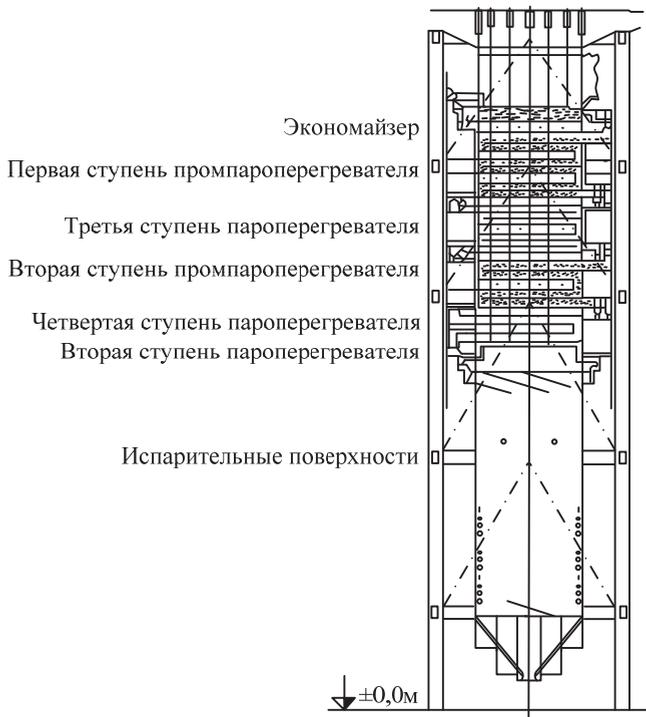


Рис. 20.29. Котел башенного типа 400 МВт с $t_{\text{не}} = 702^\circ\text{C}$

Пока что реализации намеченной схемы препятствуют следующие недостатки:

- в области экономайзера и первой ступени промпароперегревателя получается слишком маленький температурный напор;
- экономайзерная поверхность оказывается неэффективной из-за весьма ограниченного приращения теплосодержания;
- при переходе от прямоточного режима к режиму рециркуляции происходит слишком большое падение температуры пара на выходе из испарительной части котла.

Первую из этих проблем предполагается решить за счет использования для экономайзера и промпароперегревателя первой ступени современных труб с наружным оребрением. Для повышения эффективности экономайзера предлагается ограничить режим скользящего давления нагрузкой 60% номинальной. Для решения третьей из перечисленных проблем конструкторы намерены увеличить температуру на выходе из топки и несколько ограничить марки углей, на которых сможет работать котел. Кроме того, будет рекомендовано использовать котел в базисной части графика нагрузок.

Использование башенной компоновки предложено в рамках проекта AD 700 компанией Hitachi для энергоблока электрической мощностью 550 МВт. На рисунке 20.30 представлен общий вид котла.

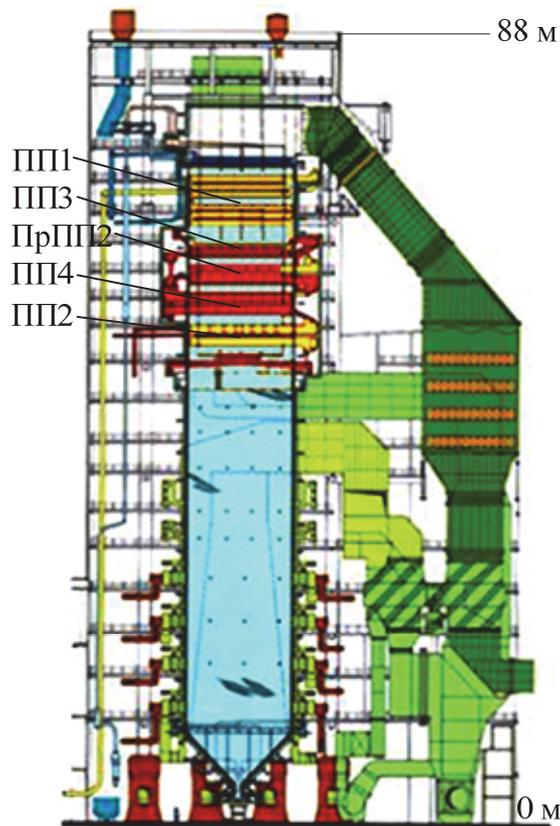


Рис. 20.30. Общий вид котла энергоблока 550 МВт на УСКП параметры

Представленный на рис. 20.30 котел позволяет генерировать 334 кг/с пара с параметрами: температура – 705°C и давление 39,0 МПа. В промконтуре перегревается 285 кг/с пара с давлением 8,1 МПа и температурой промперегрева 720°C.

На рисунке 20.31 представлена испытательная часть перегревателейных поверхностей котла башенного типа для электростанции Вейсвейлер, Германия и сортамент использованных материалов.

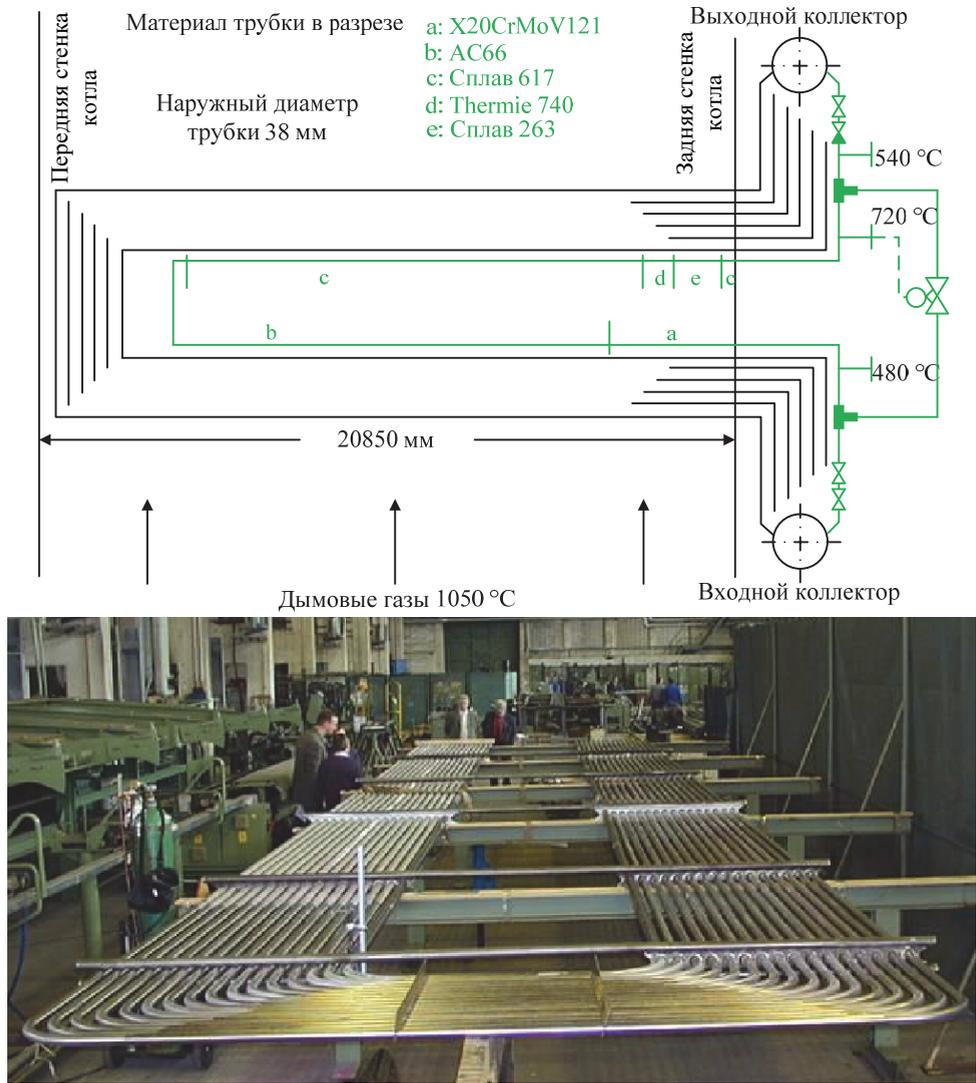


Рис. 20.31. Испытательная часть перегревателейных поверхностей котла башенного типа для электростанции Вейсвейлер

С точки зрения надежности материалов (с учетом выбранных параметров свежего пара и промперегрева) все еще остаются критические узлы, требующие дополнительного исследования, к которым относятся:

- трубы топочных экранов. Намеченные к использованию марки сталей T23 и T24 недостаточно хорошо противостоят внутренней коррозии;

– выходные коллекторы пароперегревателя. Имеющийся в распоряжении создателей котла сплав 617 характеризуется недостаточной эксплуатационной прочностью при выбранных параметрах свежего пара;

– поверхности нагрева выходных пакетов пароперегревателя и промпароперегревателя.

Сопротивление коррозии труб как с газовой стороны, так и со стороны пара изучено еще недостаточно.

Для преодоления перечисленных проблем предполагается:

– использовать сплав 617 или модифицировать стали с содержанием хрома 9–12% для труб топочных экранов;

– модифицировать сплав С263 для выходного коллектора пароперегревателя;

– дополнительно исследовать процессы внешней и внутренней коррозии на пароперегревателях.

Для решения самых острых проблем, связанных с надежностью критических узлов компонентов котла, был разработан и с осени 2003 г. начал претворяться в жизнь проект COMTES 700. Этот проект считается третьим этапом проекта AD 700 и предполагает создание опытной установки, включающей ЦВД на 700°C и другие полномасштабные элементы демонстрационного энергоблока. Стенд планируется изготовить на датской ТЭС Skaerbaek. Свежий пар с температурой 580°C будет направляться в новый газовый котел малой мощности для подогрева до 700°C, а после экспериментального ЦВД – возвращаться в существующий котел. Опытная установка будет длительное время эксплуатироваться в условиях, максимально приближенных к реальным.

На рисунке 20.32 показана схема установки для испытания следующих элементов котельного оборудования (CTF – component test facility):

– испарительной поверхности нагрева (полноразмерная поверхность топочного экрана, позволяющая изучить поведение гибов и сварных стыков, внутреннюю коррозию и воздействие обдувки);

– пароперегревателя (две полномасштабные панели длиной около 18 м позволяют исследовать работу подвесных труб для обвязки, сварных стыков при использовании аустенитных сталей и никелевых сплавов, сопротивление коррозии с внешней и внутренней сторон и эрозию в результате обдувки и позволит проверить надежность коллекторов из сплава 617 и стали P92, а также работу трубок пароперегревателя из сплавов 740, 174 и HR3C/TP310N);

– коллектора высокого давления длиной 6 м, внутренним диаметром 100 мм при толщине стенки 55 мм (позволит изучить надежность соединения с трубами пароперегревателя, с выходным паропроводом, а также сопротивление внутренней коррозии);

– трубопровода высокого давления (на паропроводе длиной 100 м будут изучаться поведение гибов, подвесок, внутренняя коррозия и характеристики релаксации);

- байпаса высокого давления (предполагается, что будет проведено 10–20 срабатываний и контролируемая работа в течение 500 ч байпасного паропровода, рассчитанного на сброс 50%-го расхода пара);
- предохранительных клапанов (намечается провести 10–20 открытых предохранительных клапанов и проверить их плотность);
- входного клапана турбины (предполагается отработать процедуру изготовления этого клапана и проверить его на отсутствие утечек).

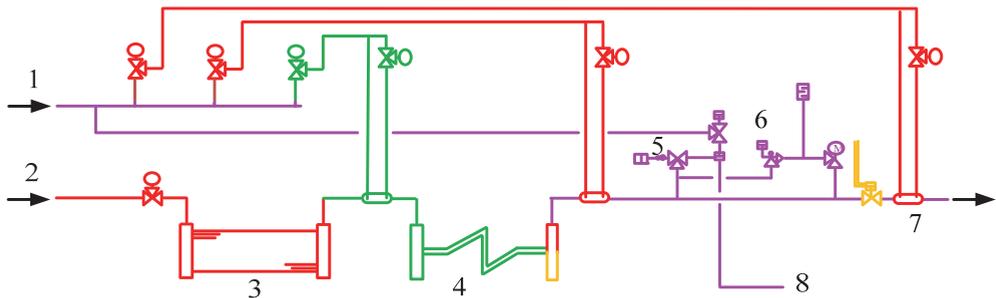


Рис. 20.32. Схема установки для испытания элементов котельного оборудования:

1 – питательная вода; 2 – пар от входного коллектора первой ступени пароперегревателя; 3 – испарительная поверхность нагрева; 4 – пароперегреватель; 5 – байпас высокого давления; 6 – предохранительный клапан; 7 – к входному коллектору четверной ступени пароперегревателя; 8 – к холодной стороне промперегревателя

Стоимость опытной установки ориентировочно оценивается в 40–60 млн евро в ценах 2014 г.

Далее рассматриваются конструктивные исполнения котлов.

Анализ современных разработок в области котлостроения для УСКП показывает, что производители предлагают реализацию котлов трех основных типов:

- Т-образной компоновки;
- П-образной компоновки;
- башенного типа.

Котел Т-образной компоновки для блоков на ультра-сверхкритические параметры пара представлен на рис. 20.33. В отличие от эксплуатируемых угольных блоков ССКП в предлагаемой конструкции котла предусмотрены три ступени подачи топлива с тангенциальной топкой. В топку высотой 55,5 м подаются газы рециркуляции для снижения температуры в зоне активного горения. При этом снижается до 200–300 мг/м³ концентрация оксидов азота.

Одно из инженерных решений при создании котлов для крупных энергоблоков, удовлетворяющее рассмотренным выше требованиям по обеспечению экологических, технических, экономических и др. параметров – это котел с кольцевой топкой.

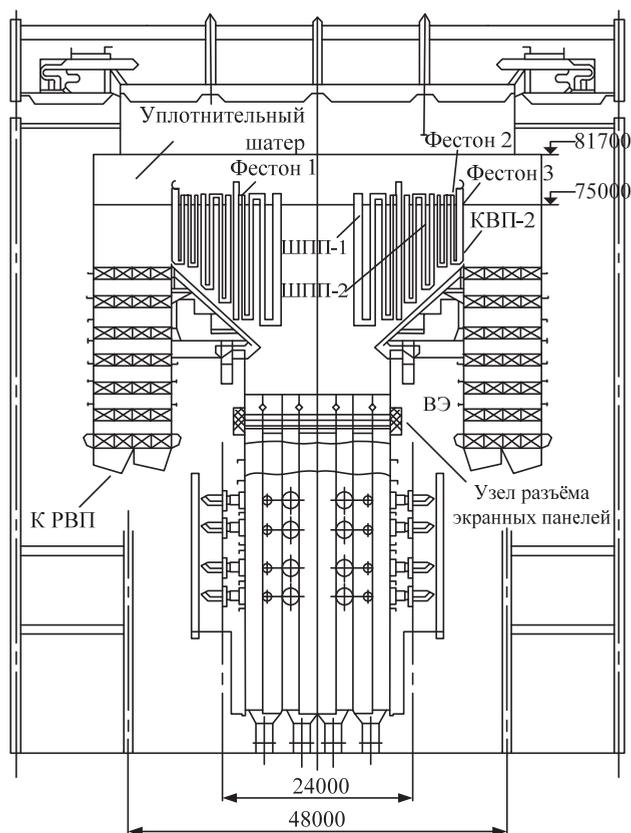


Рис. 20.33. Проект котла Т-образной компоновки для энергоблока мощностью 500 МВт:

ВРЧ-1 – верхняя радиационная часть; ШПП-1 и ШПП-2 – ширмовые поверхности пароперегревателя первой и второй ступеней; КВП-1 и КВП-2 – первая и вторая ступени конвективного вторичного пароперегревателя; ВЭ – водяной экономайзер

Кольцевую топку можно рассматривать как дальнейшее развитие тангенциальных топек и схем сжигания, отличительной особенностью которой является вихревой характер течения топочных газов, а в центральной (приосевой) области топочной камеры по всей ее высоте практически отсутствует активное движение факела (рис. 20.34).



Рис. 20.34. Аэродинамика факела в тангенциальной топке

Принципиально новая конструкция котла с кольцевой топкой (рис. 20.35) была реализована на котле Е-820 производительностью 820 т/ч, успешно работающем в течение 8 лет на Ново-Иркутской ТЭЦ (г. Иркутск). Данный котел был разработан и изготовлен в соответствии с правительственной программой для отработки решений по созданию котлов для крупных энергоблоков на канско-ачинских углях. Проведённые испытания котла в диапазоне нагрузок от 500 до 920 т/ч при сжигании азейского и канско-ачинского (ирша-бородинского) углей полностью подтвердили работоспособность и эффективность кольцевой топки (рис. 20.36, 20.37).

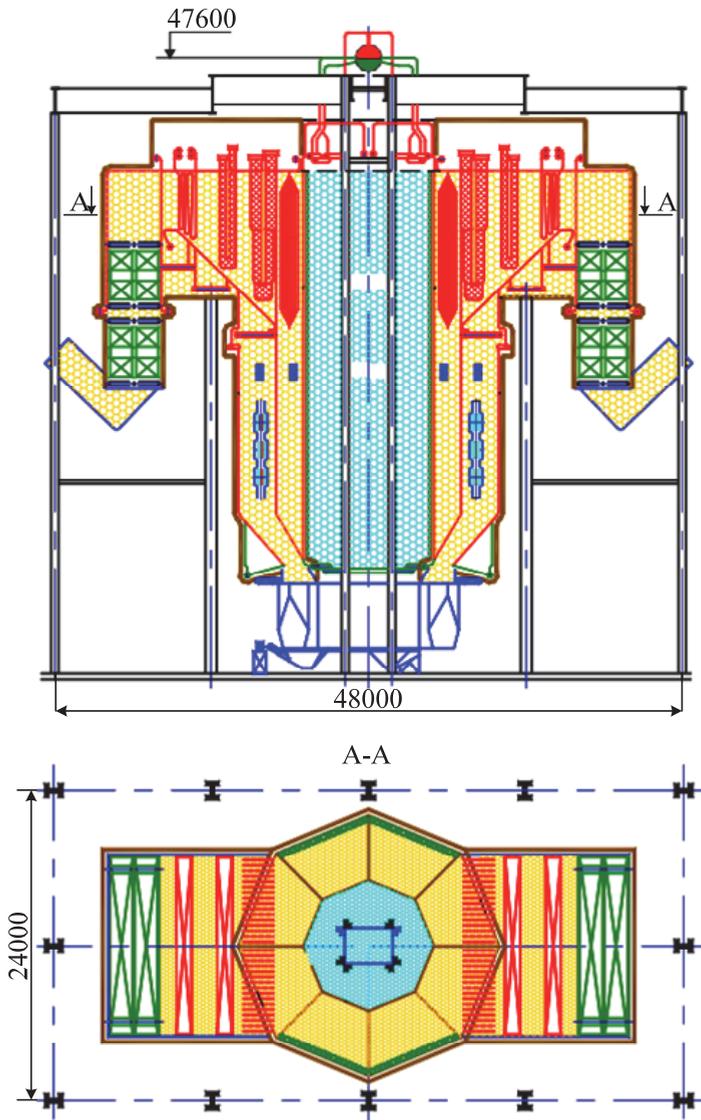


Рис. 20.35. Котел 820 т/ч с кольцевой топкой

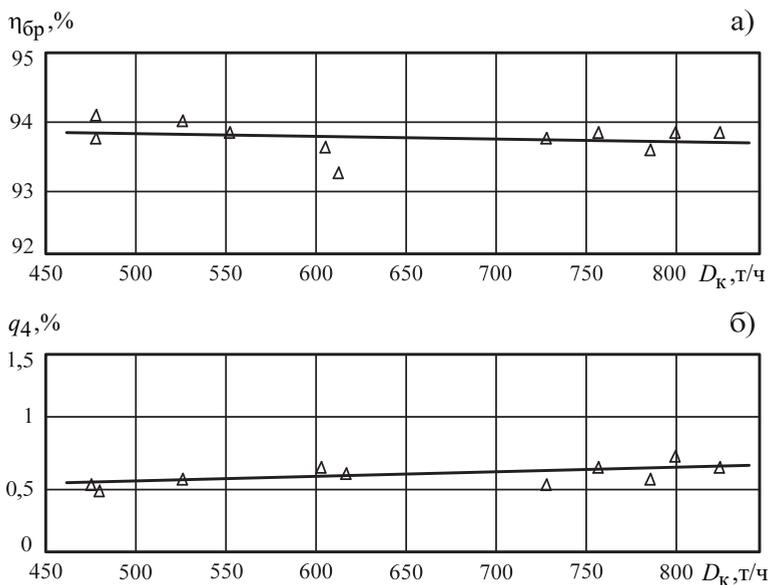


Рис. 20.36. Зависимость КПД котла brutto, потерь с механическим недожогом (q_4) от паропроизводительности котла:

а – при сжигании азейского угля, б – при сжигании ирша-бородинского угля

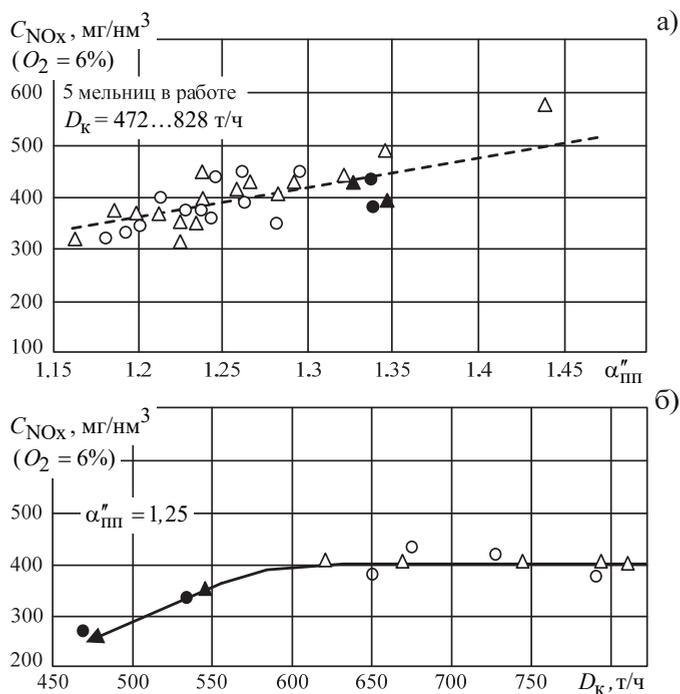


Рис. 20.37. Зависимость концентрации оксидов азота в уходящих газах котла Е-820 от нагрузки:

а – от избытка воздуха за пароперегревателем; б – при работе на азейском и ирша-бородинском бурых углях

По данным испытаний:

- КПД котла до 93,8%;
- концентрация $\text{NO}_x = 370 \text{ мг/м}^3$;
- максимальная температура факела в топке 1190°C ;
- температура газов на выходе из топки 980°C ;
- при сравнительно низких температурах факела в кольцевой топке обеспечивается вихревое движение газов без активного касания факелом внутреннего и наружного экранов;
- неравномерность распределения температуры факела по периметру топки в зоне максимального тепловыделения менее 10%, что в 3 раза меньше, чем на котлах с обычной тангенциальной топкой;
- в кольцевой топке на Т-образном котле обеспечивается практически равномерная раздача газов между двумя конвективными газоходами;
- котёл легко управляем как в стационарных, так и в переходных режимах.

Еще одним примером использования котла Т-образной компоновки является котел типа Пп-1800-27,0-610/610 с кольцевой топкой (рис. 20.38).

Данный котел по заданию Казахстанского объединения «Казахмыс» ЗАО «ЗиО-КОТЭС» совместно с «Подольским машиностроительным заводом» (ПАО «ЗиО») проработали для блока 660 МВт профиль котла с кольцевой топкой производительностью 1800 т/ч с давлением пара 27 МПа и температурой 610/610 $^\circ\text{C}$. Котел рассчитан для сжигания шлакующих бурых углей Майкубенского разреза. Особенностью этого котла является восьмигранная кольцевая топка с условным диаметром наружной камеры 23 м и внутренней 11,5 м. Благодаря высокому тепловосприятию внутренней камеры высота такого котла по верху хребтовой балки всего 58 м, и котел может быть установлен в существующую ячейку котла П-57 блока 500 МВт с более низкими параметрами пара.

В качестве примера на рис. 20.39 и в табл. 20.15 приведено сравнение котлов традиционной Т-образной компоновки, с кольцевой топкой, котла с ЦКС для блока 350 МВт на суперкритические параметры пара (300 кгс/см и 590/590 $^\circ\text{C}$). Котлы запроектированы для сжигания березовского и подмосковного бурых углей и кузнецких каменных углей марок «Г» и «Д».

Как видно из сопоставления, по сравнению с традиционным котлом, котел с кольцевой топкой имеет меньшую высоту на 25%, меньшую массу металла под давлением на 14% и меньшую стоимость на 9,4%.

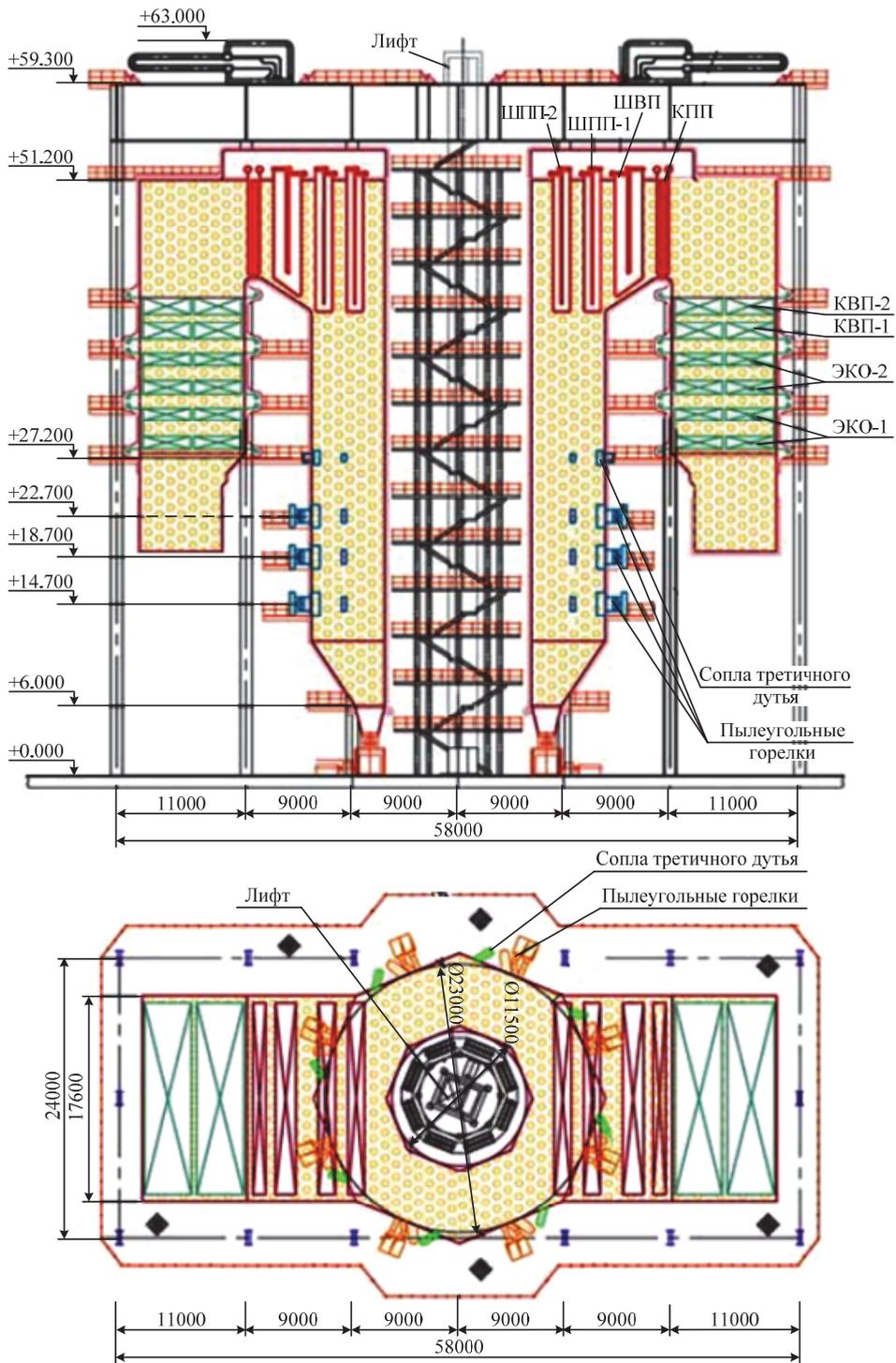
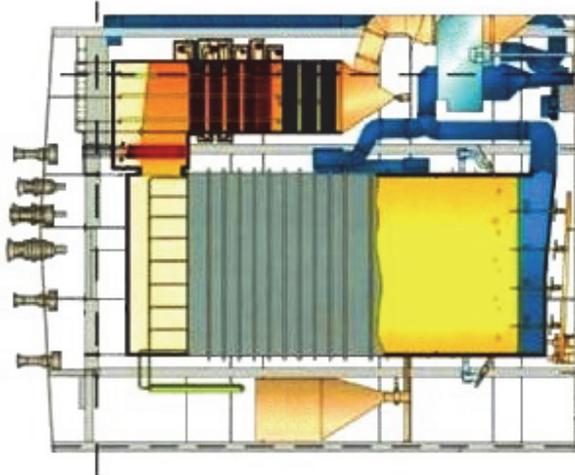
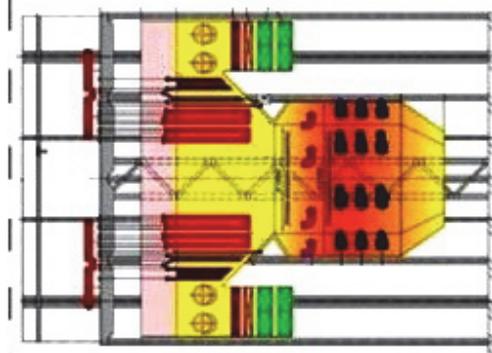


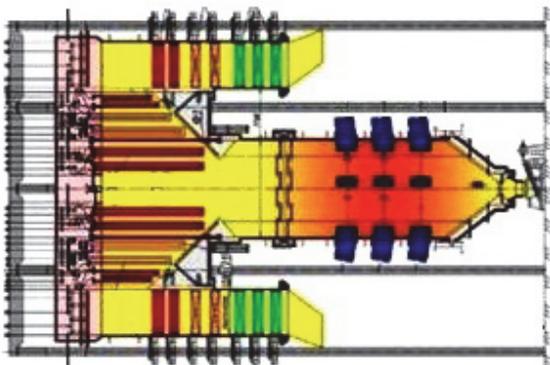
Рис. 20.38. Котел Пп-1800-27,0-610/610 с кольцевой топкой



Котёл с ЦКС



Котёл с кольцевой топкой



Котёл с квадратной топкой

Рис. 20.39. Сравнение котлов для блока 350 МВт

**Сравнение котлов с традиционной Т-образной компоновкой
и с кольцевой топкой**

№ п/п	Наименование	Котел с квадратной топкой	Котел с кольцевой топкой
1.1	Высота котла: – по верху хребтовых балок, м Сравнение в процентах, %	76,6 100	~57,0 ~75
1.2	Существующая отметка низа фермы существующего здания, м	69,0	
2	Масса поверхностей нагрева под давлением, кг Сравнение в процентах, %	3 920 000 100	3 372 500 86
3	Металлоконструкции котла, кг Сравнение в процентах, %	3 380 000 100	2 940 600 87
4	Масса собственно котла, кг Сравнение в процентах, %	11 629 000 100	10 673 600 92
	Стоимость оборудования собственно котла, млн. \$ (без НДС) Сравнение в процентах, %	~53,0 100	~48,0 90,6
5	Стоимость проекта котла (с рабочими чертежами), включая техпроект котельной установки	~4,5 (1000 тыс. \$)	~5,5 (1050 тыс.\$)
6	Масса КВО, кг Сравнение в процентах, %	5 957 870 100	6 022 870 101
	Стоимость КВО, млн. \$ (без НДС) Сравнение в процентах, %	25 100	~25,9 103
7	Общая стоимость котельной установки, включая её базовый инжиниринг, млн. \$ (без НДС) Сравнение в процентах, %	82,5 100	78,7 95

Конструкция котла П-образной компоновки показана на рис. 20.40.

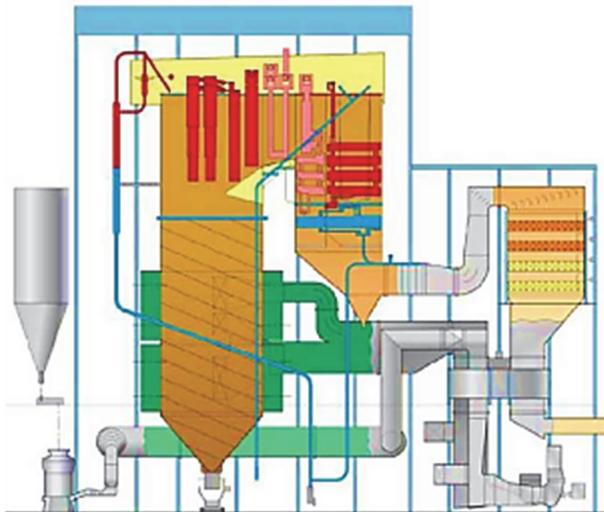


Рис. 20.40. Концепция котла П-образной компоновки на УСКП параметры пара для энергоблока 690 МВт

Котел П-образной компоновки имеет следующие преимущества:

- 1) меньшая высота стальных конструкций, чем у башенных конструкций;
- 2) экономия времени за счет параллельной последовательности строительства;
- 3) менее сложная поддержка высокотемпературных секций труб;
- 4) более экономичное возведение;

Концепция башенного котла на УСКП параметры для блока мощностью 800 МВт представлена на рис. 20.41.

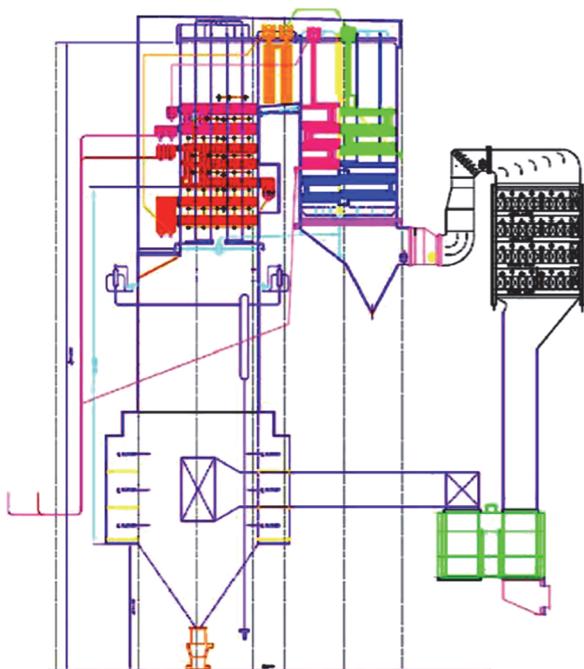


Рис. 20.41. Концепция башенного котла на УСКП параметры пара для энергоблока 800 МВт

Башенная конструкция котла имеет следующие преимущества:

- 1) улучшенное распределение газового потока, что приводит в конечном итоге к снижению металла трубок поверхностей нагрева;
- 2) большее расстояние между трубками позволяет удалять золу при большом количестве топлива в одном бункере топки;
- 3) способность успешно сжигать бурый уголь;
- 4) осушаемые поверхности нагрева.

В течение 2006–2007 гг. котлы на ССКП параметры башенной, либо традиционной П-образной компоновки предлагались как варианты расширения (фактически, нового строительства) Кузнецкой ТЭЦ, Серовской ГРЭС, Троицкой ГРЭС. Для примера на рис. 20.42 приведен вариант компоновки котельной установки нового поколения для Троицкой ГРЭС, блок 660 МВт, с башенным котлом по типу Пп-1980-25-585/585 КТ на супер-СКД параметры.

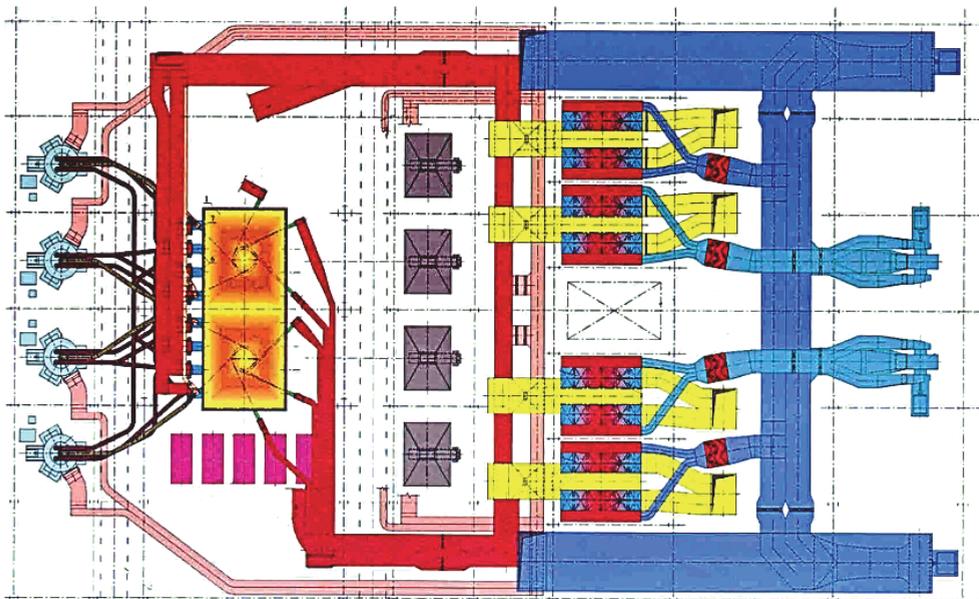
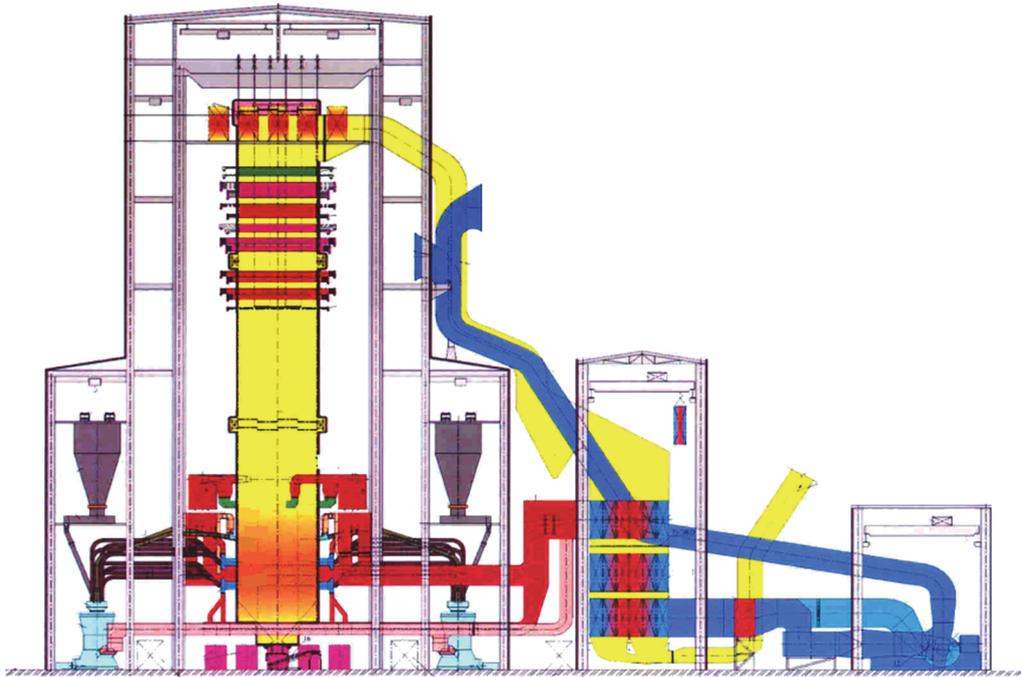


Рис. 20.42. Компоновка котельной установки с башенным котлом на супер-СКД параметры Пп-1980-25-585/585 КТ. Троицкая ГРЭС, блок 660 МВт

Рассмотрим конструкцию парогенераторов Бенсон® фирмы Бабкок-Вилькоккс для современных ультрасверхкритических ТЭС.

На ТЭС, использующих пар сверхкритических параметров, применяют конструкции парогенераторов, которые при полной нагрузке работают на давлении рабочего тела выше критического – 22,1 МПа. Котел Бенсон® относится к парогенераторам, способным работать при скачкообразном переменном давлении пара, запускаться с нулевого давления при розжиге до сверхкритического давления при более высокой нагрузке. Начиная с первых версий парогенераторов СКД и до сегодняшних дней, постоянное давление контролируется с помощью клапанного регулятора. Необходимая нагрузка устанавливается при соответствующем расходе теплоты и расходе питательной воды. Температура пара регулируется путем изменения соотношения расхода теплоты и расхода питательной воды. Давление в топочных экранах поддерживается на сверхкритическом уровне, чтобы предотвратить образование докритического двухфазного потока и высоких отклонений температуры от номинальных значений, которые происходят из-за кризиса кипения второго рода или кризиса пузырькового кипения. Это может привести к повреждению труб из-за высокой температуры металла и недостаточного коэффициента теплоотдачи паровой пленки. При высыхании водяной пленки температура внутренней стенки трубы резко возрастает, так как теплоотвод потоком пара менее интенсивный, что приводит к дисбалансу тепловых потоков. В котлах Бенсон регулирование работы осуществляется иным способом. Конструкция топочной камеры разработана таким образом, что при правильных условиях эксплуатации и изменении давления в рабочем режиме будет допустимо возникновение кризиса кипения в определенном образом расположенных частях топочных экранов.

Регулирование работы улучшенного УСКП котла Бенсона осуществляется с помощью метода, в результате которого осуществляется переход от минимальной циркуляции потока при растопке котла посредством циркулирующего насоса к установившемуся режиму, где весь поток рабочего тела входит в экономайзер и выходит из пароперегревателя. Двухфазный поток имеет место до тех пор, пока не будет достигнута критическая точка, что происходит примерно при 55% нагрузки, когда осуществляется полный переход к однофазному потоку со сверхкритическим давлением. Регулирование работы УСКП котла должно производиться при пуске из холодного состояния, повторном пуске из неостывшего состояния, повторном пуске из горячего состояния, работе при циклических нагрузках и при останове. Конструктивная особенность котла Бенсона состоит в том, что при определенной нагрузке вертикальный сепаратор пара работает в сухом режиме, поскольку вся жидкость преобразуется в пар. В парогенераторе Бенсона выключается циркуляционный насос котла, и контроль осуществляется над питательным насосом, поэтому расход питательной воды будет соответствовать требуемому приросту энтальпии в топочной камере (от входа в экономайзер и до выхода из первичного пароперегревателя) в результате единичной операции. Благодаря этому методу доля теплообменных поверхностей котла, выступающих

в качестве испарителя и пароперегревателя стабилизируется и контролируется, как функция нагрузки котла. В итоге диапазон регулирования температуры пара принимает заданное значение при нагрузке 50–100%, а диапазон регулирования температуры промежуточного перегрева при нагрузке 60–100%.

Температура пара регулируется посредством впрысков в несколько этапов, причем разность температур до и после первого впрыска используется для определения отношения расхода на впрыск к расходу питательной воды в котле. Для ускорения переходных процессов при контроле температуры пара необходимо учитывать время, требующееся рабочему телу, чтобы пройти от входа в экономайзер до выхода из пароперегревателя, которое составляет порядка 15 минут для циркуляции при минимальной нагрузке и около 3 минут при номинальной нагрузке. Если в котлах с переменным давлением пара температуру на выходе контролировать, как принято, соотношением между расходом питательной воды и сжигаемым топливом, то это нанесет ущерб металлу труб из-за ошибочно требуемого расхода питательной воды. Ошибка вызвана задержкой по времени на прохождение тракта котла рабочим телом.

Процессы, происходящие в поверхностях нагрева, функции которых подогреть, испарять и генерировать пар, а так же процессы в пароперегревателе и промежуточном пароперегревателе показаны линиями на рис. 20.43, в *h-P*-диаграмме. Линия, берущая начало от критической точки 22,1 МПа и заканчивающаяся на уровне 41,1 МПа с энтальпией 2455 кДж/кг, является линией псевдо пленочного кипения. Ниже этой линии рабочее тело обладает свойствами воды, а выше – свойствами пара.

Улучшенные котлы УСКП работают по большей части при высоких нагрузках в зоне перегретого пара.

На энергоблоке УСКП проекта AD700 был первоначально ориентирован разработанный фирмой Siemens «горизонтальный» прямоточный котёл с горизонтально расположенной топочной камерой и вертикальными панелями топочных экранов (типа котла Бенсона). В дальнейшем эта разработка была переориентирована на использование в качестве котла-утилизатора отработавших газов в ПГУ. Опытный образец такого котла находится в эксплуатации на опытно-промышленной ПГУ Cottam в Великобритании. В ближайшей перспективе рассматривается возможность создания на базе этого котла ПГУ СКД.

Примечателен также ввод в эксплуатацию летом 2009 г. на польской ТЭС Lagisza первого в мире энергоблока СКД с циркулирующим кипящим слоем (ЦКС) мощностью 460 Мвт с котлом фирмы Foster Wheeler и параметрами пара 275 бар, 560/580°C.

Таким образом, есть основания говорить о расширении внедрения энергоблоков на повышенные параметры пара не только в географическом плане (в том числе в странах, где такие энергоблоки до сих пор не использовались), но и в плане разнообразия используемых технологических схем ТЭС.

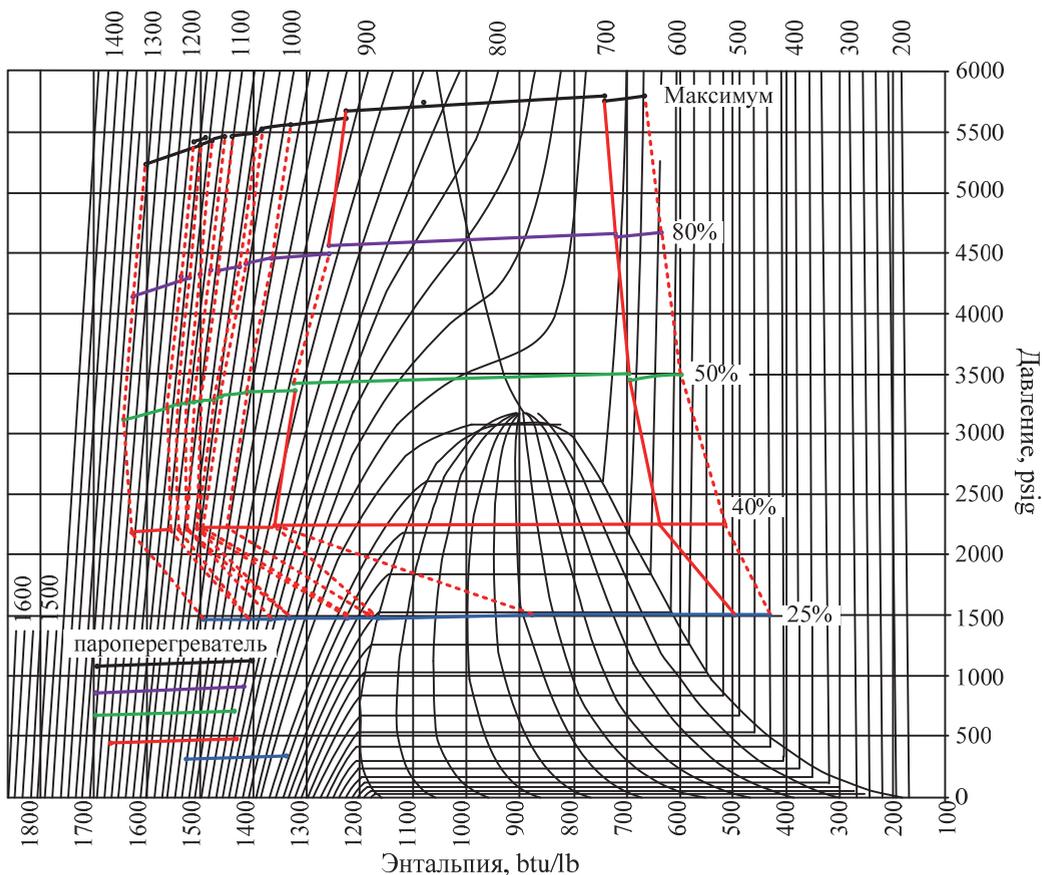


Рис. 20.43. h-P диаграмма котла Бенсона

Паротурбинная установка. Важнейшими разработками в области турбостроения, связанными с совершенствованием проточных частей паровых турбин, являются: оптимизация зазоров в проточной части, меридиональное профилирование ступеней паровой турбины, применение модернизированных конструкций лабиринтовых и концевых уплотнений, организация оптимальной схемы влагоудаления последних ступеней паровых турбин, переход к новому типу облопачивания с цельнофрезерованными бандажами. Улучшение работы концевых уплотнений современных паровых турбин обеспечивает надежную, экономичную и маневренную работу турбоагрегата.

Аэродинамическое совершенство турбины достигается за счет применения лопаток сложной конфигурации, в том числе и так называемых «саблевидных» лопаток, путем разработки проточной части повышенной пропускной способности, использованием облопачивания с увеличением экономичности, аэродинамическим совершенствованием выхлопного патрубка цилиндра низкого давления паровой турбины, применением совмещенных цилиндров высокого и среднего давления.

Саблевидные сопловые лопатки. Традиционно сопловые лопатки выполняются прямыми и устанавливают их радиально, что упрощает технологию изготовления диафрагм. Саблевидными лопатками называются изогнутые лопатки, напоминающие по внешнему виду саблю (в зарубежной литературе используются термины «банановая» и «трехмерная»). В ПТУ саблевидные лопатки используют пока только в сопловых решетках.

Саблевидные сопловые лопатки впервые предложены в 1962 г. в СССР на кафедре паровых и газовых турбин МЭИ профессором М.Е. Дейчем и академиком РАН Г.А. Филипповым. Они впервые были использованы в мощных турбинах фирмой «Siemens» в середине 80-х годов прошлого столетия. Сейчас их используют все ведущие мировые производители турбин.

По разным оценкам повышение экономичности ступени при использовании саблевидных лопаток составляет 1,5–2,5%, см. рис. 20.44. Наиболее эффективным их применение является для последних ступеней ЦНД мощных паровых турбин, поскольку мощность этих ступеней составляет примерно 10 МВт для турбин ТЭС, а суммарное число таких ступеней в турбине 6–8. Если все ступени ЦНД выполнить с саблевидными сопловыми лопатками, то КПД ЦНД возрастет на 1,5–2,5%, что с учетом доли выработки мощности в ЦНД даст выигрыш в экономичности всей турбины в 0,5–0,8%. Выигрыш при использовании саблевидных лопаток достигается за счет уменьшения доли пара, протекающего через корневую и периферийную зону ступени.

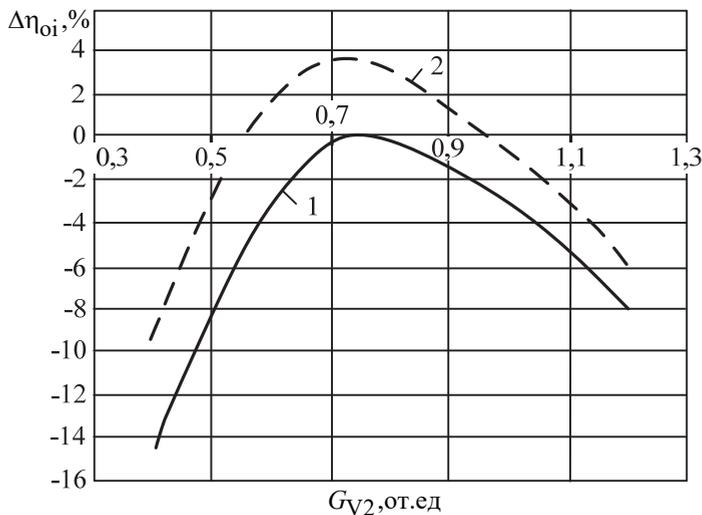


Рис. 20.44. Изменение КПД последней ступени ЦНД в зависимости от относительного объемного расхода пара:

1 – ступень с ранее применяемыми лопатками; 2 – ступень с саблевидными лопатками

Меридиональное профилирование. Первые ступени паровых турбин, особенно на сверхкритических параметрах пара, имеют очень малую высоту сопловых и рабочих лопаток. Для повышения КПД таких решеток еще в 60-е годы XX в.

в МЭИ предложено так называемое меридиональное профилирование сопловых каналов, при котором верхний (меридиональный) обвод канала выполняется не цилиндрическим или коническим, а суживающимся.

Меридиональное профилирование впервые было исследовано в МЭИ, и различные типы решеток испытаны в экспериментальной турбине. Для малых высот решеток (менее 25 мм) меридиональное профилирование дает относительное повышение КПД ступени более 2%, а для высоты 10 мм относительное повышение КПД составляет около 3%. Промышленное применение меридионального профилирования осуществлено в 90-х годах фирмами «Toshiba» и «General Electric». Для реализации меридионального профилирования требуется технология изготовления сопловых решеток с фигурным (нецилиндрическим и неконическим) периферийным обводом.

Увеличение кольцевой площади выхода пара из турбины. Эта мера приводит к уменьшению потерь с выходной скоростью, пропорциональных квадрату площади выхода. Максимальную площадь выхода в $11,3 \text{ м}^2$ имела до недавнего времени турбина ЛМЗ К-1200–240, рабочая лопатка последней ступени которой имеет длину 1,2 м при среднем диаметре 3 м. Эта титановая лопатка создана более 20 лет назад и долгое время была мировым рекордсменом. Несколько лет назад фирма «Siemens» создала турбину с площадью выхода $12,5 \text{ м}^2$ при длине лопатки 1143 мм.

Характерным примером целесообразности использования более длинной лопатки последней ступени и перехода на саблевидные лопатки может служить модернизация турбины пылеугольного энергоблока ТЭС «Enstedvarker» (Дания), которая позволила увеличить ее мощность с 630 до 660 МВт, т.е. уменьшить удельный расход тепла на 4,6%, что эквивалентно экономии 60 тыс. т угля в год с соответствующим уменьшением вредных выбросов в окружающую среду.

Увеличение длины рабочих лопаток последних ступеней – одна из типичных мер поддержания экономичности морально стареющих турбин.

Применение современных систем технической диагностики турбоагрегата включает: вибродиагностику турбоагрегата и питательного турбонасоса, диагностику переменных режимов эксплуатации и прогнозирование изменения параметров в процессе пусковых режимов, диагностику технико-экономических показателей в процессе эксплуатации, диагностику тепловых расширений элементов турбоагрегата, диагностику технического состояния концевых уплотнений, диагностику теплового и напряженно-деформированного состояния высокотемпературных элементов паровых турбин и прогнозирование ресурсных показателей энергетического оборудования.

Пример контроля качества сварки ротора ПТУ приведен на рис. 20.45.

Главной проблемой является обеспечение ресурса в 200–250 тыс. ч таких элементов энергоблока как высокотемпературные роторы турбины, коллекторы пароперегревателей котлов, паропроводы и корпуса арматуры, установленной на них. Критическими элементами в этом перечне являются роторы ЦВД и ЦСД

паровой турбины, для которых обычные трудности обеспечения необходимой прочности усугубляются технологическими проблемами изготовления огромных поковок высокого качества.



Рис. 20.45. Контроль качества сварки ротора паровой турбины

Альтернативой разработки новых жаропрочных материалов является создание систем охлаждения роторов в зоне высоких температур. В отличие от лопаток газовых турбин, для которых требуется глубокое охлаждение (примерно с 1300–1400 до 800–850°C), в паровой турбине в охлаждении лопаток нет необходимости, а для обеспечения достаточной надежности требуется снижение температуры металла всего лишь на 40–60°C.

Использование охлаждения для роторов паровых турбин началось в начале 60-х годов XX в., и в настоящее время его применяют многие фирмы. Универсальной является комбинированная система (рис. 20.46), сочетающая в себе элементы естественного (внутреннего) и принудительного (внешнего) охлаждения. Цилиндры высокого и среднего давления выполнены в одном внешнем корпусе (совмещенный ЦВСД). Впуск свежего и вторично перегретого пара осуществляется в среднюю часть. Свежий пар расширяется в соплах регулирующей ступени и поступает в промежуточное уплотнение, где его температура снижается при дросселировании (естественное охлаждение). Затем к дросселированному пару подмешивается относительно холодный пар из первого отбора на регенерацию (принудительное охлаждение). Холодная смесь движется вдоль промежуточного

уплотнения, охлаждая участок ротора ЦСД и диск его первой ступени. Этот же диск и часть ротора под диафрагмой второй ступени принудительно охлаждаются паром из следующего отбора на регенерацию. При нагрузках турбины, близких к номинальной, когда давление в камере регулирующей ступени велико и снижение температуры пара вследствие дросселирования значительно, принудительное охлаждение может вообще не использоваться.

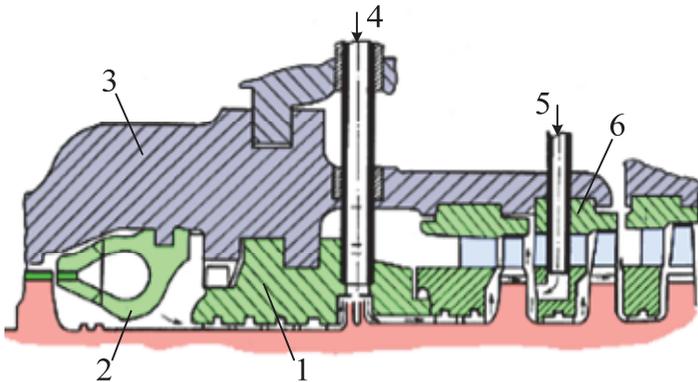


Рис. 20.46. Схема универсальной системы охлаждения ротора с совмещенным ЦВД японской фирмы «Тошиба» мощностью 700 МВт на параметры 24,1 МПа, 593/593°С: 1 – промежуточное уплотнение между ЧВД и ЧСД; 2 – сопловая коробка ЧВД; 3 – внутренний корпус; 4 – подача охлаждающего пара из первого отбора; 5 – подача охлаждающего пара из выходного патрубка ЧВД (второго отбора, холодной нитки промперегрева); 6 – диафрагма 2-й ступени

Нельзя обойтись без него и при работе на скользящем давлении. Использование отработавшего в ЦВД пара для охлаждения роторов реализовано ЦКТИ на 13 турбинах мощностью до 500 МВт. Хотя разработанная система устанавливалась в основном с целью повышения эксплуатационных характеристик работающих турбин (повышение малоцикловой долговечности, предупреждение прогибов вследствие ползучести и т.д.), она применима и для освоения повышенных температур пара.

Еще раньше принудительное охлаждение использовалось на опытно-промышленном энергоблоке с предвключенной турбиной СКР-100 на параметры пара 30 МПа/650°С на Каширской ГРЭС. Принудительное охлаждение ротора ЦСД применялось и на первой в мире современной мощной турбине ТЭС Хеккен при температурах 538/593°С.

Идея применения только естественного охлаждения ротора ЦВД вследствие дросселирования в промежуточном уплотнении использована в предложении по реконструкции энергоблоков 300 МВт при одновременном повышении начальной температуры до 570°С. По оценкам снижение температуры может составить более 40–50°С, что достаточно для обеспечения длительной прочности ротора ЦСД.

Определенный интерес представляет давно применяемая в турбинах СКД Японии система естественного охлаждения, основанная на использовании насосного эффекта диска регулирующей ступени. Разработка и исследования этой системы (рис. 20.47) осуществлялись применительно к ротору двухпоточного ЦВД турбины мощностью 1000 МВт на параметры 24,1 МПа, 593/593°C японской фирмы Мицубиси. Охлаждение диска регулирующей ступени осуществляется «прокачкой» части «холодного» пара из камеры регулирующей ступени в пространство перед ее диском. При этом расход пара через охлаждающие отверстия подбирается таким образом, чтобы иметь в них турбулентное течение, обеспечивающее высокий уровень теплообмена. Затем нагретый пар смешивается с высокотемпературной корневой утечкой, и смесь пониженной температуры поступает на охлаждение средней части ротора.

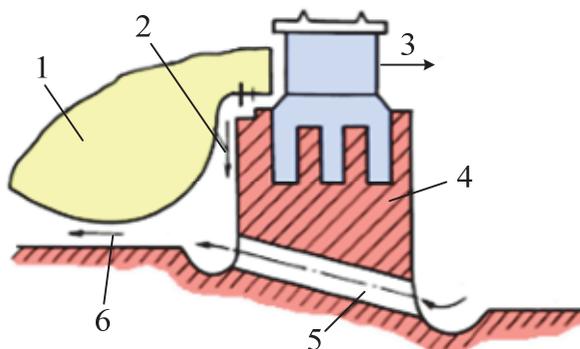


Рис. 20.47. Охлаждение диска и вала под ним «холодным» паром из камеры регулирующей ступени:

1 – сопловая коробка; 2 – высокотемпературная утечка; 3 – основной поток пара; 4 – диск регулирующей ступени; 5 – охлаждающие каналы; 6 – охлажденная смесь

Опыт использования системы охлаждения в России уже имеется. Совершенствование расчетных методик оценки температурных полей охлаждаемых элементов турбин и определение экономической выгоды от введения охлаждения позволят без больших затрат провести оптимизацию параметров этой системы и их конструктивные исполнения для турбин на повышенные параметры пара.

Использование любой системы охлаждения приводит либо к невыработке мощности в турбине высокопотенциальным отбираемым паром (при принудительном охлаждении), либо к дополнительным потерям в проточной части вследствие затрат мощности. Поэтому система охлаждения должна быть выполнена так, чтобы выигрыш от повышения параметров пара при ее использовании превышал необходимые затраты. По многим причинам натурные исследования теплообмена на натуральных турбинах затруднительны и чрезвычайно дорогостоящи. Поэтому необходимы создание экспериментальных стендов, моделирующих процессы теплообмена и газодинамическую картину течения различных потоков

пара в турбинной ступени, разработка уточненных методов расчета потерь в проточной части охлаждаемых ступеней с оценкой экономического эффекта для всей турбоустановки.

Можно с уверенностью прогнозировать, что подобно тому, как охлаждение лопаток газовых турбин привело к революции в газотурбостроении и создало предпосылки к появлению высокоэкономичных утилизационных ПТУ, разработка охлаждения паровых турбин приведет к аналогичной революции. Это тем более целесообразно, что в наших научных организациях накоплен огромный задел в области теплообмена.

Повышение экономичности современных паротурбинных энергоблоков обеспечивается также повышением внутреннего относительного КПД проточной части турбины.

Близкие по уровню значения КПД с учётом различия в конечном давлении (вакууме в конденсаторе) достигаются на турбинах с существенно различающимся уровнем параметров пара. Это свидетельствует о том, что, по крайней мере, для некоторых типов турбин существуют ещё значительные резервы повышения экономичности путем сокращения потерь в проточной части, использования более прогрессивных конструктивных решений. Более того, существует и резерв повышения экономичности турбин в целом до, по крайней мере, 50% и выше.

Представляют также интерес официальные китайские данные по гарантийным удельным расходам тепла (и, следовательно, КПД) турбин для энергоблоков СКД, изготавливаемых китайскими предприятиями по зарубежным лицензиям. Эти данные сведены в нижеследующую табл. 20.16.

Таблица 20.16

Удельные расходы тепла для турбин энергоблоков СКД, изготавливаемых китайскими предприятиями по лицензиям зарубежных фирм

ТЭС	Блоки СКД	Параметры пара: МПа, °С/°С	Изготовитель турбины (лицензия)	Гарантийный удельный расход тепла кДж/(кВт·ч) (КПД, %)
Waigaoquiao II	2×900	25; 538/538	Alstom	7602 (47,35)
Qinbei и др.	600	25; 600/600	Нет сведений	< 7424 (>48,49)
Taizhou	2×1000	25; 600/600	Harbine Turbine Works (Toshiba)	7366 (48,87)
Zouxian	2×1000	25; 600/600	Dongfang Turbine Works (Hitachi)	7354 (48,96)
Waigaoquiao III	2×1000	25; 600/600	Shanghai Turbine Works (Siemens)	< 7320 (> 49,18)
Yuhuan	4×1000	26,2; 600/600	Shanghai Turbine Works (Siemens)	7316 (49,21)

Наряду с данными о КПД турбины в целом, представляют интерес также достигнутые значения внутреннего относительного КПД отдельных цилиндров (отсеков) турбин. Так, для турбины Siemens энергоблока СКД Voxberg Q приёмочные испытания дали значения внутреннего относительного КПД цилиндров ВД и СД равные, соответственно, 94,2% и 96,1%. Эти цифры, хотя и являются рекордными, могут рассматриваться как достаточно характерные для современного этапа развития турбостроения. При этом следует отметить, что значения внутреннего относительного КПД отсека турбины в достаточно малой степени зависят от параметров пара – скорее от его объёмного расхода. Это даёт возможность рассматривать в одном ряду данные, полученные на турбинах с различными параметрами пара. Так, например, при модернизации фирмой Alstom ЦВСД турбины GE на американской ТЭС J.K.Spruce последующие приёмочные испытания дали следующие значения внутреннего относительного КПД: для части ВД – 93% и для части СД – 95,7%, тогда как для лучших паровых турбин производства 1980-х гг. эти величины находятся на уровне 90% и 93%, соответственно. Другой пример – при реконструкции фирмой Siemens турбины немецкой ТЭС Mehrum мощностью 750 МВт полученные значения внутреннего относительного КПД для частей ВД и НД составили 93,6% и 89,9% по сравнению с изначальными цифрами для этой турбины, равными 85,5% и 87,2%.

На рисунке 20.48 показан концептуальный проект паросиловой установки с однократным перегревом пара производства компании Toshiba для блока электрической мощностью 840 МВт с параметрами – 30 МПа, 700 °С для основного потока пара, и 6 МПа, 730 °С для перегрева пара.

ПТУ состоит из однопоточного ЦВД, двухпоточного ЦСД и двухпоточного ЦНД. Длина лопатки последней ступени составляет 48 дюймов (1219 мм). Для ЦВД и ЦСД, сплавы на основе никеля являются наиболее предпочтительными, так как здесь происходит контакт с паром высокой температуры. Из таких сплавов изготавливаются внутренний корпус, ротор ЦВД, сопловая коробка, диски и рабочие лопатки. Другие части изготовлены из обычной ферритовой стали. Ротор ПТУ выполняется сварным из разнородных сплавов на основе никеля и ферритовой стали (TOS1X-II). Это позволяет минимизировать использование более дорогих сплавов на основе никеля. Обычные стали могут быть использованы для наружных поверхностей корпуса, поскольку в конструкции предусмотрена система охлаждения корпуса турбины. Материалы для цилиндра низкого давления аналогичны тем, что используются в 600°С блоках ССКП.

Концепция ПТУ для блока 1000 МВт представлена на рис. 20.49. Турбина состоит из пяти цилиндров: двух цилиндров высокого давления (ЦВД-1,2), цилиндра среднего давления (ЦСД) и двух цилиндров низкого давления (ЦНД). Технология изготовления конструктивных элементов и применяемые материалы аналогичны ранее описанному проекту блока на 840 МВт.

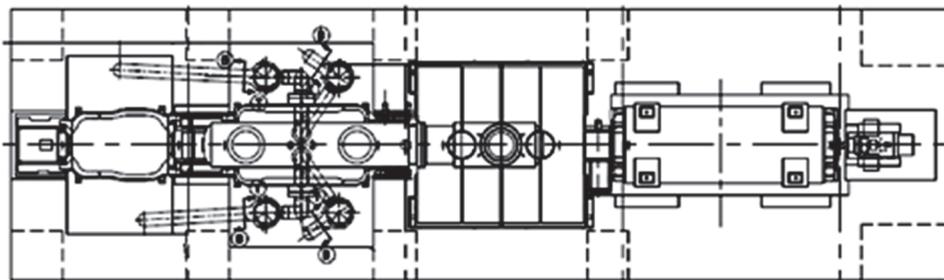
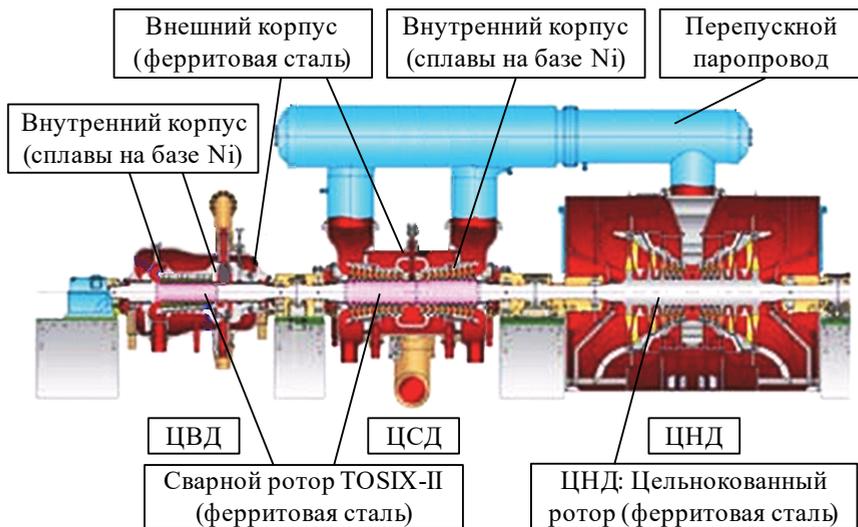


Рис. 20.48. Концепция конструкции ПТУ на УСКИП параметры (840 МВт, 30 МПа, 700/730 °С)

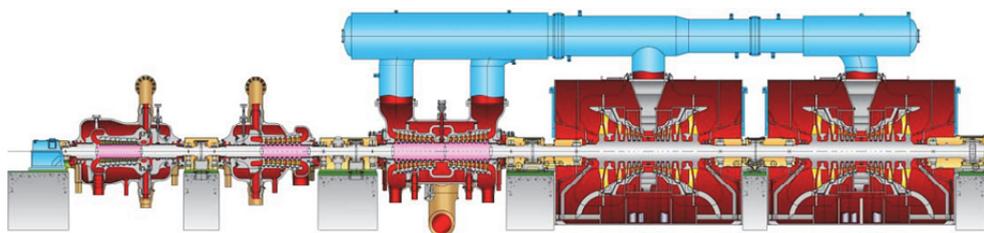


Рис. 20.49. Концепция конструкции ПТУ на УСКИП параметры (1000 МВт, 30 МПа, 700/730 °С)

В рамках реализации проекта «Создание угольного блока мощностью 600–800 МВт на суперкритические параметры пара» разработанного ОАО «ВТИ» предложено использование паровой турбины типа К-660-28, продольный разрез которого представлен на рис. 20.50. Турбина спроектирована на параметры 28 МПа, 600°С и состоит из одного ЦВД, одного ЦСД и двух двухпоточных ЦНД. В схеме применяется 1 промперегрев.

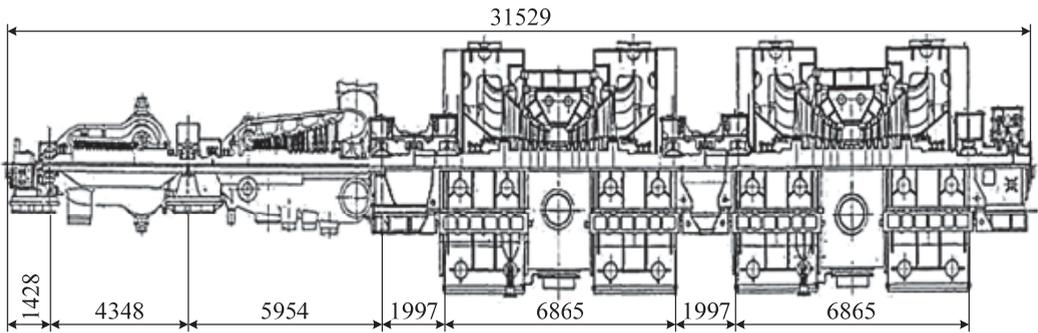
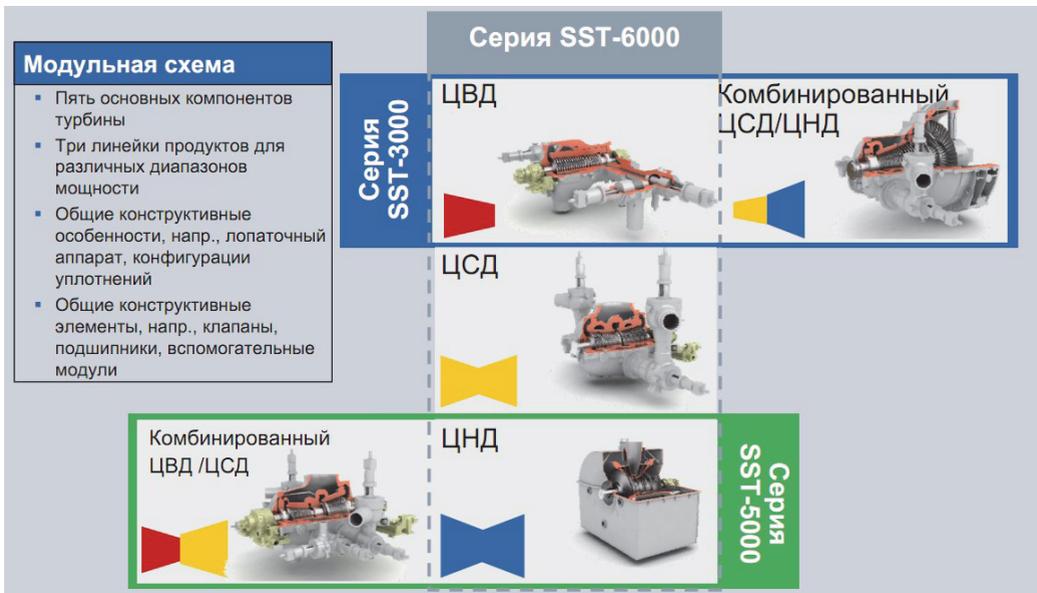


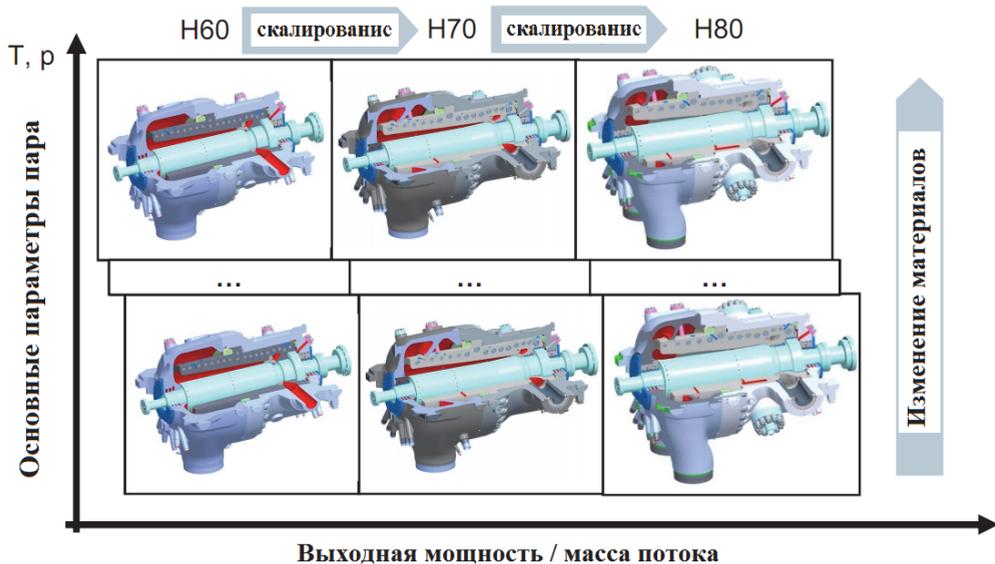
Рис. 20.50. Продольный разрез турбины типа К-660-28 с двумя ЦНД на суперсверхкритические параметры пара

Компания Сименс при разработке своих турбин для ССКП (табл. 20.17) и УСКП блоков использует технологию скалирования стандартных типов оборудования по модульной схеме (рис. 20.51 а). Принцип данного мероприятия (рис. 20.51 б) сводится к тому, что в хорошо зарекомендованной конструкции ПТУ и отдельных ее элементах, цилиндры масштабируются под требуемые параметры, при этом меняются параметры пара (давление, температура), а также изменяются конструктивные материалы.



а)

Рис. 20.51. Модульная схема стандартных типов элементов ПТУ и технология скалирования ЦВД для энергоблоков 750 – 1200 МВт, серий SST-5000 SST-6000, Сименс: а – модульная схема стандартных типов элементов; б – технология скалирования ЦВД



б)

Окончание рис. 20.51

При этом по самой конструкции предлагается использовать достаточно много мероприятий, представленных на рис. 20.52.

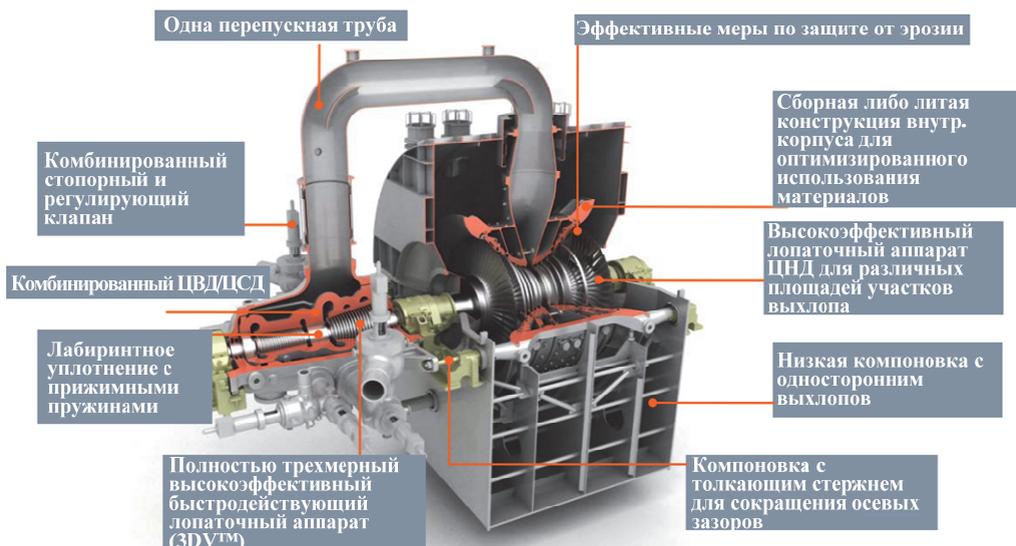


Рис. 20.52. Состав основных мероприятий по совершенствованию ПТУ

Референция использования ПТУ фирмы Сименс на ССКП параметры

ТЭС	Страна	Число блоков/эл. мощность	Основные параметры	Температура промперегрева	Год ввод в эксплуатацию
Isogo	Япония	1×600 МВт	251 бар 600°С	610°С	2001
Yuhuan	Китай	4×1000 МВт	262 бар 600°С	600°С	2007
Wai Gao Qiao 3	Китай	2×1000 МВт	270 бар 600°С	600°С	2008
Westfalen	Германия	2×800 МВт	275 бар 600°С	610°С	2011
Eemshafen	Нидерланды	2×800 МВт	275 бар 600°С	610°С	2012
Luenen	Германия	1×800 МВт	273 бар 600°С	610°С	2013

Анализ технических решений применительно к паротурбинным установкам на повышенные параметры пара показывает, что в настоящее время хорошо освоены параметры пара 25–28 МПа и температура до 600–610°С. Разработанные технологии для этих турбоустановок могут быть в большей части использованы и для сверхкритических блоков, однако придется переходить на новые стали и сплавы, прежде всего на базе никеля. Потребуется увеличение габаритных размеров и совершенствование отдельных цилиндров и их числа.

20.3. Перспективные экологически безопасные технологии производства энергии

20.3.1. Актуальность вопроса улавливания диоксида углерода

Более века назад Аррениус выдвинул идею о том, что рост концентрации углекислого газа в атмосфере способен повысить её непрозрачность для инфракрасного излучения и может стать причиной увеличения средней температуры поверхности Земли. С тех пор численность населения Земли возросла в 4 раза, а потребление первичных энергетических ресурсов – в 16 раз. Непрерывное увеличение энергопотребления, вызванное ростом населения и процессом индустриализации, сопровождается рядом негативных экологических последствий, среди которых стоит выделить глобальное потепление. Многочисленные наблюдения и исследования, анализ взаимосвязей между сжиганием органического топлива, изменением климата и воздействием на окружающую среду подтверждают теорию о влиянии парниковых газов на климат.

Несмотря на то, что факт наличия аномального повышения средней температуры климатической системы Земли, наблюдаемого последний век, является общепринятым, вопрос о величине и значимости антропогенного вклада в данный процесс на протяжении десятилетий являлся предметом дискуссий и споров. Проблема заключалась в сложности совокупного учёта большого числа взаимосвязанных процессов, протекающих на Земле и за её пределами. В частности, к возможным причинам климатических изменений на планете можно отнести изменения размеров, рельефа и взаимного расположения материков и океанов, количества тепла, имеющегося в глубинах океана, тектонических процессов, химического состава атмосферы, параметров орбиты и оси Земли, величины солнечной активности.

Долгое время сторонники естественных причин глобального потепления выделяли именно изменение солнечной активности в качестве определяющего фактора, а сторонники антропогенного влияния – возрастающие с каждым годом выбросы парниковых газов вследствие интенсивного развития производственной деятельности человека. В доказательство своих гипотез учёные измеряют и рассчитывают такие величины, как средняя температура климатической системы, концентрация углекислого газа в атмосфере, а также уровень солнечной активности.

В частности, начиная с середины прошлого века в обсерватории Мауна-Лоа (Гавайи) проводятся непрерывные измерения концентрации CO_2 в атмосфере. Важно отметить, что результаты многолетних наблюдений, представляемые в виде графика Килинга, свидетельствуют о непрерывном росте среднегодовой концентрации углекислого газа в период с 1958 по 2018 гг.: с 318 до 406 ppm. Другими словами, за последние 60 лет концентрация CO_2 увеличилась примерно на 30%. Сегодня столь стремительный рост принято считать аномальным, а в качестве наиболее вероятной выделять антропогенный фактор.

В свою очередь, непрерывные измерения величины солнечного излучения, проводимые на протяжении последних 30 лет, позволили выявить её периодичность в рамках 11-летнего солнечного цикла («цикла Швабе»). Наглядное сравнение трёх графических зависимостей, построенных во временном диапазоне с 1980 по 2010 гг. и приведенных на рис. 20.53, показывает, что средняя за цикл величина солнечной активности практически не меняется, а средняя температура климатической системы Земли и концентрация CO_2 в атмосфере возрастают. Это и ряд других научных доказательств позволили убедить большую часть международных объединений и организаций в значимости антропогенного вклада в протекающие глобальные климатические процессы.

Обеспокоенность мирового сообщества глобальными климатическими изменениями привела к созданию ряда международных договоров, обязывающих развитые страны и страны с переходной экономикой стабилизировать или сократить выбросы парниковых газов. В частности, в 1997 г. подписывается Киотский протокол, а в 2015 г. – Парижское соглашение. Однако для достижения желаемого эффекта снижения выбросов CO_2 в атмосферу необходимо принятие соглашений крупнейшими промышленными государствами.

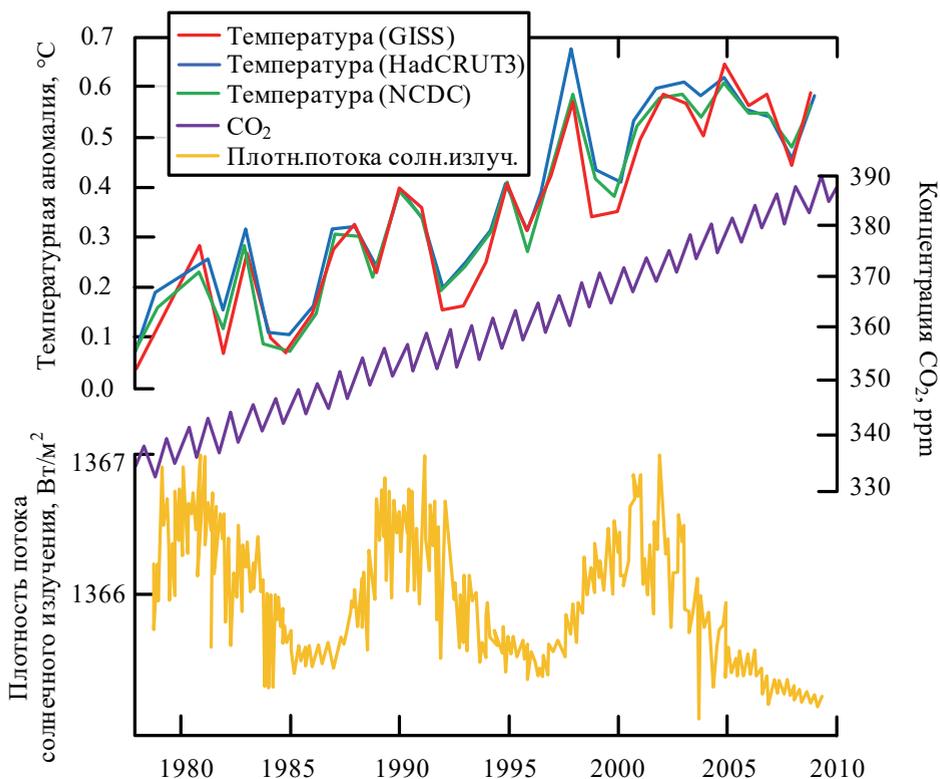


Рис. 20.53. Анализ влияния различных факторов на глобальное потепление

В четвёрку стран-лидеров по количеству ежегодных выбросов углекислого газа входят Китай, США, Индия и Россия (рис. 20.54). При сопоставимом уровне энергопотребления совокупный вклад стран Европейского союза менее значительный, чем у США (около 14%) за счёт интенсивного развития возобновляемых источников энергии.



Рис. 20.54. Распределение выбросов диоксида углерода по странам в 2010 г.

Несмотря на осознание важности снижения антропогенного вклада в климатические процессы широкой общественностью, далеко не все мощные индустриальные державы поддерживают условия последнего мирового соглашения по климату. В частности, в 2017 г. США вышли из Парижского соглашения. Россия, в свою очередь, приняла условия соглашений, но до сих пор их не ратифицировала. Повысить интерес к внедрению экологически безопасных технологий можно за счёт увеличения их конкурентоспособности.

Если сегодня «зелёные» технологии не получают должного развития, замедлить рост выбросов CO₂ при условии сохранения существующих темпов экономического роста будет практически невозможно. Прогнозы учёных-климатологов в этом случае неутешительны. Даже при сохранении существующего темпа роста на уровне 2,2 ppm/год концентрация CO₂ к 2060 г. составит 500 ppm. Климатические модели и палеоклиматические данные говорят о том, что достижение значения 550 ppm будет сопровождаться серьёзными необратимыми последствиями для всей планеты. Таяние ледников и повышение уровня Мирового океана, изменения в количестве и распределении атмосферных осадков, сопровождающиеся наводнениями, засухами, ураганами и другими природными катаклизмами – лишь немногие из последствий, с которыми уже сталкивается человечество.

Приближенный прогноз изменения концентрации CO₂ в ближайшие десятилетия можно составить, проанализировав динамику указанного показателя в прошлом для регионов с наибольшими выбросами и определив наиболее значимые по уровню воздействия факторы. Начиная с 1970 г., в США, России, странах Европейского союза выбросы CO₂ оставались примерно на одном уровне (рис. 20.55). В свою очередь, в Китае и Индии данный показатель увеличился в разы, причём особенно сильный прирост наблюдается в начале XXI-го века в связи с высокими темпами индустриализации.

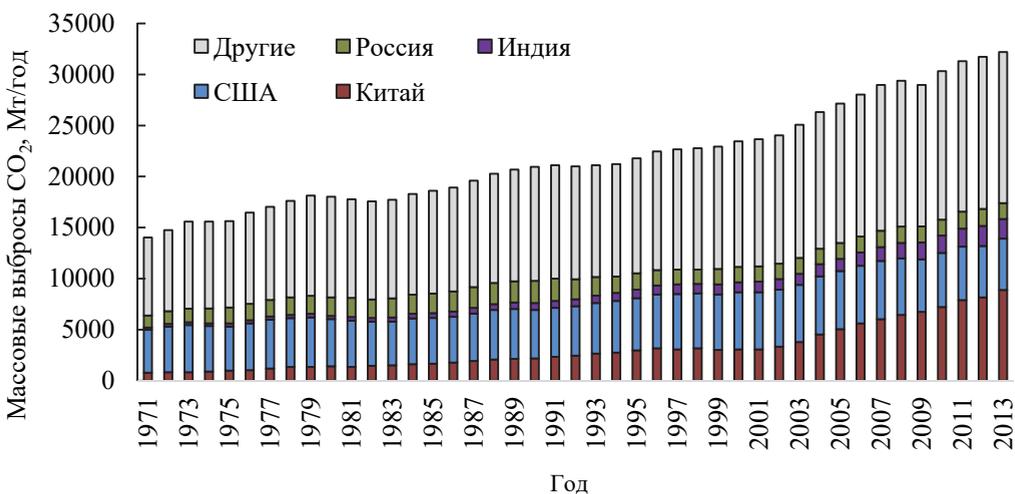


Рис. 20.55. Динамика выбросов диоксида углерода по странам

При столь стремительном росте выбросов CO_2 снижение или, по крайней мере, сохранение его концентрации в атмосфере на определённом уровне потребует значительного времени и инвестиций в модернизацию и обновление промышленного сектора. Сценарии стабилизации концентрации углекислого газа, представленные на рис. 20.56, говорят о трудности достижения показателя 450 ppm в рассматриваемых временных рамках, поскольку тенденция роста концентрации CO_2 в атмосфере на сегодняшний день сохраняется. Сценарий 550 ppm предполагает, что, начиная с 2030 г. суммарные антропогенные выбросы углекислого газа будут интенсивно сокращаться. Однако сохранение экономического роста в данном случае невозможно без развития экологически чистых и рентабельных технологий.

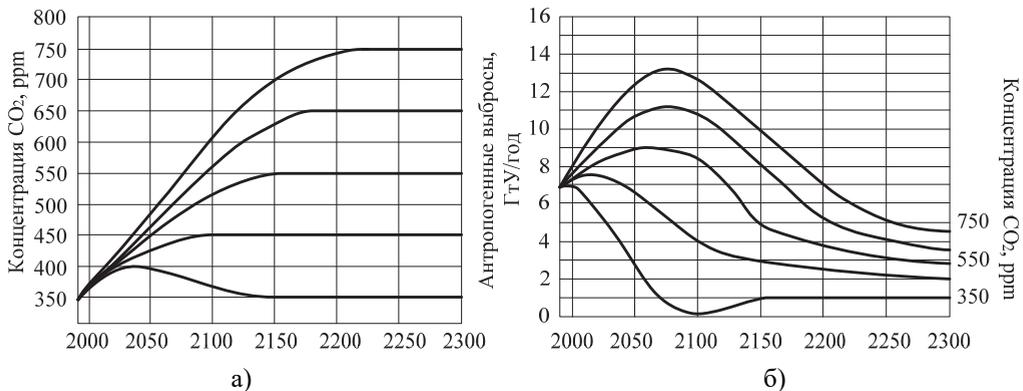


Рис. 20.56. Сценарии стабилизации концентрации CO_2 на уровнях 350–750 ppm:
 а – изменение концентрации CO_2 в атмосфере;
 б – изменение суммарных антропогенных выбросов CO_2 в атмосферу

Для эффективной борьбы с выбросами необходимо определить их основные источники. Около 75% образующихся выбросов антропогенного CO_2 являются результатом добычи и сжигания нефти, природного газа и угля, при этом примерно 25% мировых выбросов приходится на электростанции. В США вклад энергетического сектора в общей структуре антропогенных выбросов CO_2 составляет 35%, в Китае – 6%, в Европе – 31%, в России – 33%.

Причина столь ошутимого вклада энергетики в общей структуре выбросов CO_2 заключается в широком распространении генерирующих объектов, работающих по традиционным циклам Ренкина и Брайтона-Ренкина, подвод теплоты в которых осуществляется за счёт протекания реакции горения углеводородных топлив в воздухе. Для выбора рационального способа сокращения выбросов углекислого газа в атмосферу объектами генерации необходимо разработать новые подходы к сокращению выбросов диоксида углерода.

Подходы к сокращению выбросов диоксида углерода в атмосферу генерирующими объектами. Именно проблемы обеспечения энергетической и экологической безопасности инициировали активное внедрение технологий генерации на основе возобновляемых источников энергии (ВИЭ), глобальной энергетиче-

ской сети, концепций водородной энергетики и ряда других. При этом стоит отметить, что несмотря на большие усилия, направленные на развитие нетрадиционных технологий производства электрической энергии, в том числе на основе ВИЭ, основу мировой электроэнергетической отрасли до сих пор составляют энергоустановки, использующие ископаемое топливо, и их количество продолжает неуклонно расти. Причины – сложность регулирования нагрузки и дороговизна аккумулирования электроэнергии.

В этой связи основной акцент необходимо делать на снижение количества образующихся вредных веществ на тепловых электрических станциях. Причём, если вопрос сокращения токсичных выбросов (оксидов азота, серы, золы и др.) изучен довольно подробно, и соответствующие технологии успешно функционируют на существующих объектах генерации, то проблема поиска пути сокращения количества выбрасываемых в атмосферу парниковых газов крайне актуальна. Указанная цель может быть достигнута двумя способами.

Первый подход заключается в повышении КПД существующих энергоблоков на органическом топливе с целью уменьшения удельных выбросов на кВт произведённой энергии. Развитие технологий когенерации и тригенерации, создание парогазовых циклов и паротурбинных установок на сверхкритические параметры, интеграция кислородно-топливных камер сгорания на паротурбинных энергоблоках – перспективные технические решения, позволяющие достигнуть высоких удельных показателей энергоэффективности. Однако несмотря на то, что данный подход способен замедлить рост концентрации углекислого газа в атмосфере, стабилизировать её не получится, поскольку продукты сгорания, состоящие преимущественно из парниковых газов, всё равно будут удаляться в атмосферу.

Существенно снизить выбросы CO_2 в традиционных циклах на органическом топливе возможно за счёт применения технологии секвестирования. Она включает в себя последовательное улавливание диоксида углерода, сжатие его до сверхкритического состояния, транспортировку по трубопроводу до места хранения и введение в резервуары, располагающиеся глубоко в недрах земных.

Среди геологических формаций для хранения CO_2 чаще всего применяются резервуары нефти и газа, глубоко залегающие соленосные формации и не имеющие промышленного значения угольные пласты (рис. 20.57). Хранение CO_2 обычно осуществляется на глубинах более 800 м, где под воздействием температуры и давления окружающей среды углекислый газ приобретает жидкую фазу.

О значительной вместимости мест для захоронения CO_2 на планете говорят данные, приведенные в табл. 20.18. При условии улавливания 100% выбросов CO_2 , генерируемого электростанциями, ёмкости пластов нефтяных и газовых месторождений хватит на срок примерно от 350 до 470 лет.

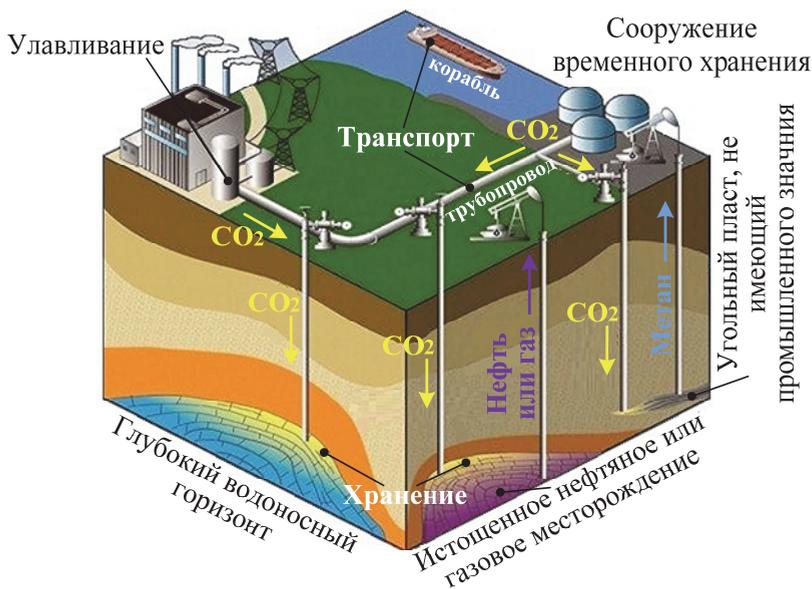


Рис. 20.57. Варианты геологического хранения углекислого газа

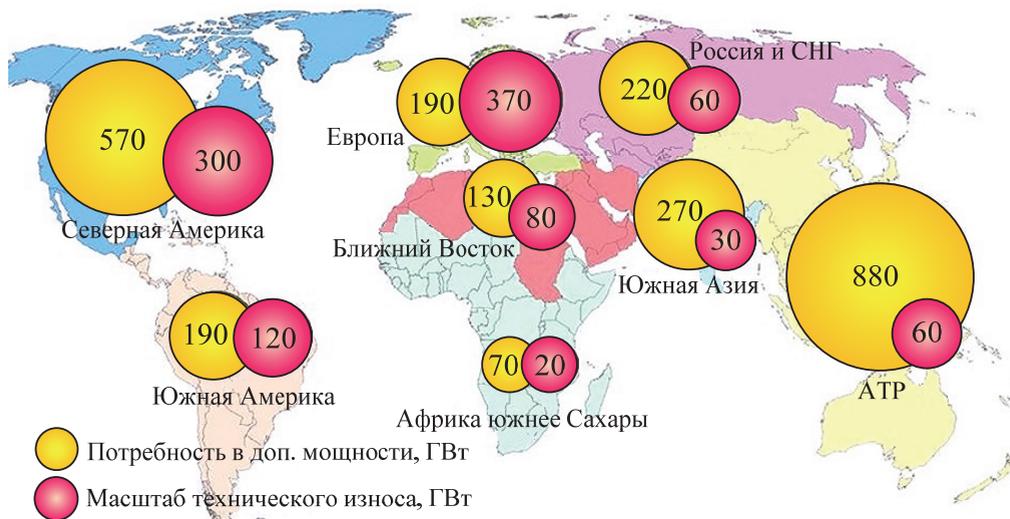
Таблица 20.18

Характеристики вариантов геологического хранения

Тип резервуара	Нижняя оценка ёмкости хранилища, Гт CO ₂	Верхняя оценка ёмкости хранилища, Гт CO ₂
Нефтяные и газовые месторождения	675	900
Угольные пласты, не имеющие промышленного значения	3–15	200
Глубоко залегающие соленосные формации	1000	не известно

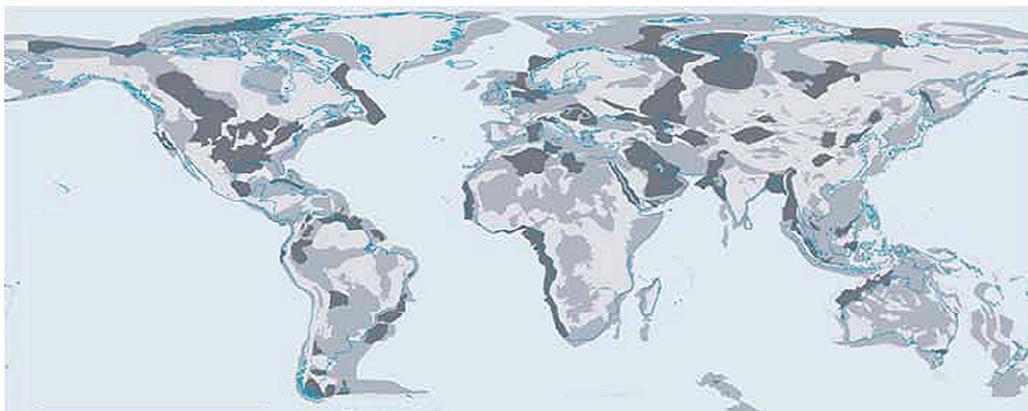
Прогнозы развития электроэнергетики свидетельствуют о том, что к 2030 г. ожидается удвоение производства электроэнергии во всем мире по сравнению с ситуацией на 2008 г. Кардинальное обновление мощностей требуется в Китае, США, странах Европы и России (рис. 20.58).

Сопоставительный анализ карт, приведенный на рис. 20.59, позволяет прийти к выводу, что большая часть перспективных районов для захоронения углекислого газа располагается в странах со значительной потребностью в новых генерирующих мощностях. В этой связи развитие технологий секвестрирования с целью снижения выбросов CO₂ при генерации электроэнергии на органическом топливе в ближайшие десятилетия весьма актуально.



К 2030 году ожидается удвоение производства электроэнергии. С учётом замещения и модернизации - колоссальный спрос на дополнительную мощность

Рис. 20.58. Прогноз потребности в дополнительных генерирующих мощностях по регионам мира на 2030 г.



- Очень перспективные седиментационные бассейны
- Перспективные седиментационные бассейны
- Неперспективные седиментационные бассейны, метаморфическая и магматическая порода

Рис. 20.59. Перспективные районы в седиментационных бассейнах, в которых могут быть найдены подходящие соленосные образования, нефтяные и газовые месторождения, угольные пласты

20.3.2. Технологии улавливания углекислого газа на ТЭС

В настоящее время существуют три основные технологии улавливания CO_2 , которые достигли уровня промышленной демонстрации (рис. 20.60).

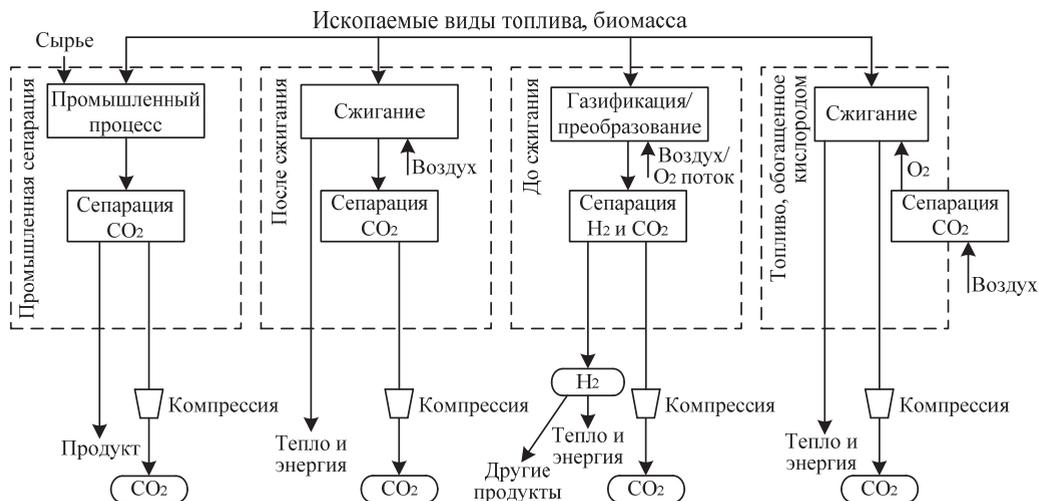


Рис. 20.60. Схематическое представление систем улавливания

Первая технология – улавливание CO_2 после сжигания, когда такой химический растворитель, как амин или аммиак, используется для удаления CO_2 из дымовых газов.

Вторая технология – улавливание перед сжиганием, когда твёрдое топливо подвергается процессу газификации с целью получения синтетического газообразного топлива, состоящего главным образом из оксида углерода (CO) и водорода (H_2). Водяной пар используется для преобразования CO в CO_2 , после чего CO_2 удаляется за счёт применения сорбента.

Третья технология – технология кислородного сжигания топлива, когда чистый кислород применяется в качестве окислителя, в результате чего в процесс сжигания образуется обогащённая диоксидом углерода газовая смесь, готовая для секвестрации после удаления из неё водяных паров посредством конденсации.

Улавливание диоксида углерода после сжигания. Реализация технологии секвестрирования CO_2 после сжигания аналогична подходу к снижению выбросов твёрдых частиц, оксидов серы и азота (SO_x и NO_x). Метод предполагает установку системы улавливания CO_2 из дымовых газов (рис. 20.61), что привлекательно при модернизации существующих энергоблоков или строительстве новых энергоустановок, функционирующих по уже отработанным технологиям. Удаление CO_2 из дымовых газов происходит с помощью специальных мембран или методом химической абсорбции с использованием жидких растворителей, таких как моноэтанолламин, аммиак.

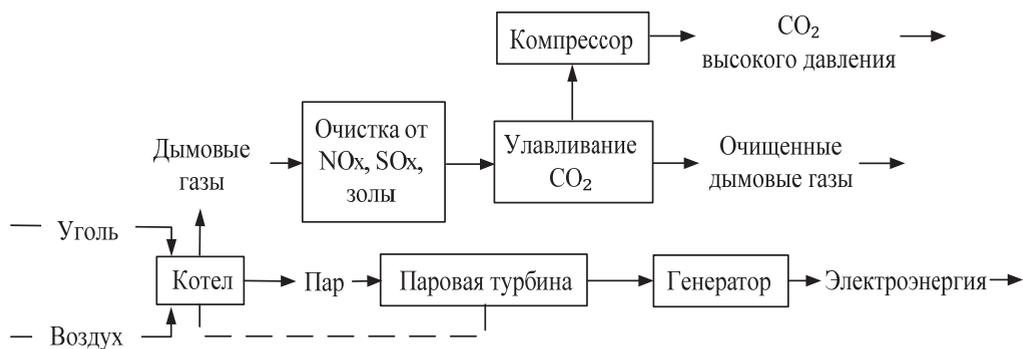


Рис. 20.61. Схема улавливания диоксида углерода из дымовых газов

Типовой процесс химического поглощения с применением различных растворителей показан на рис. 20.62.

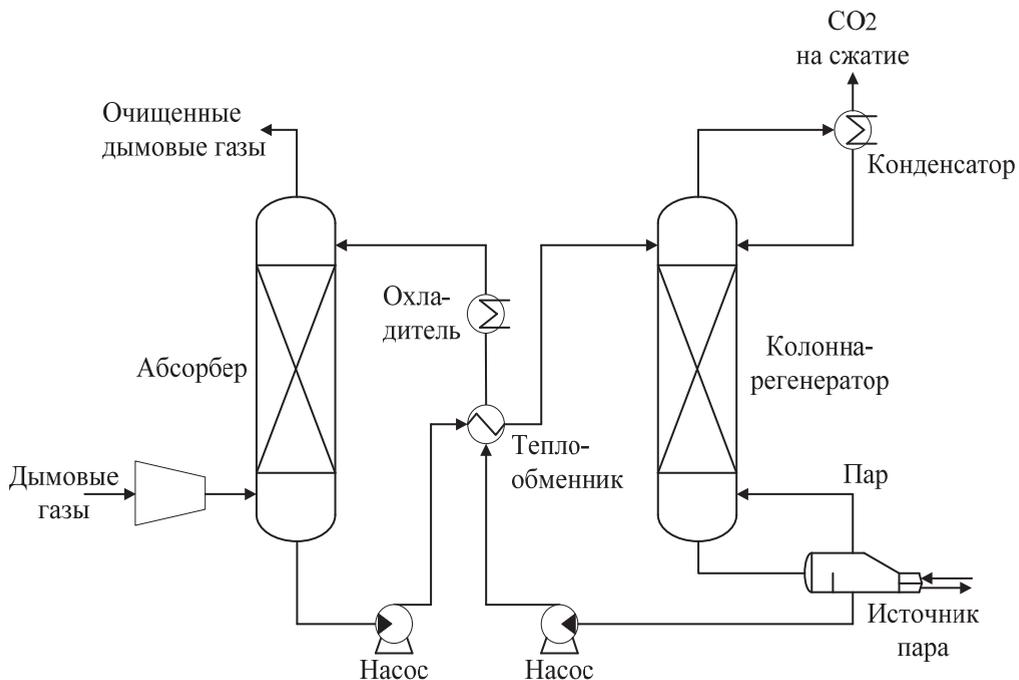


Рис. 20.62. Схема улавливания диоксида углерода методом химической абсорбции

Продукты сгорания поступают в нижнюю часть абсорбера и поднимаются вверх, в то время как растворитель подаётся на встречу газовому потоку. В результате взаимодействия растворителя и дымовых газов часть CO_2 поглощается раствором амина. Затем раствор с поглощённым CO_2 , который обычно называют обогащённым, подаётся с помощью насоса в верхнюю часть второй колонны-регенератора. Во второй колонне обогащённый диоксидом углерода раствор абсорбента стекает вниз, обогреваясь при этом встречным потоком пара. В результате нагрева происходит разрушение химических связей между CO_2 и растворителем, и высвободившийся CO_2 поднимается вверх колонны с восходящим паровым потоком, откуда направляется в конденсатор, где пары воды конденсируются и возвращаются обратно в колонну. Полученный после конденсации CO_2 высокой чистоты (порядка 99%) сжимается для транспортировки к месту хранения. Собирающийся в нижней части регенерационной колонны абсорбент, очищенный от CO_2 , насосом подаётся в верхнюю часть абсорбера. Перед подачей в абсорбер регенерированный абсорбент проходит через теплообменник, отдавая часть тепловой энергии обогащённому диоксидом углерода абсорбенту, обеспечивая тем самым возврат теплоты и снижение расхода пара, необходимого для процесса регенерации.

Для обеспечения достаточной площади контактной поверхности в абсорбере и регенераторе применяется специальная насыпка. Одним из важных показателей процесса является степень улавливания CO_2 , представляющая собой отношение расхода CO_2 за компрессором к его количеству в дымовых газах, что отражает способность системы улавливания поглощать CO_2 из дымового газа. В большинстве конструкций это значение составляет не более 90%.

Химические растворители уже широко применяются в переработке природного газа, на нефтехимических заводах для улавливания CO_2 . Поскольку для сжигания используется воздух, основная часть (70%) дымовых газов состоит из N_2 со сравнительно малым (<15%) содержанием CO_2 , поэтому для процессов улавливания требуется крупногабаритное оборудование. Ещё одна проблема связана с большим потреблением энергии, необходимой для регенерации растворителя или охлаждения дымовых газов при охлаждении аммиака. Более того, необходимо выполнение жёстких требований по соблюдению концентраций SO_x , NO_x , и летучей золы для того, чтобы уменьшить использование аминов.

На рисунке 20.63 представлена схема улавливания CO_2 из дымовых газов с использованием мембранного разделения. Как правило, перед входом в модуль мембраны используется мокрый скруббер для охлаждения дымовых газов до рабочей температуры мембран. Внутри модуля мембраны часть CO_2 проникает через мембрану. Непрошедшая через мембрану часть дымового газа называется ретентатным газом (концентратом). Парциальное давление CO_2 очень мало, поэтому для повышения давления фильтрата (CO_2) необходимо применение компрессора и вакуумного насоса.

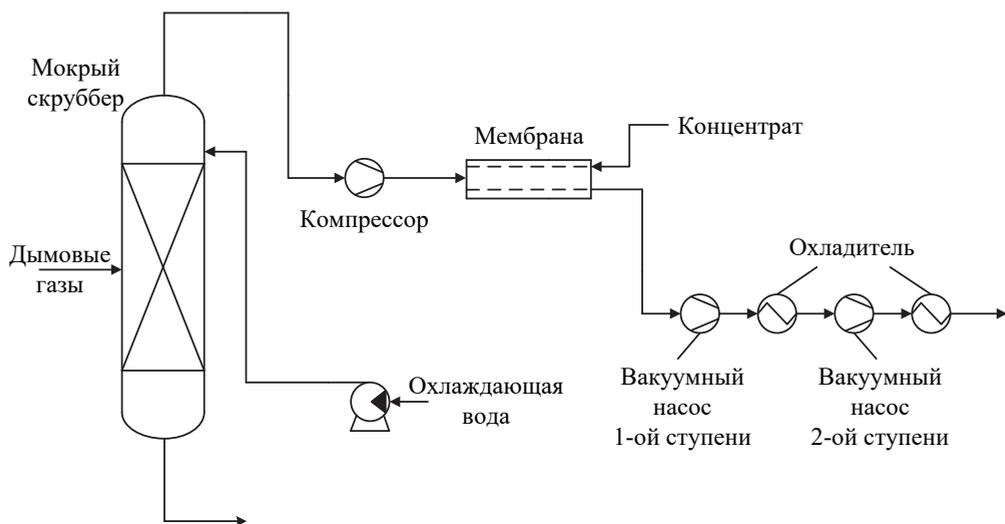


Рис. 20.63. Схема улавливания CO₂ из дымовых газов с использованием мембранного разделения

Для оценки эффективности процесса разделения, подобно степени улавливания CO₂ в процессе химического поглощения, используется показатель степени разделения, представляющий собой долю CO₂, отделённого от дымового газа. В сравнении с процессом химической абсорбции, процесс мембранного разделения проще, поскольку содержит меньше компонентов. Основное потребление энергии приходится на компрессор и вакуумный насос.

При определённых условиях экономически целесообразно улавливание CO₂ после сжигания топлива из дымовых газов. Основным барьером в указанном случае является относительно низкая концентрация улавливаемого вещества.

При производстве удобрений и водорода нашла применение другая технология – технология захвата CO₂ до сжигания. Несмотря на сложность и дороговизну первоначального этапа улавливания до сжигания, процесс сепарации упрощается благодаря более существенным концентрациям углекислого газа в газовом потоке и более высокому давлению. Основной проблемой при сжигании топлива в кислороде является необходимость обеспечения большой степени чистоты окислителя и связанные с этим затраты энергии. Достоинство данного метода заключается в достижении высокой концентрации CO₂ в дымовых газах и, как следствие, в его эффективной сепарации. Далее рассмотрим подробнее особенности технологии улавливания углекислого газа до сжигания.

Улавливание диоксида углерода до сжигания. Одним из перспективных способов сокращения выбросов CO₂ является его удаление из состава топлива (угля, нефти или природного газа) до сжигания, в результате которого в качестве конечного топлива выступает водород. Основными коммерческими технологиями производства водорода из метана в настоящее время являются паровая конверсия (риформинг) метана, автотермический риформинг метана (кислородная или воздуш-

ная конверсия), крекинг метана, частичное (парциальное) окисление метана и комбинации вышеперечисленных процессов.

Конверсией газов называется их переработка с целью изменения состава исходной газовой смеси. Чаще всего конвертируют газообразные углеводороды (метан и его гомологи) и окись углерода для получения водорода или его смеси с окисью углерода. Такие смеси используются для синтеза органических продуктов, а также в качестве газов-восстановителей в металлургии или подвергаются дальнейшей переработке для получения H_2 . Конверсию проводят с применением в качестве окислителей различных реагентов (O_2 , H_2O , CO_2 и их смесей). Возможно также использование для этой цели оксидов металлов. Наиболее экономичным сырьём для конверсии является метан, содержащийся в природном газе.

В настоящее время в процессе паровой конверсии метана (ПКМ) получается большая часть производимого в промышленном масштабе H_2 . Полученный таким образом H_2 используется в основном как реагент для очистки нефти, как компонент азотных удобрений, а также для ракетной техники.

В то же время произведённый водород можно использовать как в качестве основного топлива на паротурбинной установке (рис. 20.64), так и дополнительного, которое сжигается с целью перегрева пара в специальных водородно-кислородных камерах сгорания (рис. 20.65).

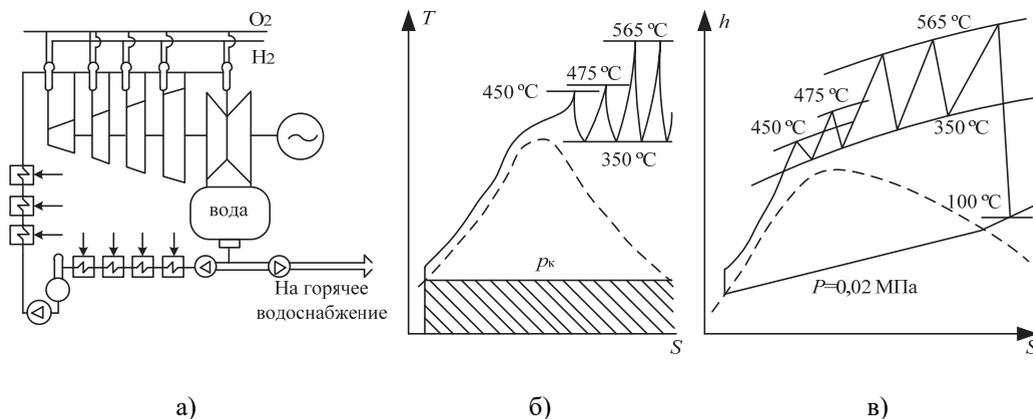


Рис. 20.64. Тепловая схема ПТУ на водородном топливе

и её термодинамический цикл: а – тепловая схема; б – термодинамический цикл в $T-S$ координатах; в – термодинамический цикл в $h-S$ координатах

Водородно-кислородная камера сгорания состоит из трёх узлов: смесительной головки, в центре которой помещено запальное устройство; камеры сгорания, состоящей из корпуса и помещённой в него пламенной трубы; узла впрыска балластной воды; камер испарения и смешения. Газообразный H_2 поступает в камеру подачи водорода и из неё – к множеству цилиндрических отверстий в огневой стенке смесительной головки, из которых направляется в зону горения внутри

пламенной трубы камеры сгорания (КС). В эту же зону из камеры подачи кислорода поступает O_2 . В результате горения при стехиометрическом соотношении H_2 и O_2 образуется теплоноситель при высоком давлении и температуре свыше $3000^\circ C$. Этот теплоноситель, состоящий из паров воды, локализуется внутри пламенной трубы КС, выполненной из специальной бронзы с большой теплопроводностью. Изнутри и снаружи пламенная труба обтекается защитной плёнкой воды.

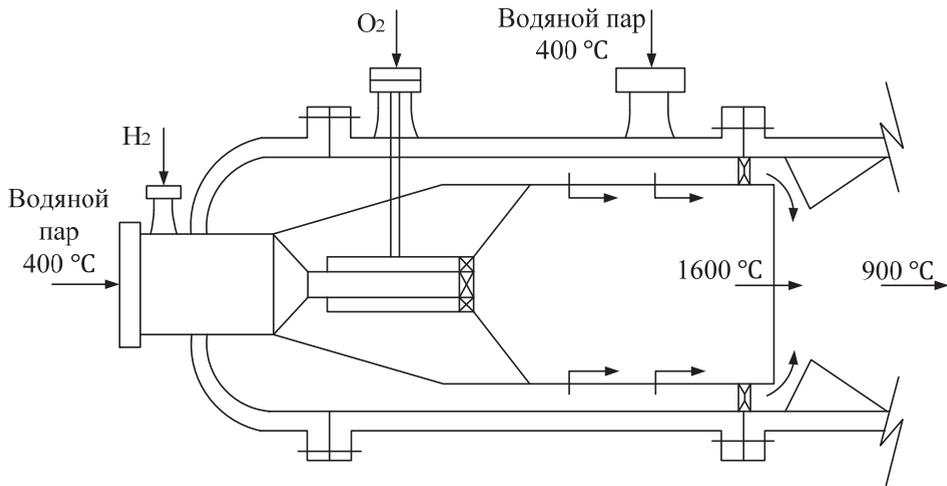


Рис. 20.65. Эскиз водородной камеры сгорания высокого давления

Образующийся пар не может быть использован из-за чрезмерно высокой температуры. Поэтому в него впрыскивают балластную воду. Её расход может быть более 65% расхода пара, причём $\frac{3}{4}$ этой воды вводят в начальное сечение камеры смешения. Вода смешивается с горячим паром, испаряется, и температура пара на выходе из камеры смешения снижается до необходимой.

Водородно-кислородные парогенераторы и КС выгодно отличаются от традиционных огневых парогенераторов и пароперегревателей тем, что в них может быть получен теплоноситель с существенно большей температурой, поскольку нагрев пара происходит посредством смешения, а также чрезвычайно компактными размерами, высоким КПД и отсутствием выбросов загрязняющих веществ.

Несмотря на описанные преимущества первых двух способов улавливания углекислого газа, они не получили широкого распространения на ТЭС из-за относительно низкой эффективности и значительной стоимости подобных технологий производства электроэнергии. Для повышения их инвестиционной привлекательности необходимо ликвидировать указанные недостатки.

Ещё одним перспективным подходом для улавливания CO_2 является использование в качестве топлива кислорода вместо воздуха, что позволяет исключить азот из потока газа-окислителя. В результате сжигания возможно получить газовую смесь, обогащённую CO_2 , пригодную для секвестрирования после конденсации водяных паров и удаления других примесей.

20.3.3. Энергетические комплексы с кислородным сжиганием топлива и углекислотной рабочей средой

Эффективным способом снижения выбросов диоксида углерода в атмосферу, подразумевающим сохранение темпов экономического роста, является создание замкнутых термодинамических циклов (ЗТЦ) с кислородным сжиганием топлива. Широкую известность получили следующие технологии производства электроэнергии: полузакрытый цикл с кислородным сжиганием топлива (SCOC-CC), циклы «МАТИАНТ» (MATIANT cycles), циклы Аллама (Allam cycles), «Грац» циклы (Graz cycles), «Водяные» циклы (CES cycles) и мембранные циклы (AZEP cycle, ZEITMOP).

Первые схемные модификации подобных энергетических комплексов появлялись ещё в конце прошлого века. Сегодня США, Япония и страны Европы активно развивают данное направление. За счёт выделения грантов, активного субсидирования «зелёных» технологий производства электроэнергии, создания законодательных баз, стимулирующих сокращение выбросов углекислого газа, проводятся научные исследования, строятся экспериментальные установки и создаются предпосылки для создания пилотных энергоблоков с «нулевыми» выбросами вредных веществ. Крупные энергетические корпорации объединяют усилия с целью создания демонстрационных установок, способных отпускать до 50 МВт электроэнергии в сеть.

Отличительной особенностью и вместе с тем основным преимуществом новых технологий производства электроэнергии по сравнению с традиционными является кислородное сжигание органического топлива, сопровождающееся образованием водяного пара и углекислого газа. Подобный химический состав продуктов сгорания позволяет отделить диоксид углерода от пара с минимальными затратами энергоресурсов путём конденсации последнего и подвергнуть дальнейшим процессам секвестирования. Более того, отсутствие в зоне горения остальных компонентов воздуха (в частности, N_2) обуславливает «нулевую» токсичность выбросов для атмосферы.

Концепция кислородно-топливных энергетических комплексов (КТЭК) приведена на рис. 20.66, а обобщённая принципиальная тепловая схема вместе с термодинамическим циклом, построенным в T - S -диаграмме – на рис. 20.67.

Атмосферный воздух поступает в воздухоразделительную установку для производства O_2 высокой чистоты. Вспомогательными продуктами ВРУ являются N_2 и теплота. Кислород направляется в КС замкнутого термодинамического цикла, где используется для окисления газообразного топлива. Продукты сгорания, состоящие преимущественно из CO_2 и H_2O , поступают в турбину, находящуюся на одном валу с электрогенератором, совершают полезную работу, после чего направляются в теплообменник, в качестве которого может выступать котёл-утилизатор или регенератор. Отдав значительное количество теплоты в ТО, рабочая среда поступает в охладитель-сепаратор, в котором осуществляется процесс разделения двух компонентов смеси – CO_2 и H_2O . Удаляемую из ОС воду после

её прохождения очистительного устройства можно полезно использовать. После ОС часть потока рабочей среды, состоящая преимущественно из CO_2 , удаляется из цикла для захоронения, а основная часть поступает на вход компрессора, повышающего давление рабочей среды перед поступлением в КС с целью ограничения максимальной температуры. Перед захоронением удаляемый поток CO_2 сжимается в многоступенчатом компрессоре с промежуточным охлаждением.

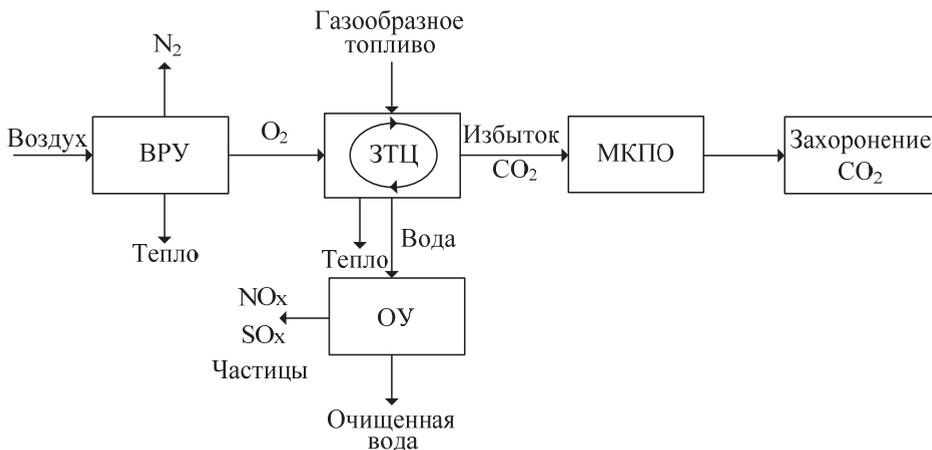


Рис. 20.66. Концепция КТЭК

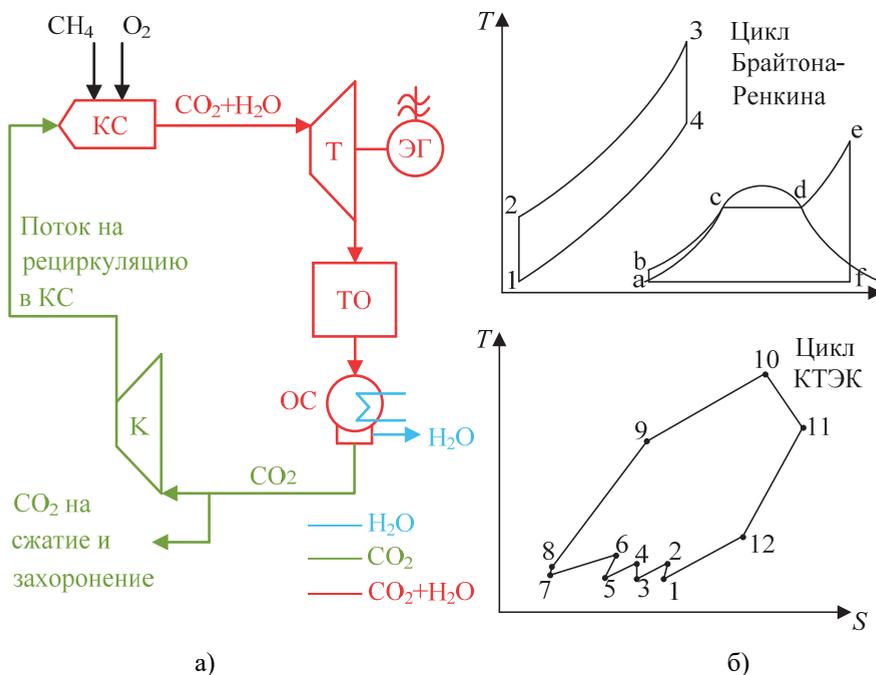


Рис. 20.67. Закрытые термодинамические циклы с кислородным сжиганием топлива: а – принципиальная тепловая схема замкнутого термодинамического цикла с кислородным сжиганием топлива; б – сравнение термодинамических циклов ПГУ и КТЭК в T - S -диаграмме

Сегодня известно более двадцати циклов с кислородным сжиганием топлива. Классифицировать их можно следующим способом. Полузакрытый цикл с кислородным сжиганием топлива, циклы «МАТИАНТ» и циклы Аллама используют рециркуляцию углекислого газа с целью ограничения температуры в камере сгорания. Диоксид углерода в данном случае является основным компонентом рабочей среды. В «Грац» циклах и «Водяных» циклах с целью ограничения температуры используется вода, являющаяся основным компонентом рабочей среды. Также разрабатываются мембранные циклы, у которых высокотемпературная мембрана для производства кислорода интегрирована в тепловую схему.

В дальнейшем ограничимся рассмотрением циклов с кислородным сжиганием топлива и рециркуляцией диоксида углерода. Преимущественное содержание диоксида углерода в составе рабочей среды, примерно одинаковый уровень мощностей установок и наличие однотипных элементов тепловых схем позволяет проводить объективное сравнение показателей тепловой экономичности и экологической безопасности.

20.3.4. Полузакрытый цикл с кислородным сжиганием топлива

Полузакрытый цикл с кислородным сжиганием топлива, предложенный впервые в 1992 г. учёными Болландом и Сетером, имеет простую конфигурацию и представляет собой по сути комбинированный цикл Брайтона-Ренкина с кислородным окислителем топлива и диоксидной рециркуляцией. Основным достоинством цикла с кислородным сжиганием топлива SCOC-CC среди замкнутых циклов с кислородным сжиганием топлива является простая схема (рис. 20.68).

В КС подаётся газообразное топливо и кислород высокой чистоты в стехиометрическом соотношении. Поскольку температура факела при горении подобной смеси может достигать 3500°C, в камеру сгорания подаётся также третий поток – смесь с большим содержанием CO₂, служащая для ограничения максимальной температуры. Образующийся поток газов, примерно на 80% состоящий из CO₂, при температуре 1300–1400°C направляются в газовую турбину (ГТ), приводящую во вращение электрогенератор (ЭГ). После расширения в ГТ рабочая среда поступает в котёл-утилизатор (КУ). За счёт утилизации теплоты продуктов сгорания на выходе ГТ в КУ генерируется перегретый пар, питающий паровую турбину (ПТ), также служащую для выработки электроэнергии. Дымовые газы на выходе из КУ направляются в конденсатор (К-р), в котором протекает процесс сепарации большей части воды за счёт её конденсации при давлении, близком к атмосферному. Затем часть потока углекислого газа выводится из цикла с целью последующего секвестирования. Остальной поток, состоящий преимущественно из диоксида углерода, подвергается рециркуляции, поступая на вход компрессора.

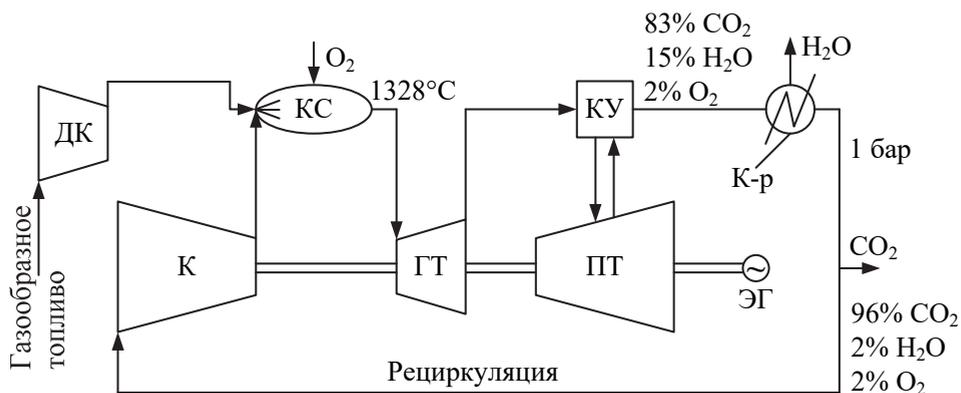


Рис. 20.68. Принципиальная тепловая схема полужакрытого цикла с кислородным сжиганием топлива

В отличие от открытых газотурбинных циклов, основным компонентом рабочей среды которых является азот, в полужакрытом цикле с кислородным сжиганием топлива доля углекислого газа в составе рабочего тела варьируется от 80 до 96%. Химический состав рабочей среды данного цикла зависит от многих факторов, включая вид применяемого топлива, чистоту окислителя, термодинамические параметры потока рециркуляции, величину избытка воздуха, необходимого для достижения полноты сгорания.

Поскольку цикл является полужакрытым, минимальное давление не обязательно должно равняться атмосферному. С одной стороны, увеличение минимального давления приводит к уменьшению габаритов турбомашин и КУ, с другой – к увеличению толщин стенок энергетического оборудования. Исследования влияния минимального давления на эффективность полужакрытого цикла с кислородным сжиганием топлива показали, что его увеличение с 1 до 10 бар приводит к изменению КПД на всего лишь на 0,5%. Однако важной проблемой при повышении давления является организация охлаждения лопаток ГТ. С одной стороны, увеличенное рабочее давление снижает объёмный расход, а следовательно, и площадь поверхности, которую необходимо охладить, с другой стороны, увеличиваются коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон охлаждаемых каналов, а следовательно, и суммарный тепловой поток через стенки лопатки. Это, в свою очередь, приводит к увеличению перепада температур по толщине лопатки, уменьшая допустимый рост температуры охладителя во внутренних охлаждающих каналах. В результате для снятия такого же теплового потока необходим больший расход хладагента. Перечисленные факторы подтверждают целесообразность сохранения давления на выхлопе газовой турбины цикла SCOC-CC на уровне атмосферного.

Наибольшее влияние на энергоэффективность цикла SCOC-CC оказывают начальные параметры рабочей среды на входе в газовую турбину. КПД нетто полужакрытого цикла с кислородным сжиганием топлива при температурах газов

на входе в ГТ, равных 1300–1400°C, степенях повышения давления 30–45 варьируется в диапазоне 45–48%.

Результаты сравнения эффективности полужакрытого цикла с кислородным сжиганием топлива и парогазового цикла, показали, что КПД ПГУ на 8% выше при начальных температурах рабочей среды 1418 и 1600°C в связи с отсутствием затрат энергии на производство кислорода. Однако подобное сравнение эффективности различных технологий производства электроэнергии следует проводить при условии равенства выбросов диоксида углерода в атмосферу. При учёте затрат на секвестирование картина меняется. Улавливание 89,9% диоксида углерода из дымовых газов ПГУ (что значительно меньше по сравнению с полужакрытым циклом, для которого улавливание достигает 99,5%) приводит к снижению эффективности ПГУ до уровня SCOC-CC, а при улавливании 92,8% – КПД нетто ПГУ снижается до 44%. В то же время стоит отметить, что существующие технологии не позволяют улавливать столь высокую долю диоксида углерода из дымовых газов ПГУ. Очевидно, что технология SCOC-CC обладает неоспоримым преимуществом по сравнению с парогазовым циклом при необходимости улавливания большей части производимого в результате горения топлива CO₂.

Уровень оптимальных начальных давлений для цикла SCOC-CC выше, чем для ПГУ. Оптимальные степени повышения давления для начальных температур рабочей среды 1400 и 1600°C примерно равны 60 и 90 бар соответственно, что значительно больше, чем для традиционных газотурбинных установок.

Следует учитывать, что изменение начальных параметров оказывает влияние не только на уровень среднеинтегральной температуры подвода теплоты в цикле, но и на потери с охлаждением турбины, а также её конструктивно-технологические характеристики.

20.3.5. Циклы «МАТИАНТ»

Впервые концепция цикла «МАТИАНТ» была представлена в 1997 г. двумя изобретателями Матье и Янговски. Отличительной чертой данной технологии являются расширение рабочей смеси с большим содержанием диоксида углерода в трёх турбинах: турбине высокого, среднего и низкого давлений (ТВД, ТСД, ТНД) (рис. 20.69, 20.70).

Углекислый газ сжимается в многоступенчатом компрессоре с промежуточным охлаждением до давления 300 бар и поступает на нагрев в регенератор (Р). Забрав часть теплоты газов на выходе ТНД, нагретый поток направляется в ТВД, где расширяется до давления 40 бар и снова возвращается в регенератор для повторного нагрева. На выходе из регенератора поток направляется в первую охлаждаемую камеру сгорания, где происходит повышение температуры до 1300°C за счёт протекания реакции горения подаваемого в камеру топлива в кислороде рабочей смеси. Затем горячие продукты сгорания расширяются в охлаждаемой ТСД, после чего направляются во вторую охлаждаемую КС, в которую

также подаётся топливо и кислород. На выходе из КС нагретая рабочая среда направляется в охлаждаемую ТНД, где расширяется примерно до атмосферного давления. Горячий поток диоксида углерода на выходе из ТНД служит горячей средой регенератора. На выходе из регенератора поток направляется в конденсатор, в котором помимо охлаждения рабочей среды за счёт передачи тепла в окружающую среду также происходит конденсация воды с последующей сепарацией.

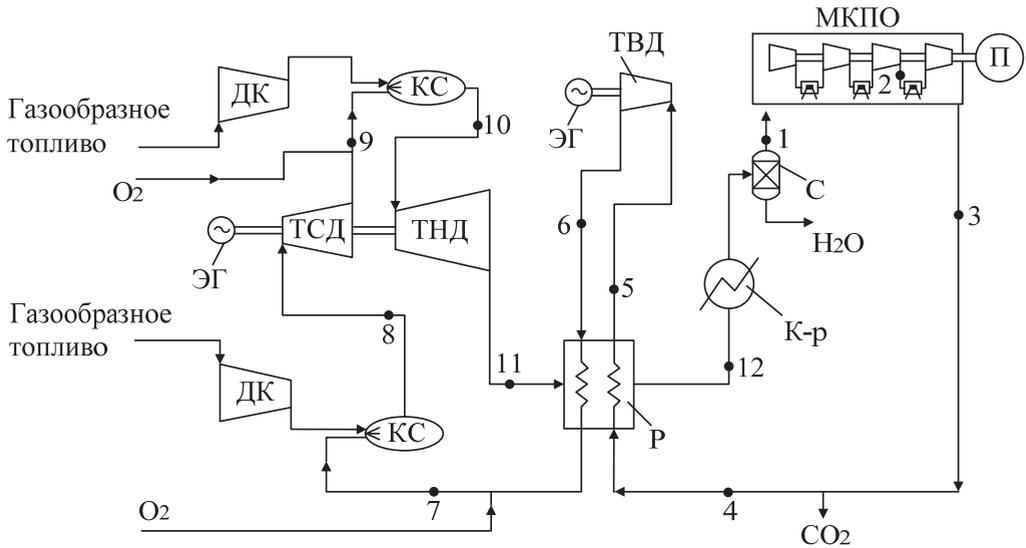


Рис. 20.69. Принципиальная тепловая схема цикла «МАТИАНТ»:

1 – поток на входе в многоступенчатый компрессор; 2 – поток на входе в промежуточный охладитель; 3 – поток на выходе из многоступенчатого компрессора; 4 – нагреваемый поток на входе в регенератор; 5 – поток на входе в турбину высокого давления; 6 – греющий поток на входе в регенератор; 7 – поток на входе в первую камеру сгорания; 8 – поток на входе в турбину среднего давления; 9 – поток на входе во вторую камеру сгорания; 10 – поток на входе в турбину низкого давления; 11 – поток на выходе из турбины низкого давления; 12 – поток на входе в охладитель-сепаратор

Результаты термодинамических исследований показали влияние внутреннего относительного КПД компрессора на эффективность цикла «МАТИАНТ», при повышении которого с 75 до 90% наблюдается прирост КПД нетто энергетического комплекса до 5,5%. Уменьшение максимального давления (давления на входе в ТВД) с 300 до 150 бар приводит к снижению КПД нетто примерно на 1%, а увеличение давления на входе в ТСД с 40 до 100 бар – к росту КПД нетто более чем на 3%.

Описанные выше оценки получены без детального расчёта процесса расширения рабочей среды в охлаждаемых ТСД и ТНД. Снижение КПД нетто цикла из-за потерь на охлаждение турбин было принято равным 2,5%. Однако, учитывая наличие перегрева рабочей среды на входе в ТСД и ТНД, суммарный расход

на охлаждение будет оказывать ощутимое влияние на эффективность цикла при высоких начальных параметрах.

Помимо разработки эффективной системы охлаждения турбин особое внимание при проектировании цикла «МАТИАНТ» следует уделить регенеративному теплообменнику. Создание указанного элемента может потребовать больших капитальных затрат в связи с значительной площадью поверхности нагрева и высокой стоимостью материалов (никелевых сплавов) для её изготовления. Холодный поток диоксида углерода на выходе из компрессора при давлении 300 бар должен нагреться до 600–700°C за счёт теплоты, отбираемой от рабочей среды на выходе из ТНД, температура и давление которой на входе в регенератор составляет 900–1000°C и 1 бар. Теплообменники со столь большими температурами и перепадами давлений на сегодняшний день в энергетике не применяются.

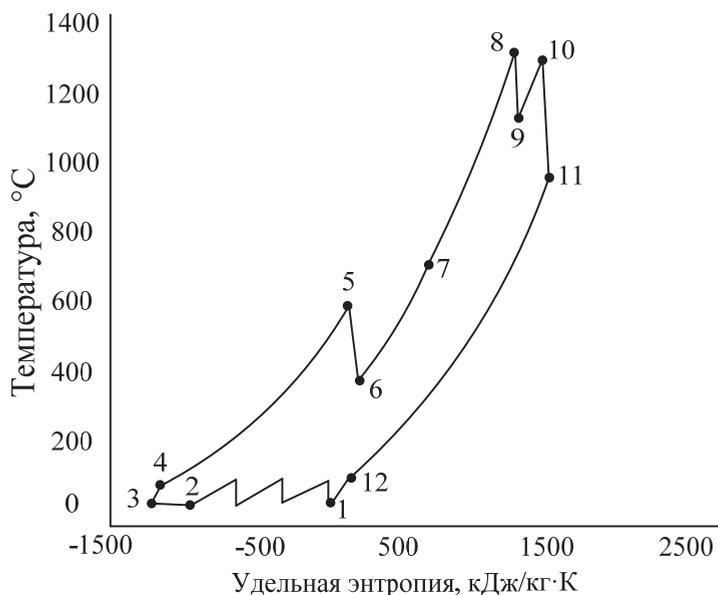


Рис. 20.70. Цикл «МАТИАНТ» в T - S -диаграмме:

1 – поток на входе в многоступенчатый компрессор; 2 – поток на входе в промежуточный охладитель; 3 – поток на выходе из многоступенчатого компрессора; 4 – нагреваемый поток на входе в регенератор; 5 – поток на входе в турбину высокого давления; 6 – греющий поток на входе в регенератор; 7 – поток на входе в первую камеру сгорания; 8 – поток на входе в турбину среднего давления; 9 – поток на входе во вторую камеру сгорания; 10 – поток на входе в турбину низкого давления; 11 – поток на выходе из турбины низкого давления; 12 – поток на входе в охладитель-сепаратор

Модификация рассматриваемой технологии под названием цикл «Е-МАТИАНТ» была предложена в 1997 г. изобретателями Матъе и Янговским. Преимущества новой версии цикла заключаются в уменьшении количества элемен-

тов тепловой схемы, снижении максимального давления цикла, большей эффективности за счёт снижения затрат на сжатие в компрессоре (рис. 20.71, 20.72). Расширение рабочей среды происходит в двух охлаждаемых турбинах высокого и низкого давления. На входе каждой турбины установлена своя охлаждаемая КС, в которую помимо расхода рабочей среды подаются топливо и кислород. На выходе из ТНД рабочая среда направляется в регенератор, нагревая сжатый диоксид углерода на выходе из насоса.

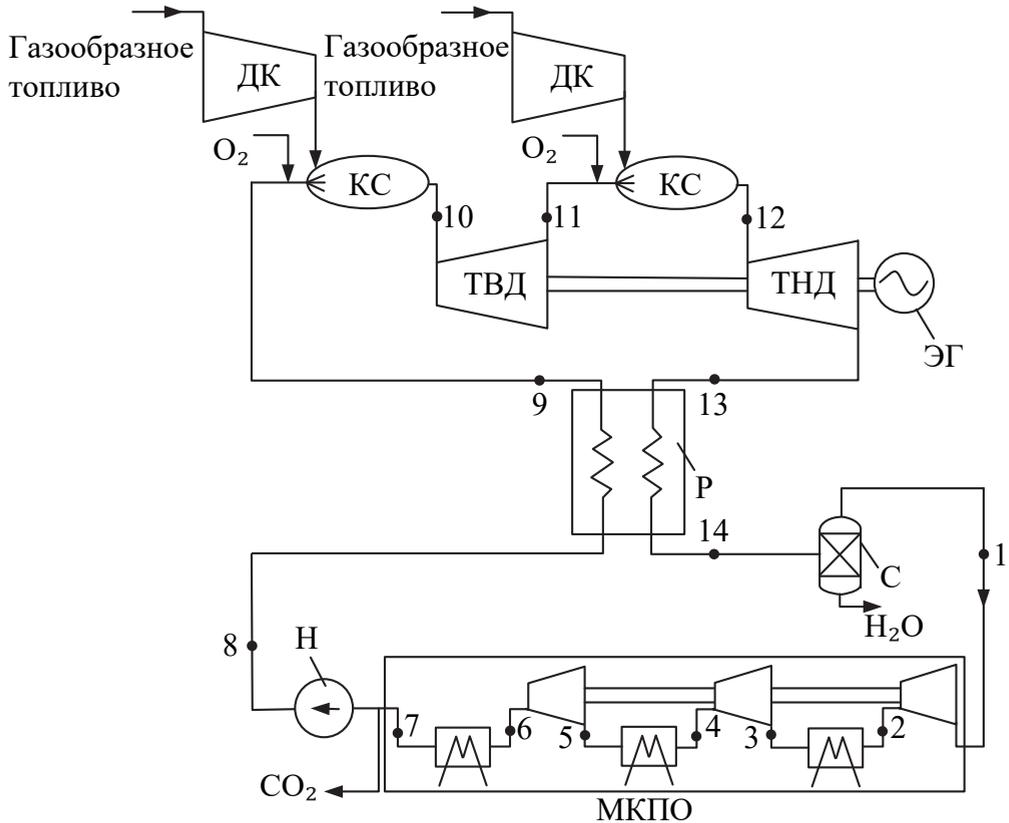


Рис. 20.71. Принципиальная тепловая схема цикла «Е-МАТИАНТ»:

1 – поток на входе в первый отсек многоступенчатого компрессора; 2 – поток на выходе из первого отсека многоступенчатого компрессора; 3 – поток на входе во второй отсек многоступенчатого компрессора; 4 – поток на выходе из второго отсека многоступенчатого компрессора; 5 – поток на входе в третий отсек многоступенчатого компрессора; 6 – поток на выходе из третьего отсека многоступенчатого компрессора; 7 – поток на входе в насос; 8 – поток на выходе из насоса; 9 – поток на входе в камеру сгорания высокого давления; 10 – поток на входе в турбину высокого давления; 11 – поток на входе в камеру сгорания низкого давления; 12 – поток на входе в турбину низкого давления; 13 – греющий поток на входе в регенератор; 14 – поток на входе в охладитель-сепаратор

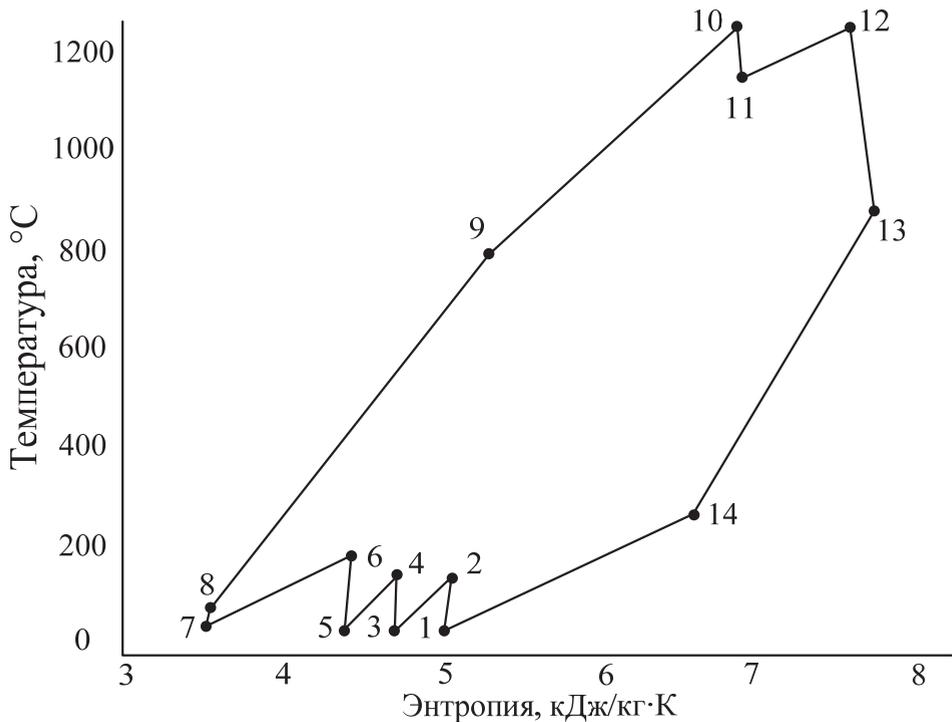


Рис. 20.72. Цикл «Е-МАТИАНТ» в T - S -диаграмме:

1 – поток на входе в первый отсек многоступенчатого компрессора; 2 – поток на выходе из первого отсека многоступенчатого компрессора; 3 – поток на входе во второй отсек многоступенчатого компрессора; 4 – поток на выходе из второго отсека многоступенчатого компрессора; 5 – поток на входе в третий отсек многоступенчатого компрессора; 6 – поток на выходе из третьего отсека многоступенчатого компрессора; 7 – поток на входе в насос; 8 – поток на выходе из насоса; 9 – поток на входе в камеру сгорания высокого давления; 10 – поток на входе в турбину высокого давления; 11 – поток на входе в камеру сгорания низкого давления; 12 – поток на входе в турбину низкого давления; 13 – греющий поток на входе в регенератор; 14 – поток на входе в охладитель-сепаратор

Минимальное давление в цикле «Е-МАТИАНТ» как и в прототипе близко к атмосферному, а давление на входе в ТВД имеет оптимум: 60 бар. Оптимизация проводилась при условиях постоянной температуры рабочей среды на входе в ТВД и ТНД, равной 1300°C и недогреве в регенераторе, равном 20°C. Изоэнтропный КПД компрессора, принятый в расчётах, находился в диапазоне между 85% (первые 3 ступени) и 80% (последняя ступень). Максимальная эффективность цикла «Е-МАТИАНТ», достигаемая при давлении на входе в ТВД 60 бар, равна 47% без учёта потерь на охлаждение турбины.

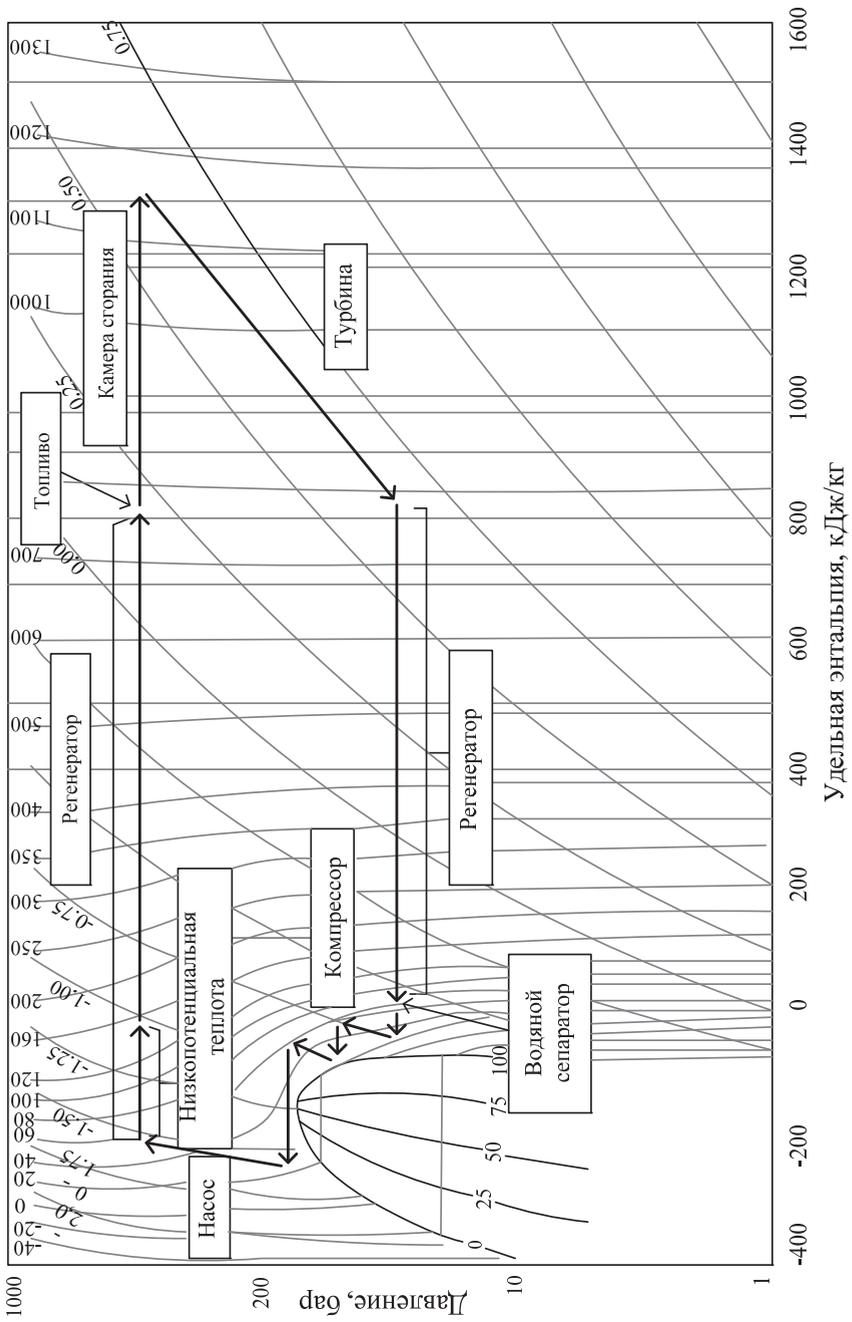


Рис. 20.74. P-S-диаграмма цикла Аллама

Диоксид углерода сжимается в многоступенчатом компрессоре с промежуточным охлаждением до 80 бар, а затем подаётся в насос, после которого достигает максимального давления в цикле, находящегося в диапазоне от 200 до 400 бар (рис. 20.74). После насоса углекислый газ направляется в регенератор, где нагревается до 700–750°C за счёт теплоты рабочей среды на выходе из турбины и нагретого хладагента, использующегося для промежуточного охлаждения кислорода в установке для его подготовки. Реализация низкопотенциальной теплоты в регенераторе, получаемой за счёт промежуточного охлаждения кислорода, позволяет скомпенсировать тепловой баланс между горячим и холодным потоками. После регенератора большая часть потока углекислого газа направляется в камеру сгорания с целью ограничения максимальной температуры, меньшая часть – на охлаждение газовой турбины. Оставшаяся часть диоксида углерода смешивается с потоком сжатого кислорода и также направляется в КС. В камере сгорания происходит повышение температуры рабочей среды до 1150°C за счёт сгорания топлива с кислородом. Использование рециркуляции углекислого газа с целью ограничения температуры на входе в ГТ обуславливает тот факт, что рабочая среда на 90% состоит из диоксида углерода. Расширение в проточной части ГТ происходит до давления 20–30 бар, что меньше критического давления для углекислого газа. На выходе из ГТ рабочая среда направляется в регенератор. Оптимальное давление рабочей среды на входе в газовую турбину находится в диапазоне от 200 до 400 бар, а степень понижения давления в турбине – в диапазоне от 6 до 12 бар.

Важным достоинством данной технологии является конкурентоспособная удельная стоимость установленной мощности. Указанный показатель для цикла Аллама на природном газе равен 800–1000 \$/кВт, на угле с газификацией – 1500–1800 \$/кВт. В свою очередь, стоимость современных парогазовых энергоблоков с внутрицикловой газификацией составляет не менее 5000 \$/кВт. Столь низкий показатель стоимости цикла Аллама удалось достигнуть благодаря компактности всей станции и энергетического оборудования из-за высокого минимального давления рабочей среды, находящегося в диапазоне 20–40 бар, и отсутствия традиционных элементов парогазового цикла (паровой турбины, котла-утилизатора, паропроводов, устройств снижения выбросов оксида азота, монооксида углерода, серы, охладителя синтез-газа, катализаторов и т.д.).

При создании газовой турбины и камеры сгорания цикла Аллама можно использовать существующий задел по разработке паротурбинных и газотурбинных технологий. Температуры в цикле Аллама меньше температур в современных газотурбинных и парогазовых циклах, но значительно больше температур в паротурбинных циклах. В то же время максимальное давление не превышает давление в новейших паровых турбинах, но в разы превосходит давление в газовых турбинах.

Отсутствие опасности образования оксидов азота обуславливает возможность концентрирования усилий при проектировании КС цикла Аллама на достижение высоких показателей долговечности конструкции и эффективности

процесса горения. При этом в качестве основного показателя эффективности КС может выступать содержание монооксида углерода в продуктах сгорания, минимизация которого может быть достигнута путём оптимизации длины КС.

Важным отличием КС для цикла Аллама от КС традиционных ГТ заключается в наличии как минимум трёх подводящих потоков: топлива (природный газ), окислителя (кислород) и ограничителя максимальной температуры (углекислый газ). Горячий поток на выходе из подобных камер сгорания по большей части состоит из диоксида углерода.

Достоинствами цикла Аллама по сравнению с другими кислородно-топливными циклами являются его высокая эффективность, компактность и, как следствие, относительно низкая стоимость киловатта установленной мощности. К недостаткам следует отнести, прежде всего, тот факт, что максимальная температура на входе в турбину ограничивается предельно допустимыми температурой и давлением рабочей среды в регенераторе, которые, в свою очередь, зависят от применимых для их изготовления сплавов.

Важным элементом всех рассмотренных циклов с кислородным сжиганием топлива является воздуходелительная установка (ВРУ), производящая кислород, который служит окислителем газообразного топлива.

20.3.7. Методы получения кислорода высокой чистоты

Одной из главных целей перехода от традиционных схем сжигания топлива к кислородно-топливным технологиям, где в качестве окислителя используется чистый кислород или обогащённый кислородом воздух, является повышение концентрации CO_2 в дымовых газах для снижения затрат энергии на его сепарацию и последующее захоронение. В то же время появляется дополнительный потребитель энергии на собственные нужды – воздуходелительные установки. При проведении термодинамического анализа кислородно-топливных циклов необходимо учитывать эти затраты энергии.

Количество потребляемой на производство кислорода энергии зависит от типа воздуходелительной установки, её производительности и необходимой степени очистки кислорода. Стоит также отметить, что при работе ВРУ возникает необходимость отвода низкопотенциальной теплоты, которую можно полезно утилизировать в кислородно-топливном энергетическом комплексе. Подобное техническое решение реализовано в цикле Аллама, где нагретый в результате сжатия воздух подводится в многопоточный регенератор, охлаждается и возвращается обратно в ВРУ.

Широкое распространение получили три способа разделения воздуха: мембранный, адсорбционный и криогенный. Далее рассмотрим подробнее каждый из них.

Мембранный способ получения O_2 основан на разнице в скоростях проникновения компонентов газовой смеси через вещество мембраны. Процесс разделения обусловлен разницей в парциальных давлениях на сторонах мембраны. Компоненты воздуха, подаваемого под давлением в мембранный модуль, состоящий

из множества полых полимерных волокон с нанесённым на них газоразделительным слоем, проходят с различной скоростью через газопроницаемые мембраны. Молекулы O_2 и Ar «продавливаются» сквозь мембрану наружу, а в волокнах остаётся обогащённая N_2 газовая смесь (рис. 20.75 а). Такой способ разделения обеспечивает чистоту получаемого O_2 на уровне 20–55%, что является недостаточным для его использования в кислородно-топливных циклах.

Адсорбционный способ получения O_2 можно описать следующим образом. Воздух сжимается, а затем очищается от механических примесей и капель влаги. Сжатый очищенный воздух направляется в адсорбционный воздухоразделительный блок, в состав которого входят адсорберы с адсорбентом. Во время работы адсорберы находятся в двух состояниях – поглощения и регенерации. На стадии поглощения O_2 поступает в кислородный ресивер, а N_2 на стадии генерации отводится в атмосферу. После чего O_2 направляется потребителю (рис. 20.75 б). Существенное преимущество данного метода – отсутствие необходимости подвода тепла к установке. Чистота получаемого кислорода составляет порядка 95%.

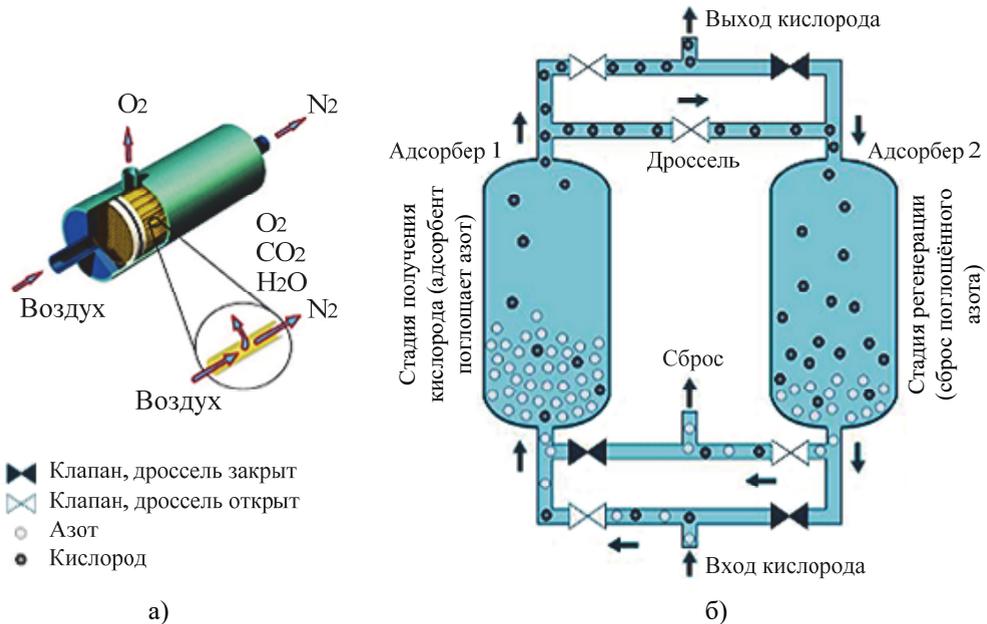


Рис. 20.75. Мембранный и адсорбционный способы получения кислорода:

а – принцип работы мембранного картриджа;

б – схема работы адсорбционного кислородного генератора

В промышленности широкое распространение получил криогенный способ разделения воздуха в связи с высокой степенью чистоты получаемого O_2 (50–99,5%) и большой производительностью. Суть метода заключается в поэтапном охлаждении воздуха и сепарации ненужных элементов в процессе их конденсации. С технико-экономической точки зрения для циклов с кислородным сжиганием топлива большой мощности наиболее подходит криогенный способ производства O_2 (рис. 20.76).

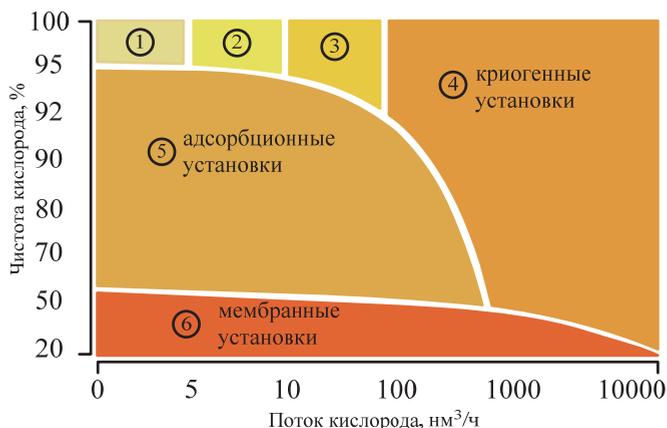


Рис. 20.76. Области применения различных способов получения O_2 в зависимости от требуемой чистоты и объёмов производства:

- 1 – доставка в баллонах; 2 – доставка в баллонах или жидким; 3 – доставка жидким; 4 – криогенные установки; 5 – адсорбционные установки; 6 – мембранные установки

Существуют различные типы криогенных ВРУ, отличающиеся по схемам производства, параметрам получаемого продукта и энергетическим показателям. Рациональный выбор параметров ВРУ позволит минимизировать затраты энергии на получение кислорода и повысить тем самым КПД нетто циклов с кислородным сжиганием топлива. Поэтому далее рассмотрим классификацию воздухоразделительных установок, их принцип действия и энергетические характеристики более подробно.

Криогенные ВРУ подразделяются по уровню давления цикла разделения, производительности, агрегатному состоянию получаемого продукта: высокого (10–20 МПа), среднего (2–8 МПа) и низкого давления (0,5–1,2 МПа); малой (до 300 м³/ч), средней (до 3000 м³/ч) и высокой производительности (более 3000 м³/ч); с газообразными продуктами, жидкими продуктами и одновременно продуктами в жидкой и газообразной фазе.

Описанные ранее кислородно-топливные циклы рассматриваются авторами как источники энергии большой мощности (свыше 100 МВт). Поэтому производительность ВРУ для таких циклов должна быть значительной. Уровень давления производимого O_2 рационально выбрать близким к давлению в кислородно-топливных камерах сгорания. Соответственно, для цикла Аллама, давление в КС которого варьируется в диапазоне от 20 до 40 МПа, необходимо применять ВРУ высокого давления в сочетании с кислородным компрессором, а для циклов SCOC-CC и «Е-МАТИАНТ», уровень давления в КС которых изменяется от 4 до 10 МПа, могут подойти установки среднего давления без дополнительных устройств сжатия.

Одной из важнейших характеристик ВРУ является чистота производимого O_2 , которая во многом определяет эффективность всего кислородно-топливного энергетического комплекса. С одной стороны, повышение чистоты O_2 приводит к росту затрат энергии на работу ВРУ, а с другой – к уменьшению доли неконденсируемых газов в составе рабочей среды и, как следствие, к снижению затрат на

сжатие части удаляемого из цикла потока на захоронение. Поэтому можно утверждать о наличии оптимальной чистоты кислорода, позволяющей достигнуть максимальную тепловую экономичность цикла.

Помимо перечисленных факторов, важно также учитывать влияние чистоты подаваемого в КС кислорода на состав образующихся продуктов сгорания. Её значительное уменьшение может привести к нарушению стабильности пламени, а также к возможности образования токсичных веществ.

Для получения O_2 в криогенной ВРУ чаще всего применяют двухступенчатую схему. После сжатия в многоступенчатом компрессоре с промежуточным охлаждением и фильтрацией сжатый воздух подаётся в теплообменник 1, где происходит его охлаждение (рис. 20.77 а). Затем воздух поступает в отделитель влаги 4 и далее направляется в теплообменники 2 и 3. В двухколонный ректификационный аппарат воздух подаётся через дроссель 7 и по линии, содержащей турбодетандер 5 и маслоотделитель 6.

Двухколонный ректификационный аппарат состоит из нижней колонны 8 (высокого давления), верхней колонны 9 (низкого давления) и конденсатора-испарителя 10 где пары азота, поднимающиеся из нижней колонны, конденсируются в трубках, а в межтрубном пространстве кипит жидкий кислород, стекающий из верхней колонны.

При работе ВРУ ацетилен попадает в блок разделения воздухоразделительной установки с атмосферным воздухом. Среднее содержание ацетилена в одном кубическом метре атмосферного воздуха колеблется в пределах от 0,001 до 0,1 кубического сантиметра. При температуре равной 74К (-199°C) ацетилен переходит в твёрдое состояние и может накапливаться в аппаратах блока разделения воздуха. Поскольку система «твёрдый ацетилен – жидкий кислород» является взрывоопасной, в схеме ВРУ предусматривается ацетиленовый фильтр 11.

После прохождения ректификационной колонны кислород высокой чистоты, находящийся в жидком агрегатном состоянии, поступает в сосуд для жидкого кислорода 12, а азот, проходя через теплообменники 1–3, удаляется.

Детальная схема двухколонного ректификационного аппарата представлена на рисунке 20.77 б. Сжатый воздух (после дросселя 7 и турбодетандера 5, изображённых на схеме 20.77 а) поступает для сжижения в змеевик 9, расположенный в кубе 4 нижней колонны 1. Сжиженный воздух дросселируется в клапане 5 до давления нижней колонны 1. Газообразные потоки воздуха, образовавшиеся при дросселировании и поступающие в нижнюю колонну 1, перемешиваются и поднимаются вверх, а жидкость стекает вниз в куб 4. Газовая смесь, перемещаясь вверх, постепенно обедняется кислородом за счёт протекания тепломассообмена на тарелках колонны, в результате чего достигается образование азота высокой чистоты. Здесь N_2 конденсируется и частично стекает обратно в нижнюю колонну 1. Таким образом, конденсатор-испаритель 3 служит для нижней колонны 1 дефлегматором. Часть стекающей жидкости попадает в карманы 7. Далее поток, проходя через клапан 6, дросселируется и попадает в верхнюю часть верхней колонны 2.

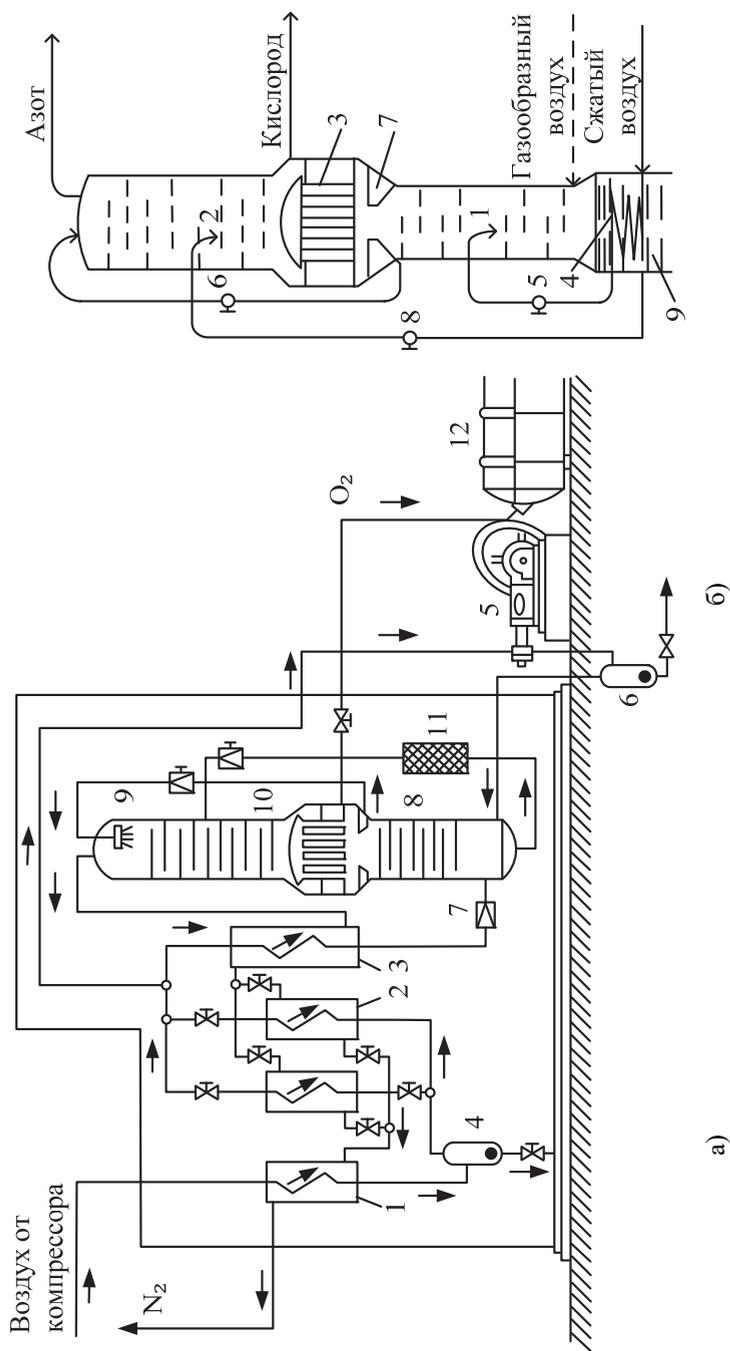


Рис. 20.77. К описанию процесса производства O_2 :

а – принципиальная схема криогенной ВРУ: 1 – теплообменник; 2 – теплообменник; 3 – теплообменник; 4 – отделитель влаги; 5 – турбодетандер; 6 – маслоохладитель; 7 – дроссель; 8 – турбодетандер; 9 – турбодетандер; 10 – турбодетандер; 11 – турбодетандер; 12 – турбодетандер; б – схема двухколонного ректификационного аппарата: 1 – нижняя колонна (низкого давления) ректификационного аппарата; 2 – верхняя колонна (низкого давления) ректификационного аппарата; 3 – конденсатор-испаритель; 4 – куб; 5 – клапан; 6 – клапан; 7 – карман; 8 – клапан; 9 – змеевик

Жидкость с содержанием порядка 37% O₂ собирается в кубе 4 нижней колонны 1. Отсюда, проходя через клапан 8, поток дросселируется и попадает в среднюю часть верхней колонны 2. Верхняя колонна 2 работает под давлением близким к атмосферному. В ней происходит окончательное разделение воздуха на кислород и азот.

В конденсаторе-испарителе 3 теплота переходит от конденсирующегося в трубках N₂ к кипящему в межтрубном пространстве O₂, поэтому температура жидкого O₂ должна быть ниже температуры конденсации N₂. Однако нормальная температура кипения O₂ выше, чем у N₂. В этой связи для увеличения температуры конденсации N₂ в нижней колонне 1 повышают давление.

20.3.8. Оценка показателей энергоэффективности кислородно-топливных энергетических комплексов

В отличие от традиционных газотурбинных и парогазовых установок кислородно-топливные энергетические комплексы характеризуются дополнительными затратами собственных нужд на производство кислорода и сжатие диоксида углерода перед захоронением. Доля указанных затрат в общей структуре собственных нужд значительна, поэтому в качестве сравнительного критерия энергетической эффективности КТЭК целесообразно выбрать КПД нетто.

КПД нетто цикла SCOC-CC определяется по формуле:

$$\eta_{\text{нетто}}^{\text{SCOC-CC}} = \frac{N_{\text{брутто}}^{\text{ГТУ}} + N_{\text{брутто}}^{\text{ПТУ}} - N_{\text{сн}}^{\text{ГТУ}} - N_{\text{сн}}^{\text{ПТУ}} - N_{\text{ВРУ}} - N_{\text{секв}}}{B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{P}}}, \quad (20.1)$$

где $N_{\text{брутто}}^{\text{ГТУ}}$ – вырабатываемая электрическая мощность газотурбинной установкой, МВт; $N_{\text{брутто}}^{\text{ПТУ}}$ – вырабатываемая электрическая мощность паротурбинной установкой, МВт; $N_{\text{сн}}^{\text{ГТУ}}$ – электрическая мощность собственных нужд газотурбинной установки, МВт;

$N_{\text{сн}}^{\text{ПТУ}}$ – электрическая мощность собственных нужд паротурбинной установки, МВт; $N_{\text{ВРУ}}$ – электрическая мощность, потребляемая воздухоразделительной установкой, МВт; $N_{\text{секв}}$ – электрическая мощность, потребляемая многоступенчатым компрессором, сжимающим диоксид углерода перед захоронением, МВт; B – расход топлива, кг/с; $Q_{\text{н}}^{\text{P}}$ – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг.

Вырабатываемая электрическая мощность газотурбинной установкой цикла SCOC-CC определяется по формуле:

$$N_{\text{брутто}}^{\text{ГТУ}} = (N_i^{\text{ГТ}} - N_i^{\text{К}}) \cdot \eta_{\text{мех}}^{\text{ГТУ}} \cdot \eta_{\text{эг}}^{\text{ГТУ}}, \quad (20.2)$$

где $N_i^{\text{ГТ}}$ – внутренняя мощность охлаждаемой газовой турбины, МВт; $N_i^{\text{К}}$ – внутренняя мощность компрессора с учётом отборов на охлаждение, МВт;

$\eta_{\text{мех}}^{\text{ГТУ}}$ – механический КПД газотурбинной установки; $\eta_{\text{эр}}^{\text{ГТУ}}$ – электромеханический КПД электрогенератора газотурбинной установки.

Электрическая мощность собственных нужд газотурбинной установки цикла SCOC-CC определяется по формуле:

$$N_{\text{сн}}^{\text{ГТУ}} = N_{\text{сн}_{4,\text{к}}} + N_{\text{O}_2,\text{к}} + N_{\text{цн}}^{\text{ГТУ}}, \quad (20.3)$$

где $N_{\text{сн}_{4,\text{к}}}$ – электрическая мощность привода дожимных компрессоров, МВт; $N_{\text{O}_2,\text{к}}$ – электрическая мощность привода кислородных компрессоров, сжимающих O_2 от его давления на выходе из ВРУ до давления подачи в камеру сгорания ГТУ, МВт; $N_{\text{цн}}^{\text{ГТУ}}$ – электрическая мощность привода циркуляционных насосов, перекачивающих охлаждающую воду для промежуточных охладителей и охладителя-сепаратора, МВт.

Электрическая мощность собственных нужд паротурбинной установки цикла SCOC-CC определяется по формуле:

$$N_{\text{сн}}^{\text{ПТУ}} = N_{\text{пн}} + N_{\text{кн}} + N_{\text{цн}}^{\text{ПТУ}}, \quad (20.4)$$

где $N_{\text{пн}}$ – электрическая мощность привода питательных насосов, МВт; $N_{\text{кн}}$ – электрическая мощность привода конденсатных насосов, МВт; $N_{\text{цн}}^{\text{ПТУ}}$ – электрическая мощность привода циркуляционных насосов, перекачивающих теплоноситель в котле-утилизаторе и охлаждающую воду в конденсаторе паротурбинной установки, МВт.

КПД брутто цикла SCOC-CC определяется по формуле:

$$\eta_{\text{брутто}}^{\text{SCOC-CC}} = \frac{N_{\text{брутто}}^{\text{ГТУ}} + N_{\text{брутто}}^{\text{ПТУ}}}{B \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}}}. \quad (20.5)$$

КПД нетто цикла «Е-МАТИАНТ» определяется по формуле:

$$\eta_{\text{нетто}}^{\text{Е-МАТИАНТ}} = \frac{N_{\text{ГТ}} - N_{\text{сн}} - N_{\text{ВРУ}} - N_{\text{секв}}}{B \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}}}, \quad (20.6)$$

где $N_{\text{ГТ}}$ – вырабатываемая электрическая мощность газовой турбины, МВт.

Электрическая мощность собственных нужд цикла «Е-МАТИАНТ» определяется по формуле:

$$N_{\text{сн}} = N_{\text{МК}} + N_{\text{Н}} + \sum N_{\text{сн}_{4,\text{к}}} + \sum N_{\text{O}_2,\text{к}} + N_{\text{цн}}, \quad (20.7)$$

где $N_{\text{МК}}$ – электрическая мощность привода многоступенчатого компрессора, МВт; $N_{\text{Н}}$ – электрическая мощность привода насоса, обеспечивающего повышение давления рабочей среды перед подачей в регенератор, МВт; $\sum N_{\text{сн}_{4,\text{к}}}$ – суммарная электрическая мощность привода дожимных компрессоров, обеспечивающих повы-

шение давления топлива перед подачей в камеры сгорания высокого и низкого давлений, МВт; $\sum N_{O_2,к}$ – суммарная электрическая мощность привода кислородных компрессоров, обеспечивающих повышение давления кислорода перед подачей в камеры сгорания высокого и низкого давлений, МВт; $N_{цн}$ – электрическая мощность привода циркуляционных насосов, перекачивающих охлаждающую воду для промежуточных охладителей и охладителя-сепаратора, МВт.

КПД брутто цикла «Е-МАТИАНТ» определяется по формуле:

$$\eta_{\text{брутто}}^{\text{Е-МАТИАНТ}} = \frac{N_{\text{ГТ}} - N_{\text{МК}} - N_{\text{Н}}}{B \cdot Q_{\text{Н}}^{\text{P}}} \quad (20.8)$$

КПД нетто и электрическая мощность собственных нужд цикла Аллама определяется по формулам 20.7 и 20.8. КПД брутто цикла Аллама не рассчитывается в связи с тем, что компрессор для сжатия рабочей среды одновременно обеспечивает повышение давления кислорода.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение понятию «двигатель внутреннего сгорания».
2. Перечислите типы двигателей внутреннего сгорания.
3. Изобразите циклы Дизеля, Отто и Тринклера. В чем заключаются их особенности?
4. По какому принципу можно классифицировать двигатели внутреннего сгорания?
5. По какому циклу работают газопоршневые установки?
6. В чем заключается принцип действия газопоршневой установки?
7. Перечислите особенности и преимущества мини-ТЭС на базе газопоршневых агрегатов.
8. Что такое система утилизации теплоты (СУТ) газопоршневого агрегата?
9. Схематично изобразите тепловую схему когенерационной мини-ТЭС на базе газопоршневого агрегата.
10. Схематично изобразите тепловую схему тригенерационной мини-ТЭС на базе газопоршневого агрегата.
11. Какие начальные параметры пара соответствуют ультрасверхкритическим?
12. Какими конструктивными особенностями обладают паровые энергетические котлы УСКП?
13. Какими конструктивными особенностями обладают паровые турбины УСКП?
14. Какие материалы применяются при изготовлении высокотемпературного оборудования ТЭС с УСКП?
15. Перечислите перспективные технологии для реализации снижения выбросов диоксида углерода в атмосферу. В чем заключается их основная идея?

Глава 21. ВОПРОСЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

21.1. Основные задачи эксплуатации

В процессе эксплуатации электростанций решаются следующие основные задачи:

- управление режимами работы оборудования в соответствии с диспетчерским графиком электрической нагрузки и с заданным отпуском теплоты;
- планирование, нормирование и учет технико-экономических показателей электростанций;
- проведение всех видов ремонтов оборудования.

Рассмотрим последовательно эти элементы эксплуатации. Непосредственное управление режимами оборудования осуществляется оперативным персоналом. Управление энергоблоками ведется с блочных щитов (обычно на два энергоблока – одно помещение блочного щита). Оперативным персоналом двух энергоблоков руководит старший машинист, который подчиняется начальнику смены котлотурбинного цеха (КТЦ). При большом числе энергоблоков могут быть два-три начальника смены. На каждый энергоблок в КТЦ предусматриваются машинист энергоблока, обходчик по котлу и котельно-вспомогательному оборудованию, обходчик по турбине и вспомогательному оборудованию.

Машинист энергоблока по характеру работы является оператором, который получает информацию о режиме работы и состоянии оборудования, принимает решения и реализует их. Важным элементом оперативной информации машиниста энергоблока является светозвуковая сигнализация об отклонениях параметров, отключениях вспомогательного оборудования, срабатывании защит. Оператор немедленно реагирует на высвечивание табло, отыскивает причину возникновения аварийной сигнализации, принимает решение и реализует его.

Обслуживание оборудования регламентировано рабочими инструкциями и Правилами технической эксплуатации электростанций (ПТЭ), а также Правилами технической безопасности (ПТБ). Периодически проводится контроль знаний рабочих инструкций, ПТЭ и ПТБ. Практикуется проведение тренировок персонала. При обучении персонала используются такие учебные материалы, как «деревья аварийных ситуаций» и «противоаварийные карты», учебные тренажеры.

Отказом в работе называется событие, заключающееся в нарушении работоспособности оборудования электростанции, электрической и тепловой сетей и энергосистемы. Отказы в работе могут приводить к частичному снижению производительности оборудования, к полному останову, к останову с повреждениями. Каждый отказ в работе регистрируется, анализируется, классифицируется в соответствии с инструкцией. В зависимости от характера отказа, степени повреждения оборудования и последствий отказы подразделяются на аварии, отказы

в работе I степени, отказы в работе II степени и отключения в результате невосстанавливаемых разрушений (взрыв, пожар и т.д.). В таблице 21.1 даются признаки классификации отказов как аварии или отказов I степени.

Таблица 21.1

Признаки классификации отказов

Последствия отказа	Авария	Отказ I степени
Перерыв в питании одного и более потребителей I категории	>2,5 ч	От 30 мин до 2,5 ч
Недоотпуск электроэнергии	>20 тыс. кВт·ч	От 5 до 20 тыс. кВт·ч
Недоотпуск теплоты	100 Гкал	От 50 до 100 Гкал
Полный сброс нагрузки электростанции даже при сохранении нагрузки собственных нужд	При $N_{\text{сет}} > 100$ МВт	$N_{\text{сет}} = 25 \div 100$ МВт
Снижение электрической нагрузки на 50% против диспетчерского задания продолжительностью более 1 ч	При нагрузке 500 МВт и выше	При нагрузке 100–500 МВт
Повреждение одной и более секций сборных шин 330 кВ и выше, потребовавшее восстановительного ремонта в течение	>8 ч	<8 ч
Повреждение оборудования группы А, требующее восстановительного ремонта в течение	>7 сут	<7 сут
Разрушение котла, турбины, генератора, трансформатора (невосстановимое)	Всегда	–
Обрушение строительных конструкций	Группа А на срок более 3 сут	До 3 сут
Пожар, вызвавший останов оборудования	Группа Б на срок более 3 сут	До 3 сут
Прекращение циркуляции сетевой воды в магистральных тепловых сетях	Более 5 ч	От 2 до 5 ч
Снижение частоты ниже 49,5 Гц	Более 1 ч	От 30 мин до 1 ч

Материалы по отказам и авариям систематизируются, выпускаются ежемесячные обзоры и противоаварийные циркуляры, перерабатываются инструкции.

При классификации отказов учитывается подразделение оборудования на группы А, Б, В. Так, к группе А относятся котлы 420 т/ч и более, энергоблоки 150 МВт и более и т. д.

Среди большого многообразия режимов энергоблоков отметим пусковые режимы и аварийные режимы полного сброса и наброса нагрузки.

Полный сброс электрической нагрузки энергоблока происходит из-за отключения генератора от электрической сети. При этом электрическая нагрузка уменьшается до значения нагрузки собственных нужд энергоблока, питаемого от генератора через трансформатор собственных нужд. Сразу после сброса нагрузки происходит заброс частоты вращения ротора, на который реагирует регулятор частоты вращения турбины (скорости), воздействуя на закрытие регулирующих

клапанов перед ЦВД и перед ЦСД; одновременно из-за падения давления пара в отборах турбины закрываются обратные затворы на паропроводах отборов, предотвращая тем самым заброс пара в турбину из регенеративных подогревателей.

Регулирующие клапаны прикрываются настолько, чтобы удержать частоту вращения, если же это не удастся, то турбина может пойти в разнос. В последнем случае должна сработать защита – автомат безопасности, что приводит к закрытию стопорных и регулирующих клапанов и обратных затворов (следует подчеркнуть, что на энергоблоках в этом случае также закрываются быстрозапорные клапаны перед ЦСД, иначе пар из системы промежуточного перегрева может разогнать ротор).

Если система регулирования турбины удержала частоту вращения, то после прикрытия регулирующих клапанов расход пара на турбину падает до расхода нагрузки собственных нужд, что приводит к повышению давления пара в главных паропроводах. Повышение давления пара дает импульс на включение пуско-сбросного устройства (ПСБУ), в результате чего пар дросселируется и сбрасывается в пароприемное устройство конденсатора турбины. ПСБУ рассчитано на пропуск 30% номинального расхода пара. При таком сбросе пара в конденсатор турбины повышение его давления в главных паропроводах затормаживается, однако все же приводит к срабатыванию предохранительных клапанов на паропроводе из котла.

В случае полного сброса электрической нагрузки на энергоблоке с барабанными котлами при погашенной топке энергоблок может удерживать нагрузку собственных нужд в течение 10–20 мин за счет использования аккумулирующей способности паровых котлов.

При сбросе нагрузки на энергоблоках с прямоточными котлами последние автоматически переводятся в растопочный режим. Энергоблок сверхкритического давления при наличии системы автоматического перевода котла после сброса нагрузки на давление 16 МПа может удерживать нагрузку собственных нужд.

При остановке энергоблока защитами закрываются стопорные, быстрозапорные (перед ЦСД) и регулирующие клапаны и обратные затворы. При этом отключение генератора от сети производится автоматически посредством блокировки только после закрытия стопорных клапанов и замыкания концевых выключателей, которое дает импульс на закрытие главных паровых задвижек (ГПЗ).

Наброс нагрузки на энергоблоке происходит при снижении частоты в энергосистеме в результате возникновения дефицита мощности. При снижении частоты регулирующие клапаны турбин открываются и пропускают дополнительный расход пара, получаемый за счет аккумулирующей мощности котлов. Наброс нагрузки сопровождается падением давления пара перед турбиной, что снижает пропускную способность ЦВД. Увеличение пропуска пара через ступени ЦВД дает прирост мощности. Увеличение пропуска пара через ЦСД идет постепенно из-за наличия паровой емкости системы промежуточного пара. Поэтому первоначальный наброс нагрузки составляет лишь часть максимального наброса, который

достигается через 10–20 с за счет дополнительной мощности ЦСД и ЦНД. Рост выработки пара котлом за счет форсирования топки происходит также с запаздыванием 20–60 с в зависимости от вида топлива. На рисунке 21.1, а показано изменение параметров энергоблока во времени при набросе паровой нагрузки. Наброс нагрузки обеспечивается наличием вращающегося резерва по турбине и горячего резерва по котлу. Эффективность наброса нагрузки характеризует мобильность энергоблока.

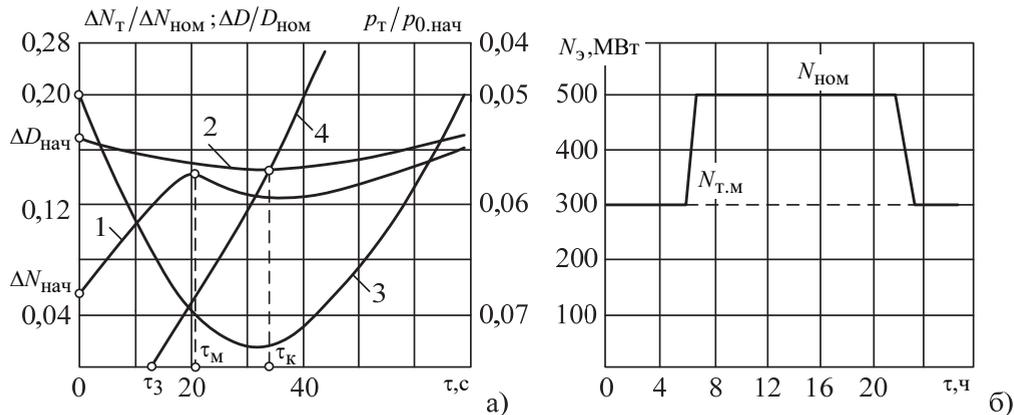


Рис. 21.1. Изменение параметров энергоблока:

а – переходный процесс наброса нагрузки; 1 – изменение мощности; 2 – изменение пропуска пара через ЦВД; 3 – падение давления пара перед турбиной; 4 – изменение паропроизводительности котла; б – суточный график нагрузки энергоблока

Пусковые режимы являются наиболее трудными и для оборудования, и для персонала. Каждый пуск энергоблока связан с появлением термических напряжений в металле, и потому заводы-изготовители в своих технических условиях разрешают ограниченное число пусков за весь срок службы. Однако может быть создано специальное маневренное оборудование, допускающее ежесуточные остановки энергоблоков в часы ночного провала электрической нагрузки. Так, разработано оборудование для маневренного энергоблока 500 МВт на параметры пара перед турбиной $p_0 = 12,75$ МПа, $t_0 = 510^\circ C$, $t_{п.п} = 510^\circ C$. Такой энергоблок имеет повышенный удельный расход топлива и может быть экономически оправдан за счет «системного эффекта», т. е. за счет создания возможности работы при повышенных нагрузках более экономичных энергоблоков и АЭС.

Характер пусковых режимов определяется исходной температурой ЦВД турбины. Пуском из холодного состояния называется пуск энергоблока при температуре ЦВД $t_{ЦВД} \leq 150^\circ C$. Такая температура может иметь место после простоя более недели, т.е. после проведения ремонтов. При $t_{ЦВД} \geq 150^\circ C$ применяется пуск из неостывшего состояния.

Исходное температурное состояние определяет продолжительность трех этапов пуска энергоблока – растопки котла, повышения частоты вращения, набора нагрузки. Второй этап начинается с толчка ротора, т.е. с момента подачи пара

в турбину, причем необходимо, чтобы температура пара была выше температуры металла ЦВД на 80–100°C. Поэтому при высоких $t_{\text{ЦВД}}$ этап растопки котла остается продолжительным, так как повышение температуры пара требует времени, зато этап нагружения существенно сокращается. Проведение пусков регламентируется типовыми инструкциями по пуску энергоблоков.

Остановки энергоблоков подразделяются на остановки с ускоренным расхолаживанием, что требуется при остановке в ремонт, и без расхолаживания при остановках в резерв.

В таблице 21.2 приведены нормы продолжительности пусков энергоблоков 200 и 300 МВт.

Таблица 21.2

Нормы продолжительности пусков

Тип энергоблока	Температурное состояние оборудования	Продолжительность этапов пуска (час, мин)				Потери условного топлива при пуске, т
		Растопка котла	Повышение частоты вращения	Нагружение	Всего	
Моноблок 200 МВт с пылеугольным котлом	Из холодного состояния	1,40	1,10	5,00	7,50	98
	После простоя, ч:					
	50 – 60	2,20	0,30	3,20	6,10	77
	30 – 35	2,00	0,20	2,40	5,00	59
	15 – 20	1,50	0,20	2,10	4,20	56
	6 – 10	1,20	0,20	1,20	3,00	50
Моноблок 300 МВт с пылеугольным котлом	Из холодного состояния	2,20	1,55	4,50	9,05	191
	После простоя, ч:					
	50 – 60	2,50	0,35	3,10	6,35	167
	30 – 35	2,50	0,35	2,20	5,45	145
	15 – 20	2,50	0,35	2,10	5,35	143
	6 – 10	1,10	0,20	1,50	3,20	105

Важным показателем пусковых режимов являются потери топлива при пуске, которые определяются как сумма потерь по этапам пуска. На этапе нагружения энергоблока отпускается электроэнергия в сеть, поэтому потеря топлива на этом этапе определяется как разность фактического расхода топлива и расчетного расхода на выработку электроэнергии. В таблице 21.2 даны потери топлива на пусковые режимы энергоблоков.

Нормирование технико-экономических показателей и сопоставление нормативных и фактических показателей являются важным звеном экономии топлива на электростанциях. Анализ топливоиспользования позволяет выявить источники потерь топлива и устранить их, находить оптимальные режимы работы.

Рассмотрим анализ топливоиспользования в энергосистеме, состоящей из электростанций различного типа. Сравним удельный расход топлива на отпущен-

ную электроэнергию за рассматриваемый год с показателями предыдущего (базового) года. Изменение расхода топлива по i -й электростанции равно:

$$\Delta B_i = b_{pi} \cdot \mathcal{E}_{pi} - b_{\delta i} \cdot \mathcal{E}_{\delta i} - b_{\delta c} \cdot (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{\delta i}), \quad (21.1)$$

где $b_{pi}, b_{\delta i}, b_{\delta c}$ – соответственно удельные расходы топлива на i -й электростанции за рассматриваемый и базовый годы и по энергосистеме за базовый год; $\mathcal{E}_{pi}, \mathcal{E}_{\delta i}$ – отпуск электроэнергии от i -й электростанции за рассматриваемый и базовый годы.

Слагаемое $b_{\delta c} \cdot (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{\delta i})$ введено в (21.1) для того, чтобы привести рассматриваемый и базовый годы к равному отпуску электроэнергии по i -й электростанции \mathcal{E}_{pi} , причем дополнительный отпуск электроэнергии ($\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{\delta i}$) берется со среднесистемным удельным расходом топлива по энергосистеме за базовый год $b_{\delta i}$.

Прибавим и отнимем величину $\mathcal{E}_{\delta i} \cdot \mathcal{E}_{pi}$; после преобразования (21.1) получим

$$\begin{aligned} \Delta B_i &= b_{pi} \cdot \mathcal{E}_{pi} - b_{\delta i} \cdot \mathcal{E}_{\delta i} - b_{\delta c} \cdot (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{\delta i}) + b_{\delta i} \cdot \mathcal{E}_{pi} - b_{\delta i} \cdot \mathcal{E}_{pi} = \\ &= (b_{pi} - b_{\delta i}) \cdot \mathcal{E}_{pi} + (b_{\delta i} - b_{\delta c}) \cdot (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{\delta i}). \end{aligned} \quad (21.1a)$$

Из (21.1a) следует, что изменение расхода топлива по i -й электростанции за рассматриваемый год складывается из двух составляющих:

$$\begin{aligned} \Delta B_{\text{тех}i} &= (b_{pi} - b_{\delta i}) \cdot \mathcal{E}_{pi}; \\ \Delta B_{\text{стр}i} &= (b_{\delta i} - b_{\delta c}) \cdot (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{\delta i}). \end{aligned}$$

Первая составляющая $\Delta B_{\text{тех}i}$ отражает техническое совершенствование по i -й электростанции, приведшее к снижению удельного расхода топлива. Вторая составляющая $\Delta B_{\text{стр}i}$ – это изменение расхода топлива по i -й электростанции за счет изменения отпуска электроэнергии, т.е. изменение структуры выработки электроэнергии в энергосистеме в рассматриваемом году.

Разделим (21.1a) на величину $\mathcal{E}_{p,c}$ и перейдем к изменению удельного расхода топлива:

$$\Delta b_i = \frac{\Delta B_i}{\mathcal{E}_{p,c}} = (b_{pi} - b_{\delta i}) \cdot \delta_{pi} + (b_{\delta i} - b_{\delta c}) \cdot (\delta_{p,c} - \delta_{pi} \cdot \Psi), \quad (21.1б)$$

где $\delta_{pi} = \mathcal{E}_{pi} / \mathcal{E}_{p,c}$; $\Psi = \mathcal{E}_{\delta i} / \mathcal{E}_{pi}$.

Важно правильно управлять структурной составляющей путем увеличения загрузки более экономичных электростанций и снижения нагрузки менее экономичных. В часы провала графика электрической нагрузки и в нерабочие дни следует разгружать и выводить в резерв менее экономичные, но более маневренные электростанции.

Проведение всех видов ремонтов связано с большими затратами. Ремонты проводятся как силами ремонтного цеха электростанции, так и централизованно, специальной ремонтной организацией, которая входит в районное энергетическое управление.

Различают следующие виды ремонта: капитальный ремонт, который проводится 1 раз в два, три или более лет; текущий ремонт, который проводится до 2 раз каждый год; расширенный текущий ремонт, проводимый 1 раз в год, в котором нет капитального ремонта. В таблице 21.3 даны доли времени проведения ремонтов для различных типов энергоблоков. Время, затрачиваемое на ремонты, растет с ростом единичной мощности и начальных параметров пара.

Таблица 21.3

Доли времени проведения ремонтов для различных типов энергоблоков

№ п/п	Тип блока, топливо	N _{уст} , МВт	Доля времени ремонтов			b _{НОМ} ^{у.н} Т МВт·ч	b _{НОМ} ^{у.бр} Т МВт·ч	N _i , МВт	b', Т МВт·ч	b'', Т МВт·ч	N _{т.м} , МВт	ΔB _п ⁴⁸ , Т	ΔB _п ^x , Т	B _x , т/ч
			α _{ав}	α _{т.р}	α _{с.р}									
1	К-50-90, у	50	0,0244	0,02	0,047	0,398	0,347	40	0,324	0,369	15	5,0	15,0	2,1
2	К-100-90, у	100	0,029	0,026	0,051	0,396	0,373	80	0,323	0,368	30	10	30	4,15
3	К-100-90, ГМ	100	0,026	0,023	0,045	0,378	0,361	80	0,312	0,355	30	10	30	4,0
4	К-160-130, у	160	0,04	0,0335	0,066	0,360	0,337	130	0,293	0,338	85	27	45	5,91
5	К-160-130, ГМ	160	0,036	0,0301	0,06	0,344	0,328	130	0,287	0,328	60	27	45	5,73
6	К-200-130, у	200	0,043	0,0305	0,068	0,358	0,333	150	0,288	0,327	110	36	60	7,3
7	К-200-130, ГМ	200	0,0386	0,0312	0,06	0,337	0,323	150	0,279	0,318	80	36	60	7,0
8	К-300-240, у	300	0,0577	0,043	0,084	0,339	0,325	250	0,286	0,309	210	60	95	10,4
9	К-300-240, ГМ	300	0,05	0,038	0,073	0,324	0,315	250	0,278	0,30	140	60	95	10,2
10	К-500-240, у	500	0,0675	0,0465	0,09	0,336	0,321	400	0,284	0,307	290	95	150	15,2
11	К-800-240, у	800	0,078	0,05	0,097	0,330	0,319	640	0,283	0,298	520	150	240	25,2
12	К-800-240, ГМ	800	0,068	0,044	0,085	0,318	0,310	640	0,276	0,098	360	150	240	24,5
13	К-1200-240, у	1200	0,089	0,0545	0,105	0,330	0,317	960	0,282	0,304	800	220	350	36,4
14	К-1200-240, ГМ	1200	0,0815	0,0495	0,095	0,315	0,307	960	0,274	0,295	600	220	350	25,4
15	К-500-130- 510/510 ГМ	500	0,049	0,0338	0,064	0,362	0,345	350	0,315	0,361	175	37,5	60	8,4
16	ВВЭР-440	440	0,056	0,039	0,0765	0,420	0,395	310	0,301	0,348	200	—	—	34,9
17	РБМК-1000	1000	0,066	0,041	0,08	0,407	0,382	700	0,292	0,337	450	65	110	76,7
18	ГТ-100-750-2	100	0,021	0,019	0,0376	0,455	0,448	100	0,325	—	—	5,4	5,5	12,3

Примечания: 1. у – уголь; ГМ – газомазутное топливо. 2. Потеря топлива на пуск из холодного состояния $\Delta B_{п}^x = 2 \cdot B_{п}^{48}$

21.2. Определение годовых показателей ТЭС

Определение годовых показателей КЭС. Основой для расчета годовых технико-экономических показателей КЭС или энергоблока служат годовой расход топлива $V_{\text{год}}$ и отпуск электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{от}}$.

При прямолинейной топливной характеристике

$$V = V_x + b' \cdot N_3, \quad (21.2)$$

где V – расход условного топлива, т/ч; V_x – условный расход топлива на холостой ход, т/ч; b' – удельный прирост топлива, т/(МВт·ч).

Годовой расход топлива может быть определен интегрированием:

$$V_{\text{год}} = V_x \cdot \tau_{\text{раб}} + b' \cdot \int_0^{\tau_{\text{раб}}} N_3 \cdot d\tau, \quad (21.3)$$

где $\tau_{\text{раб}}$ – число рабочих часов энергоблока за год;

$$\begin{aligned} V_{\text{год}} &= V_x \cdot \tau_{\text{раб}} + b' \cdot \mathcal{E}_{\text{год}}; \\ b_{\text{год}}^{\text{ср}} &= V_{\text{год}} / \mathcal{E}_{\text{год}} = b' + x \cdot b_{\text{ном}} \cdot \tau_{\text{раб}} / \tau_{\text{исп}}. \end{aligned} \quad (21.3a)$$

где $x = V_x / V_{\text{ном}}$; $V_{\text{ном}}$, $b_{\text{ном}}$ – часовой и удельный расходы топлива при номинальной электрической нагрузке энергоблока; $\tau_{\text{исп}} = \mathcal{E}_{\text{год}} / N_{\text{ном}}$ – число часов использования номинальной мощности за год.

Годовой коэффициент нагрузки

$$\begin{aligned} f &= \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{N_{\text{ном}} \cdot \tau_{\text{раб}}} = \frac{N_{\text{ном}} \cdot \tau_{\text{исп}}}{N_{\text{ном}} \cdot \tau_{\text{раб}}} = \frac{\tau_{\text{исп}}}{\tau_{\text{раб}}}; \\ b_{\text{год}}^{\text{ср}} &= b_{\text{ном}} \cdot \left(\frac{b'}{b_{\text{ном}}} + \frac{x}{f} \right) = b_{\text{ном}} \cdot \left[1 + x \cdot \left(\frac{1}{f} - 1 \right) \right]. \end{aligned}$$

Иначе:

$$b_{\text{год}}^{\text{ср}} = b_{\text{ном}} \cdot (1 + \varepsilon),$$

где $\varepsilon = x \cdot \left(\frac{1}{f} - 1 \right)$.

Обычно пользуются прямолинейными характеристиками с одним изломом:

$$V = V_x + b' \cdot N_3 + b'' \cdot (N_3 - N_3'),$$

где для области $N_3 < N_3'$ третий член не действителен.

При использовании указанных характеристик расчет ведется по суточным графикам нагрузки. Энергоблок работает от утреннего до вечернего максимума при номинальной нагрузке, в ночные часы разгружается до технического минимума $N_{\text{т.м}}$. Для суточного графика рабочего и нерабочего дня подсчитывается выработка электроэнергии и расход топлива, а затем суточные выработку и расход топлива умножают на число рабочих и нерабочих дней в году.

В таблице 21.3 приведены все необходимые характеристики типовых энергоблоков для расчета годовых расходов топлива.

Проиллюстрируем методику на примере.

Пример. Расчет годового расхода топлива для пылеугольного энергоблока 500 МВт. Принимаем суточный график по рис. 21.1 б. Из таблицы 21.3 имеем

(поз. 10) $\alpha_{a.v} = 0,0675$; $\alpha_{т.р} = 0,0465$; $\alpha_{к.р} = 0,09$; $b_{ном}^{бр} = 0,321 \text{ т}/(\text{МВт} \cdot \text{ч})$; $N_{т.м} = 290 \text{ МВт}$; $b' = 0,284 \text{ т}$; $N_1 = 400 \text{ МВт}$; $b'' = 0,307 \text{ т}/(\text{МВт} \cdot \text{ч})$; $B_x = 15,2 \text{ т}/\text{ч}$.

Расчет. $B_{ном} = 0,321 \cdot 500 = 160,5 \text{ т}/\text{ч}$; $B_{т.м} = 15,2 + 0,284 \cdot 290 = 97,56 \text{ т}/\text{ч}$.

В соответствии с суточным графиком электрической нагрузки рабочего дня (рис. 21.1 б) имеем

$$B_{ном} \cdot 15 = 160,5 \cdot 15 = 2407,5 \text{ т}; B_{т.м} \cdot 7 = 97,56 \cdot 7 = 684,92 \text{ т}; \\ \frac{B_{т.м} + B_{ном}}{2} \cdot 2 = 160,5 + 97,56 = 252,06 \text{ т}; B_{сут}^p = 3342,48 \text{ т}.$$

Для нерабочих дней задана постоянная нагрузка на уровне технического минимума:

$$B_{сут}^{нр} = 97,56 \cdot 24 = 2341,44 \text{ т}.$$

Выработка электроэнергии за рабочий день

$$\mathcal{E}_{сут}^p = N_{ном} \cdot 15 + N_{т.м} \cdot 7 + \frac{N_{т.м} + N_{ном}}{2} \cdot 2 \cdot 1,0 = \\ = 500 \cdot 15 + 290 \cdot 7 + (500 + 290) = 10250 \text{ МВт} \cdot \text{ч}.$$

За нерабочий день:

$$\mathcal{E}_{сут}^{нр} = 290 \cdot 24 = 6960 \text{ МВт} \cdot \text{ч}.$$

Рабочее время определяется как остаток годового времени за вычетом времени ремонтов:

$$\tau_{раб} = \tau_{год} \cdot (1 - \alpha_{a.v} - \alpha_{т.р} - \alpha_{к.р}) = 8760 \cdot (1 - 0,0675 - 0,0465 - 0,09) = \\ = 8760 \cdot 0,796 = 6912,96 \text{ ч},$$

или 41 неделя, что соответствует 205 рабочим дням и 82 нерабочим (субботы и воскресенья).

Принимаем, что в 11 случаях энергоблок останавливается на субботу и воскресенье, в 30 случаях переводится на нагрузку технического минимума.

Годовая выработка электроэнергии составляет:

$$\mathcal{E}_{год} = n_p \cdot \mathcal{E}_{сут}^p + n_{нр} \cdot \mathcal{E}_{сут}^{нр} = 205 \cdot 10250 + 2 \cdot 30 \cdot 6960 = 2,517 \cdot 10^6 \text{ МВт} \cdot \text{ч}.$$

При этом число часов использования установленной мощности составляет:

$$\tau_{исп} = \frac{\mathcal{E}_{год}}{N_{ном}} = \frac{2,517 \cdot 10^6}{500} = 5034 \text{ ч}.$$

Годовой расход условного топлива равен:

$$B_{год} = n_p \cdot B_{сут}^p + n_{нр} \cdot B_{сут}^{нр} + n_{п}^{48} \cdot \Delta B_{п}^{48} + n_{п}^x \cdot \Delta B_{п}^x = \\ = 205 \cdot 3342,48 + 2 \cdot 30 \cdot 2341,44 + 11 \cdot 360 + 5 \cdot 320 = 829054 \text{ т},$$

где $n_{п}^x$ – число пусков энергоблока из холодного состояния за год, принято $n_{п}^x = 6$.

Среднегодовой удельный расход условного топлива равен:

$$b_{год}^{ср.бр} = \frac{B_{год}}{\mathcal{E}_{год}} = \frac{829054}{2,517 \cdot 10^6} = 0,3294 \text{ т}/(\text{МВт} \cdot \text{ч});$$

приняв $\mathcal{E}_{с.н} = 0,06$, получим

$$b_{год}^{ср.н} = \frac{b_{год}^{ср.бр}}{1 - \mathcal{E}_{с.н}} = \frac{0,3294}{0,94} = 0,3504 \text{ т}/(\text{МВт} \cdot \text{ч}).$$

Определение годового расхода топлива на ТЭЦ. Исходным материалом для расчета годового расхода топлива на ТЭЦ являются графики продолжительностей тепловых нагрузок по пару и по горячей воде. Годовой расход топлива на ТЭЦ разделяем на расход топлива за отопительный сезон и за летний сезон:

$$B_{\text{год}}^{\text{ТЭЦ}} = B_{\text{о.с.}} + B_{\text{л.с.}} \quad (21.4)$$

Расход за отопительный сезон, в свою очередь, разделяем на расход топлива на производство теплоты $B_{Q_{\text{о.с.}}}$ и на производство электроэнергии $B_{\text{э.о.с.}}$.

Расход топлива $B_{Q_{\text{о.с.}}}$ складывается из расхода топлива на производство теплоты в пиковых источниках теплоты $B_{\text{п.и.т}}^{\text{о.с.}}$ и за счет отборного пара с использованием энергетических котлов $B_{\text{о.с.}}^{\text{ЭН}}$:

$$B_{Q_{\text{о.с.}}} = B_{\text{п.и.т}}^{\text{о.с.}} + B_{\text{о.с.}}^{\text{ЭН}} \quad (21.5)$$

В общем случае теплота от пиковых источников может отпущаться как с паром, так и с горячей водой:

$$B_{\text{п.и.т}}^{\text{о.с.}} = Q_{\text{п.и.т}}^{\text{о.с.}} \cdot b_Q^{\text{п.и.т}}, \quad (21.6)$$

где $Q_{\text{п.и.т}}^{\text{о.с.}} = Q_{\text{с.в.о.с.}}^{\text{п.и.т.}} + Q_{\text{т.п.о.с.}}^{\text{п.и.т.}}$. Определение значений $Q_{\text{с.в.о.с.}}^{\text{п.и.т.}}$ и $Q_{\text{т.п.о.с.}}^{\text{п.и.т.}}$ было описано выше (гл. 8);

$$B_{\text{о.с.}}^{\text{ЭН}} = b_Q^{\text{ЭН}} \cdot (Q_{\text{с.в.о.с.}}^{\text{ЭН}} + Q_{\text{т.п.о.с.}}^{\text{ЭН}}), \quad (21.7)$$

где $b_Q^{\text{ЭН}}$ – удельный расход топлива на производство теплоты, отпускаемой из отборов с учетом собственных нужд.

Остается определить $B_{\text{э.о.с.}}$. Расчет значения $B_{\text{э.о.с.}}$ зависит от типа теплофикационных турбин. Для турбин с противодавлением заданный график отпуска технологического пара позволяет определить с помощью энергетических характеристик выработку электроэнергии на тепловом потреблении за весь зимний период. Тогда

$$B_{\text{э.о.с.}} = b_{\text{э}}^{\text{тф.н}} \cdot \text{Э}_{\text{о.с.}}^{\text{тф}}, \quad (21.8)$$

где

$$b_{\text{э}}^{\text{тф.н}} = \frac{0,123}{\eta_{\text{э}} \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{э.н.н}}}. \quad (21.9)$$

Турбины с отопительными отборами типа Т-100-130, как было указано выше, могут работать в режиме с противодавлением, и тогда вся выработка электроэнергии идет на тепловом потреблении с удельным расходом топлива $b_{\text{э}}^{\text{тф}}$. В этом случае можно рассчитать выработку электроэнергии за отопительный сезон, используя кривую продолжительности отопительных нагрузок и аналитическую характеристику турбины и учитывая также температурный график тепловой сети.

В самом общем случае для определения $B_{\text{э.о.с.}}$ следует рассчитать часовой расход топлива для различных режимов при разных наружных температурах и затем определить суммарный расход топлива.

Для летнего сезона надо выделить турбины, работающие по теплофикационному и конденсационному режимам, и в соответствии с тепловой нагрузкой

рассчитать расходы топлива. При наличии на ТЭЦ разнотипных теплофикационных турбин необходимо решить вопрос, на какие из них следует передать легкую нагрузку горячего водоснабжения. При этом критерием оптимальности является минимум расхода топлива в энергосистеме.

21.3. Определение КПД электростанций с учетом собственных расходов энергии

Конденсационная электростанция. Основным энергетический показатель конденсационной электростанции (конденсационного энергоблока) – коэффициент полезного действия нетто, учитывающий собственный расход электрической и тепловой энергии. С коэффициентом полезного действия непосредственно связаны такие важные энергетические показатели, как удельные расходы теплоты и условного топлива на отпускаемую электроэнергию.

Введем следующие величины.

Расход теплоты на турбоустановку (включая ее собственный расход)

$$Q_{\text{ту}} = Q_{\text{та}} + Q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту}},$$

где $Q_{\text{та}}$ – расход теплоты на турбоагрегат, не включающий собственный расход теплоты турбоустановки $Q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту}}$; относительный собственный расход теплоты турбоустановки $q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту}} = Q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту}}/Q_{\text{та}}$.

Отпуск теплоты котельной установкой:

$$Q_{\text{п.к.у}} = Q_{\text{п.к}} - Q_{\text{с.н.т}}^{\text{п.к.у}},$$

где $Q_{\text{п.к}}$ – тепловая нагрузка котлов; $Q_{\text{с.н.т}}^{\text{п.к.у}}$ – собственный расход в котельной установке;

относительный собственный расход теплоты в котельной установке

$$q_{\text{с.н.т}}^{\text{п.к.у}} = Q_{\text{с.р.т}}^{\text{п.к.у}}/Q_{\text{п.к}}.$$

Собственный расход электроэнергии на электростанции $\mathcal{E}_{\text{с.н}}$ составляется из собственных расходов турбоустановки $\mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{ту}}$ и котельной установки $Q\mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{п.к.у}}$:

$\mathcal{E}_{\text{с.н}} = \mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{ту}} + \mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{п.к.у}}$, или в долях выработки электроэнергии \mathcal{E} :

$$\mathcal{E}_{\text{с.н}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{ту}}}{\mathcal{E}}, \mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{ту}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{ту}}}{\mathcal{E}}, \mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{п.к.у}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{п.к.у}}}{\mathcal{E}}, \mathcal{E}_{\text{с.н}} = \mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{ту}} + \mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{п.к.у}}.$$

Затраты теплоты в котельной установке на ее собственный расход электроэнергии составляет:

$$Q_{\text{с.н.э}}^{\text{п.к.у}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{п.к.у}}}{\eta_{\text{ту}}^{\text{э.н}} \cdot \eta_{\text{тр}}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{п.к.у}} \cdot \mathcal{E}}{\eta_{\text{ту}}^{\text{э.н}} \cdot Q_{\text{ту}}} \cdot Q_{\text{п.к.у}},$$

где $\eta_{\text{ту}}^{\text{э.н}}$ – КПД (электрический абсолютный) нетто турбоустановки; $\eta_{\text{тр}} = Q_{\text{ту}}/Q_{\text{п.к.у}}$ – КПД транспорта теплоты. Выражение КПД нетто конденсационной электростанции (энергоблока) имеет вид:

$$\eta_{\text{эс}}^{\text{н}} = \frac{\mathcal{E}_0}{Q_{\text{с}}} = \frac{\mathcal{E} - \mathcal{E}_{\text{с.н}}}{Q_{\text{с}}} = \frac{\mathcal{E} \cdot (1 - \mathcal{E}_{\text{с.н}})}{Q_{\text{с}}}, \quad (21.10)$$

где $Q_{\text{с}}$ – расход теплоты топлива на электростанцию (энергоблок).

Величины Q и ε относятся к одинаковому периоду времени (год, месяц, неделя, сутки); для часового периода выработку электроэнергии ε заменяют мощностью N .

Выразим КПД конденсационной электростанции (энергоблока) через КПД нетто отдельных ее частей.

Коэффициент полезного действия (абсолютный электрический) *нетто турбоустановки*

$$\eta_{\text{ТУ}}^{\varepsilon, \text{H}} = \frac{\varepsilon - \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{ТУ}}}{Q_{\text{ТУ}}} = \frac{\varepsilon \cdot (1 - \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{ТУ}})}{Q_{\text{ТУ}}}. \quad (21.11)$$

Коэффициент полезного действия (абсолютный электрический) *брутто турбоагрегатов*

$$\eta_{\text{ТА}}^{\varepsilon} = \varepsilon / Q_{\text{ТА}}.$$

Коэффициент полезного действия *нетто турбоустановки*

$$\eta_{\text{ТУ}}^{\varepsilon, \text{H}} = \frac{\varepsilon \cdot (1 - \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{ТУ}})}{Q_{\text{ТУ}} + Q_{\text{с.н.т}}^{\text{ТУ}}} = \eta_{\text{ТА}} \cdot \frac{1 - \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{ТУ}}}{1 + q_{\text{с.н.т}}^{\text{ТУ}}}. \quad (21.12)$$

Определим КПД *нетто котельной установки*:

$$\eta_{\text{п.к.у}}^{\text{H}} = \frac{Q_{\text{п.к.у}}^{\text{H}}}{Q_{\text{с}}} = \frac{Q_{\text{п.к.у}} - Q_{\text{с.н.э}}^{\text{H.к.у}}}{Q_{\text{с}}} = \frac{Q_{\text{п.к.у}}}{Q_{\text{с}}} \cdot \left(1 - \frac{\varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{п.к.у}} \cdot \varepsilon}{\eta_{\text{ТУ}}^{\varepsilon, \text{H}} \cdot Q_{\text{ТУ}}} \right).$$

КПД *брутто котла*:

$$\eta_{\text{п.к}} = \frac{Q_{\text{п.к}}}{Q_{\text{с}}},$$

поэтому получим

$$\eta_{\text{п.к.у}}^{\text{H}} = \eta_{\text{п.к}} \cdot (1 - q_{\text{с.н.т}}^{\text{п.к.у}}) \cdot \frac{1 - \varepsilon_{\text{с.н}}}{1 - \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{ТУ}}}. \quad (21.13)$$

Формулу (21.10) для КПД электростанции *нетто* преобразуем так:

$$\eta_{\text{ЭС}}^{\text{H}} = \frac{\varepsilon \cdot (1 - \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{ТУ}}) \cdot (1 - \varepsilon_{\text{с.н}})}{Q_{\text{ТУ}} \cdot (1 - \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{ТУ}})} \cdot \frac{Q_{\text{ТУ}}}{Q_{\text{п.к.у}}} \cdot \frac{Q_{\text{п.к.у}}}{Q_{\text{с}}},$$

откуда с учетом формул (21.11), (21.13) и выражений

$$\eta_{\text{ТР}} = Q_{\text{ТУ}} / Q_{\text{п.к.у}} \quad \text{и} \quad \frac{Q_{\text{п.к.у}}}{Q_{\text{с}}} = \frac{Q_{\text{п.к}} \cdot (1 - q_{\text{с.н.т}}^{\text{п.к.у}})}{Q_{\text{с}}} = \eta_{\text{п.к}} \cdot (1 - q_{\text{с.н.т}}^{\text{п.к.у}})$$

получим

$$\eta_{\text{ЭС}}^{\text{H}} = \eta_{\text{ТУ}}^{\varepsilon, \text{H}} \cdot \eta_{\text{ТР}} \cdot \eta_{\text{п.к.у}}^{\text{H}}. \quad (21.14)$$

То есть КПД *нетто конденсационной электростанции* равен произведению КПД *нетто турбинной и котельной установок* и КПД *транспорта теплоты*.

Подставив в формулу (21.14) $\eta_{\text{ТУ}}^{\varepsilon, \text{H}}$ из формулы (21.12) и $\eta_{\text{п.к.у}}^{\text{H}}$ из формулы (21.13), получим выражение КПД *нетто конденсационной электростанции* в развернутом виде:

$$\eta_{\text{ЭС}}^{\text{H}} = \eta_{\text{ТА}} \cdot \eta_{\text{ТР}} \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot \frac{1 - q_{\text{с.н.т}}^{\text{п.к.у}}}{1 + q_{\text{с.н.т}}^{\text{ТУ}}} \cdot (1 - \varepsilon_{\text{с.н}}). \quad (21.14\text{a})$$

Удельный расход *нетто теплоты на турбоустановку*, кДж/(кВт·ч):

$$q_{\text{ТУ}}^{\varepsilon, \text{H}} = 3600 / \eta_{\text{ТУ}}^{\varepsilon, \text{H}} \quad (21.15)$$

и на электростанцию (энергоблок):

$$q_{\text{с}}^{\text{H}} = 3600 / \eta_{\text{ЭС}}^{\text{H}}. \quad (21.15\text{a})$$

Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, г/(кВт·ч),

$$b_{у.э}^H \approx 123/\eta_{эс}^H. \quad (21.156)$$

Полученные выражения относятся к схеме конденсационной электростанции без использования теплоты из отборов турбин на подогрев мазута или воздуха для паровых котлов, на подсушку топлива и т.п.

В случае такого использования КПД турбоустановки определяется как для теплофикационной турбоустановки, т.е. по расходу теплоты на производство электроэнергии, равному полному расходу теплоты за вычетом теплоты, отпускаемой на указанные цели вне турбинной установки.

удования; ТЭС с центральным пылезаводом с паровой подсушкой топлива и с предварительным паровым подогревом воздуха для горения выражение КПД нетто электростанции имеет вид

$$\eta_{эс}^H = \eta_{ту}^{э.н} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к.у}^H \cdot \eta_{пз}^H \cdot \frac{1 - \beta_{п} - \beta_{в}}{1 - \beta_{п} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к} \cdot \eta_{пз} - \beta_{п} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к}}, \quad (21.16)$$

где $\beta_{п} = Q_{п}/Q_{ту}$ и $\beta_{в} = Q_{в}/Q_{ту}$ – относительный расход теплоты на подсушку топлива и подогрев воздуха в долях полного расхода теплоты на турбоустановку; $\eta_{пз}$ и $\eta_{пз}^H$ – соответственно КПД брутто и нетто пылезавода, причем

$$\eta_{пз}^H = \eta_{пз} \cdot \frac{1 - \mathcal{E}_{с.н}}{1 - \mathcal{E}_{с.н} + \mathcal{E}_{с.н}^{пз}}, \quad (21.17)$$

где $\mathcal{E}_{с.н}^{пз} = \mathcal{E}_{с.н}^{пз}/\mathcal{E}$ – относительный собственный расход электроэнергии на пылезавод.

В современных энергоблоках применяют паровой привод питательных насосов, а на мазутных ТЭС с паровыми котлами под наддувом применяют и паровой привод турбовоздуходувки. По действующей методике отчетности ТЭС питательные насосы относят к собственным нуждам котельной установки; в то же время подогрев питательной воды в насосах учитывается в расчетах схем турбоустановки. Обозначая доли теплоты, отпускаемой на привод механизмов котельной установки (питательные насосы, турбовоздуходувки) и возвращаемой питательной воде в турбоустановке, через $\beta_{т.п}$ и $\beta_{п.в}$, выражение КПД энергоблока получаем в виде:

$$\eta_{эс}^H = \eta_{ту}^{э.н} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к.у}^H \cdot \frac{1 - (\beta_{т.п} - \beta_{п.в})}{1 - (\beta_{т.п} - \beta_{п.в}) \cdot \eta_{п.к} \cdot \eta_{тр}}.$$

Необходимо отметить, что методологически правильнее относить питательные насосы к механизмам турбоустановки, так как:

а) давление пара и воды создается для производства энергии турбоагрегатами;

б) питательный насос на современных ТЭС – органическая часть схемы турбоустановки;

в) питательные насосы по своему территориальному размещению (находятся в машинном зале) также относятся к турбоустановке.

Однако при отнесении питательных насосов к турбоустановке усложняется система энергетических показателей теплоэлектростанций.

Теплоэлектроцентрль. На ТЭЦ принято распределять общий расход теплоты и топлива на каждый из двух видов отпускаемой ею энергии – электрической и тепловой – по условным методам распределения теплоты. Например, по физическому методу – относят на тепловую энергию действительно затраченную на нее теплоту, а на электроэнергию – остальное количество теплоты. Экономия теплоты и топлива относится при этом полностью на электроэнергию.

Линейная схема преобразования тепловой и электрической энергии на паросиловых ТЭЦ отличается от подобной схемы КЭС следующим: ТЭЦ отпускает электрическую энергию в количестве \mathcal{E}_0 и тепловую в количестве Q_T^0 . *Собственный расход электроэнергии* в турбинной и котельной установках распределяется между электрической и тепловой энергией:

$$\mathcal{E}_{с.н} = \mathcal{E}_{с.н}^{ту} + \mathcal{E}_{с.н}^{п.к.у}; \mathcal{E}_{с.н}^{ту} = \mathcal{E}_{с.н}^{ту.э} + \mathcal{E}_{с.н}^{ту.т}; \mathcal{E}_{с.н}^{п.к.у} = \mathcal{E}_{с.н}^{п.к.у.э} + \mathcal{E}_{с.н}^{п.к.у.т};$$

аналогичные соотношения имеются и для относительных расходов: $\mathcal{E}_{с.н} = \mathcal{E}_{с.н}/\mathcal{E}$ и др., отнесенных к выработке электроэнергии. Собственный расход теплоты турбинной и котельной установок также делится между обоими видами энергии:

$$Q_{с.н.т}^{ту} = Q_{с.н.т}^{ту.э} + Q_{с.н.т}^{ту.т};$$

$$Q_{с.н.т}^{п.к.у} = Q_{с.н.т}^{п.к.у.э} + Q_{с.н.т}^{п.к.у.т}.$$

Общий (полный) расход теплоты на турбоустановку $Q_{ту}$ составляется из расходов на электроэнергию $Q_{ту}^э$ и на отпуск теплоты $Q_{ту}^{т.н}$ (в последнюю величину включается расход теплоты $Q_{с.н.э}^{ту.т}$ на электроэнергию, затрачиваемую в турбоустановке на теплового потребителя, при этом получаем

$$Q_{ту} = Q_{ту}^{т.н} + Q_{ту}^э \text{ и } Q_{ту} = Q_{ту}^т + Q_{ту}^{э.н},$$

причем

$$Q_{ту}^{т.н} = Q_{ту}^т + Q_{с.н.э}^{ту.т} \text{ и } Q_{ту}^{э.н} = Q_{ту}^э + Q_{с.н.э}^{ту.т}.$$

Кроме того, в соответствии с принятыми положениями имеем следующие соотношения:

$$Q_{ту} = Q_{та} + Q_{с.н.т}^{ту}; Q_{та} = Q_{та}^э + Q_{та}^т; Q_{ту} = Q_{та}^т + Q_{с.н.т}^{ту.т};$$

$$Q_{та}^т = Q_T^0 + Q_T^{пот} = Q_T^0/\eta_T; Q_{та}^э = Q_{та} - Q_{та}^т = Q_{та} - Q_T^0/\eta_T.$$

Общая (полная) тепловая нагрузка паровых котлов

$$Q_{п.к} = Q_{п.к.у} + Q_{с.н.т}^{п.к.у} = Q_{п.к.у}^т + Q_{п.к.у}^э;$$

тепловая нагрузка котельной установки *нетто*

$$Q_{п.к.у}^н = Q_{п.к.у} - Q_{с.н.э}^{п.к.у} = Q_{п.к.у}^{т.н} + Q_{п.к.у}^{э.н},$$

где $Q_{с.н.э}^{п.к.у}$ – затраты теплоты на собственный расход электроэнергии котельной установки.

Кроме того,

$$Q_{п.к.у}^т = Q_{п.к.у}^{т.н} + Q_{с.н.э}^{п.к.у.т} \text{ и } Q_{п.к.у}^э = Q_{п.к.у}^{э.н} + Q_{с.н.э}^{п.к.у.э}.$$

Расход теплоты топлива на котельную установку ($Q_c^э = Q_{сэ}$ и $Q_c^т = Q_{тс}$)

$$Q_c = Q_c^э + Q_c^т = Q_{п.к} + Q_{п.к}^{пот}.$$

На долю отпуска теплоты относится *часть расходуемой теплоты*:

$$\beta_T = \frac{Q_c^т}{Q_c} = \frac{Q_{п.к}^т}{Q_{п.к}} = \frac{Q_{п.к.у}^т}{Q_{п.к.у}} = \frac{Q_{п.к.у}^{т.н}}{Q_{п.к.у}^н}. \quad (21.18)$$

Коэффициент полезного действия нетто турбоустановки по отпуску электроэнергии

$$\eta_{ту}^{э.н} = \frac{\mathcal{E}_0^{ту}}{Q_{ту}^{э.н}} = \frac{\mathcal{E} - \mathcal{E}_{с.н}^{ту.э}}{Q_{ту}^{э.н}} = \frac{\mathcal{E} \cdot (1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту.э})}{Q_{ту}^{э.н}},$$

или

$$\eta_{ту}^{э.н} = \eta_{та}^э \cdot \frac{1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту.э}}{1 + q_{с.н.т}^{ту.э}}, \quad (21.19)$$

где $q_{с.н.т}^{ту.э} = Q_{с.н.т}^{ту.э} / Q_{та}^э$ и $Q_{ту}^{э.н} = Q_{та}^э + Q_{с.н.т}^{ту.э}$.

Коэффициент полезного действия нетто турбоустановки по отпуску теплоты

$$\eta_{ту}^{т.н} = \frac{Q_{т}^0}{Q_{ту}^{т.н}} = \frac{\eta_T}{(1 + q_{с.н.т}^{ту.т}) \cdot (1 + q_{с.н.э}^{ту.т})}, \quad (21.20)$$

где $q_{с.н.т}^{ту.т} = Q_{с.н.т}^{ту.т} / Q_{та}^т$ и $q_{с.н.э}^{ту.т} = \frac{Q_{с.н.э}^{ту.т}}{Q_{ту}^т}$,

причем $Q_{ту}^т = Q_{та}^т + Q_{с.н.т}^{ту.т} = Q_{та}^т \cdot (1 + q_{с.н.т}^{ту.т})$ и $Q_{с.н.э}^{ту.т} = \mathcal{E}_{с.н}^{ту.т} / \eta_{ту}^{э.н}$.

Коэффициенты полезного действия *транспорта теплоты* и паровых котлов ТЭЦ равны: $\eta_{тр} = Q_{ту} / Q_{п.к.у}$ и $\eta_{п.к} = Q_{п.к} / Q_c$.

Коэффициент полезного действия *нетто котельной установки*:

$$\eta_{п.к.у}^н = \frac{Q_{п.к.у}^н}{Q_c} = \eta_{п.к} \cdot (1 - q_{с.н.т}^{п.к.у}) \cdot \frac{1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту}}{1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту.э}}.$$

Коэффициент полезного действия нетто ТЭЦ *по отпуску электрической энергии* равен произведению КПД нетто турбинной и котельной установок и КПД транспорта теплоты:

$$\eta_{э.с}^н = \eta_{ту}^{э.н} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к.у}^н, \quad (21.21)$$

или в развернутом виде

$$\eta_{э.с}^н = \eta_{та}^э \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к} \cdot \frac{1 - q_{с.н.т}^{п.к.у}}{1 + q_{с.н.т}^{ту.э}} \cdot \frac{1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту.э}}{1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту}} \cdot (1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту.э}), \quad (21.22)$$

где $\eta_{та}^э \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к} = \eta_c^{э.бр}$ – КПД брутто ТЭЦ по производству электроэнергии.

Если рассматривать КЭС как частный случай ТЭЦ, в котором $q_{с.н.т}^{ту.э} = q_{с.н.т}^{ту}$ и $\mathcal{E}_{с.н}^{ту} = \mathcal{E}_{с.н}^{ту}$, то формулы (21.21) и (21.22) для КПД нетто турбоустановки и для ТЭЦ по отпуску электроэнергии переходят в формулы (21.12) и (21.14а) для соответствующих показателей КЭС.

Коэффициент полезного действия *нетто ТЭЦ по отпуску теплоты*

$$\eta_{с}^{т.н} = \eta_{ту}^{т.н} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к.у}^н, \quad (21.23)$$

или в развернутом виде

$$\eta_{с}^{т.н} = \eta_T \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к} \cdot \frac{1 - q_{с.н.т}^{п.к.у}}{(1 + q_{с.н.т}^{ту.т}) \cdot (1 + q_{с.н.т}^{ту.т})} \cdot \frac{1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту}}{1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту.э}}, \quad (21.24)$$

где $\eta_T \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к} = \eta_{т.с}^{бр}$ – КПД брутто ТЭЦ по производству теплоты; значения $Q_{та}^T$ и $Q_{ту}^T$ определяются по формулам (21.17).

Полученные выражения для КПД нетто по производству электрической и тепловой энергии ТЭЦ и турбоустановки можно несколько упростить, если отнести собственный расход электроэнергии турбоустановки для теплового потребителя $Q_{с.н.э}^{ту.т}$ не к тепловой, а к электрической энергии (эта величина учитывается общим собственным расходом электроэнергии $\mathcal{E}_{с.н}$). Такое положение не является строгим, но может считаться справедливым, если учесть, что вся энергетическая выгода от комбинированного производства двух видов энергии по принятой методике относится к электроэнергии. При этом КПД транспорта теплоты $\eta_{тр}$ и КПД нетто котельной установки сохраняют прежние значения: $\mathcal{E}_{с.н}^{ту.э} = \mathcal{E}_{с.н}^{ту}$ и $q_{с.н.э}^{ту.т} = 0$.

Коэффициент полезного действия нетто турбоустановки по электроэнергии:

$$\eta_{ту}^{\text{э.н}} = \eta_{та}^{\text{э}} \cdot \frac{1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту}}{1 + q_{с.н.т}^{ту.э}}$$

и КПД нетто ТЭЦ по электроэнергии:

$$\eta_{с}^{\text{э.н}} = \eta_{ту}^{\text{э.н}} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к.у}^{\text{н}} = \eta_{та}^{\text{э}} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к} \cdot \frac{1 - q_{с.н.т}^{п.к.у}}{1 + q_{с.н.э}^{ту.э}} \cdot (1 - \mathcal{E}_{с.н}).$$

Значения $\eta_{ту}^{\text{э.н}}$ и $\eta_{с}^{\text{э.н}}$ несколько уменьшаются.

Коэффициент полезного действия нетто турбоустановки по отпуску теплоты:

$$\eta_{ту}^{\text{т.н}} = \frac{\eta_T}{1 + q_{с.н.т}^{ту.т}}$$

Коэффициент полезного действия *нетто* ТЭЦ по отпуску теплоты.

$$\eta_{с}^{\text{т.н}} = \eta_{ту}^{\text{т.н}} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к.у}^{\text{н}} = \eta_T \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к} \cdot \frac{1 - q_{с.н.т}^{п.к.у}}{1 + q_{с.н.т}^{ту.т}} \cdot \frac{1 - \mathcal{E}_{с.н}}{1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту}}. \quad (21.24a)$$

Значения $\eta_{ту}^{\text{т.н}}$ и $\eta_{с}^{\text{т.н}}$ несколько возрастают.

При таком упрощающем допущении:

$$\beta_T = \frac{Q_{ту}^T}{Q_{ту}} = \frac{Q_{п.к.у}^T}{Q_{п.к.у}} = \frac{Q_{п.к.у}^{\text{т.н}}}{Q_{п.к.у}^{\text{н}}} = \frac{Q_{п.к}^T}{Q_{п.к}} = \frac{Q_c^T}{Q_c}.$$

Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, г/(кВт·ч), определяют по формуле типа (21.15б):

$$b_{у.э}^{\text{н}} \approx 123 / \eta_{с}^{\text{э.н}}.$$

Удельный расход условного топлива на отпуск теплоты, кг/ГДж, определяется по формуле

$$b_{у.т}^{\text{н}} \approx 34,14 / \eta_{с}^{\text{т.н}}.$$

Собственный расход электрической и тепловой энергии турбоустановки распределяют между обоими видами энергии в соответствии с назначением этого расхода.

Так, на электрическую энергию относят расход электроэнергии на насосы конденсатные турбин, охлаждающей воды (циркуляционные), водоструйных эжекторов конденсаторов турбин, дренажные, сливные и т.д. На долю отпуска

теплоты относят расход электроэнергии на насосы теплофикационных установок – сетевой, паропреобразовательной или испарительной установки, служащей для восполнения кроме внутренних и внешних потерь; в сетевой установке, в частности, учитываются насосы сетевые, конденсатные и подпиточные, на промышленной ТЭЦ с большими потерями – конденсатные насосы обратного конденсата, сырой воды и т.д.

Если питательные электронасосы относят к турбоустановке, то расход энергии на них $\mathcal{E}_{п.н}$ распределяют так: $\mathcal{E}_{п.н}^т = \beta_T^{ту} \cdot \mathcal{E}_{п.н}$ и $\mathcal{E}_{п.п}^т = \beta_{\mathcal{E}}^{ту} \cdot \mathcal{E}_{п.н} = (1 - \beta_T^{ту}) \cdot \mathcal{E}_{п.н}$, где $\beta_T^{ту} = Q_{ту}^т / Q_{ту}$.

Значительное собственное потребление теплоты турбоустановки может обуславливаться применением приводных турбин питательных насосов (например, у турбин Т-250-240). Однако нужно учитывать возврат теплоты при подогреве питательной воды в насосах. Поэтому в величине $Q_{т.п}$ нужно учитывать потери теплоты $Q_{т.п}^{0.т}$ с отработавшим паром приводной турбины (в собственном конденсаторе или конденсаторе главной турбины) и эквивалент механических потерь приводной турбины и насоса, т.е.

$$Q_{т.п}^{пот} = Q_{т.п}^к + Q_{т.п}^м.$$

Между электрической и тепловой энергией этот расход распределяют аналогичным образом, а именно:

$$Q_{т.п}^{пот.т} = \beta_T^{ту} \cdot Q_{т.п}^{пот} \text{ и } Q_{т.п}^{пот.э} = (1 - \beta_T^{ту}) \cdot Q_{т.п}^{пот}.$$

В сетевой подогревательной установке теплофикационных турбин сверхкритических параметров пара приходится охлаждать конденсат перед химическим обессоливанием. Такое охлаждение может быть связано с потерей теплоты $Q_{т.к}^{пот}$, которую следует включить в величину $Q_{с.н.т}^{ту}$ и отнести к отпуску теплоты. К собственному расходу теплоты относят также расход на эжекторы конденсатора и уплотнений турбины с учетом использования пара из эжекторов в тепловой схеме турбоустановки; этот расход относится к отпуску электрической энергии. В котельной установке собственный расход электрической и тепловой энергии распределяют между обоими видами энергии посредством коэффициента β_T , а именно: $\mathcal{E}_{с.н}^{п.к.у.т} = \beta_T \cdot \mathcal{E}_{с.н}^{п.к.у}$; $\mathcal{E}_{с.н}^{п.к.у.э} = (1 - \beta_T) \cdot \mathcal{E}_{с.н}^{п.к.у}$ и $Q_{с.н}^{п.к.у.т} = \beta_T \cdot Q_{с.н.т}^{п.к.у}$; $Q_{с.в}^{п.к.у.э} = (1 - \beta_T) \cdot Q_{с.н}^{п.к.у}$. Теплота, сообщаемая воздуху при сжатии в турбовоздуходувке, используется в паровом котле и учитывается его показателями. Поэтому расход теплоты на турбовоздуходувку определяют аналогично расходу теплоты на турбопривод питательных насосов, т.е. учитывают потери теплоты в конденсаторе и тепловой эквивалент механических потерь в приводной турбине и воздуходувке.

В формулах данного параграфа количества электрической энергии \mathcal{E} и теплоты Q измеряют в одинаковых единицах (кВт·ч). Если \mathcal{E} измеряют в киловатт-часах, а Q – в килоджоулях, то в выражениях КПД отпуска электроэнергии турбоустановкой и электростанцией необходим множитель 3600 в числителе, а именно: $\eta = 3600 \cdot \mathcal{E} / Q$, соответственно удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч), $q = Q / \mathcal{E} = 3600 / \eta$.

21.4. Эксплуатация газотурбинных и парогазовых блоков

Эксплуатация парогазовых и газотурбинных установок определяется прежде всего режимами работы ПГУ: «Базовый»; «Полупиковый»; «Пиковый».

В базовом режиме работают энергоблоки с барабанными котлами-утилизаторами двух и трех давлений, при этом прерывание работы оборудования производится главным образом для проведения инспекций или ремонтов.

В полупиковом режиме работают ПГУ с котлами-утилизаторами двух и трех давлений и с котлами-утилизаторами типа «Benson».

Для пиковых режимов целесообразно использовать байпасирование газов после ГТУ.

Одним из основных преимуществ парогазовых установок являются высокие пусковые и маневренные характеристики. Так, продолжительность пуска ПГУ представляет собой интервал времени от начала зажигания в камере сгорания первой пускаемой ГТУ (для полиблочных тепловых схем) до достижения суммарной мощности блока в соответствии с диспетчерским графиком нагрузок. Энергоблоки, проектируемые для полупикового и пикового режимов работы, должны отвечать техническим требованиям СТО 70238424.27.100.007-2008.

Количество часов работы ПГУ до списания в базовом режиме использования должно составлять не менее 200 тыс. ч для оборудования паросиловой части ПГУ и не менее 100 тыс. ч – для газотурбинной установки. Парогазовые установки должны обеспечивать возможность вывода оборудования в резерв в нерабочие дни (от 24 до 25 ч) и в ночное время (от 5 до 8 ч) с техническими характеристиками последующих пусков, в соответствии с требованиями СТО 70238424.27.100.007-2008. Оборудование ПГУ (кроме ГТУ) должно быть рассчитано на не менее 10000 пусков-прерываний работы за весь срок службы. При этом количество пусков из холодного состояния должно составлять не менее 20% общего количества пусков, из неостывшего состояния – не менее 40%. Ресурс до принятия решения о замене или продлении ресурса ГТУ должен быть не менее 5000 пусков (либо 100000 часов работы). Для утилизационных теплофикационных ПГУ допускается расчетный ресурс по общему количеству пусков принимать не менее 5000.

Продолжительность работы блоков в течение календарного года должна составлять:

- для базового режима работы – не менее 6500 часов;
- для полупикового режима работы – от 4000 до 6500 часов;
- для пикового режима работы – менее 4000 часов.

Помимо временных интервалов эксплуатации оборудования используются дополнительные условия, определяющие маневренность, такие как коэффициент готовности. Он характеризует состояние готовности оборудования ПГУ к работе и представляет собой отношение суммарной продолжительности работы ПГУ под нагрузкой и нахождения в резерве к суммарной продолжительности нахождения

ПГУ в работе и в резерве с учетом продолжительности простоев блока в ремонте и после аварийных прерываний работы. Коэффициент готовности ПГУ должен составлять не менее 0,93 для базового режима работы (определяется по минимальной величине коэффициента готовности ГТУ).

Пусковые потери определяют по отдельным этапам, в пределах которых не изменяются структура и метод определения потерь и их уровень по составляющим.

Различают следующие этапы при обеспечении эксплуатации ПГУ:

– прерывание работы ПГУ (продолжительность этапа определяется от момента отключения от паровой турбины одного из котлов-утилизаторов до отключения от сети последнего генератора ГТУ);

– простой ПГУ (продолжительность этапа определяется от момента окончания предыдущего этапа до начала подготовительных к пуску операций, которые начинаются от момента включения в работу первого из механизмов собственных нужд);

– подготовка ПГУ к пуску (продолжительность этапа определяется от момента включения первого механизма собственных нужд до зажигания первой пускаемой ГТУ);

– пуск первой ГТУ и ее котла-утилизатора до повышения параметров пара ВД до предтопковых, прогрев паропроводов контуров котла-утилизатора отводом пара в конденсатор паровой турбины;

– подача пара в паровую турбину, повышение частоты вращения ее ротора до холостого хода, включение в сеть генератора ПТ и набор начальной нагрузки;

– пуск второй (и последующих) ГТУ со своим котлом-утилизатором с набором нагрузки для подключения к паровой турбине;

– одновременная постановка под нагрузку всех ГТУ до номинальной или нагрузки, определяемой диспетчерским графиком;

– стабилизация режима работы установки после окончания пуска.

При наличии байпаса дымовых газов возможен запуск котла-утилизатора при переходе от открытого цикла к комбинированному закрытием байпаса. В этом случае мощность ГТУ должна быть ограничена в соответствии с тепловым состоянием котла-утилизатора.

Разделение на этапы распространяется на пуски парогазовых установок из холодного, неостывшего и горячего состояний при различном составе пускаемого оборудования. Все пуски осуществляются в конденсационном режиме.

21.4.1. Регулировочный диапазон нагрузок

Под регулировочным диапазоном нагрузок понимают два диапазона нагрузок:

- целесообразный регулировочный диапазон нагрузок;
- максимально допустимый.

Верхняя граница обоих диапазонов будет определяться номинальной нагрузкой ГТУ.

Целесообразный регулировочный диапазон – диапазон нагрузок энергоблока, при котором нижняя граница определяется следующими факторами:

- экологическими показателями энергоблока;
- экономическими (КПД или удельный расход топлива) показателями энергоблока;
- надежностью работы оборудования.

С учетом вышесказанного при работе энергоблока на нижней границе регулировочного диапазона:

- экологические показатели не должны быть выше предельно допустимых;
- экономические показатели энергоблока не должны снижаться более 5–7% от показателей блока при номинальной нагрузке и внешних условиях, соответствующих для ГТУ - ГОСТ Р 52200;
- параметры работы основного оборудования тепловой схемы энергоблока не должны опускаться ниже предельно допустимого уровня, установленного заводами-изготовителями данного оборудования.

Нижняя граница целесообразного регулировочного диапазона для каждого энергоблока определяется тем из названных условий, которое достигается раньше при снижении нагрузки энергоблока от номинальной.

Максимально допустимый диапазон нагрузок это нижняя граница регулировочного диапазона, который определяется параметрами работы оборудования энергоблока, но не ниже предельно допустимого уровня, установленного предприятиями-изготовителями данного оборудования.

Нижняя граница регулировочного диапазона нагрузок определяется надежностью работы оборудования энергоблока и должна соответствовать техническому минимуму нагрузок.

Регулировочный диапазон нагрузок должен определяться с учетом ограничений установленной мощности. Ограничения установленной электрической мощности подразделяют: технические, сезонные, режимные, по топливу, экологические, системные.

Технические ограничения – снижение установленной мощности агрегата из-за:

- неудовлетворительного состояния агрегата, не устраняемого во время капитальных ремонтов;
- конструктивных дефектов или несоответствия производительности отдельного оборудования (сооружений) установленной мощности;
- отсутствия тепловых нагрузок (для паровых турбин типа Р, включения антиобледенительных систем ГТУ, загрязнения компрессора).

Сезонные ограничения – снижение установленной мощности агрегата из-за действия внешних сезонно повторяющихся факторов (повышение температуры наружного воздуха в летний период для ГТУ, ухудшение вакуума в конденсаторах турбин вследствие повышения температуры охлаждающей воды в летний период, сезонные изменения тепловых нагрузок).

Режимные ограничения – снижение установленной мощности агрегата из-за:

- недостатка тепловых нагрузок (на турбинах типа Р);
- увеличения конденсационной выработки (на турбинах типа ПТ и Т);
- конструктивных особенностей отдельных типов турбин, не позволяющих развивать номинальную мощность при низких нагрузках отборов;
- работы турбин в режимах ухудшенного вакуума, на противодавлении;
- достижения ограничительных температур уходящих газов после ГТУ.

Ограничения по топливу – снижение установленной мощности из-за сжигания непроектного топлива или топлива ухудшенного качества.

Экологические ограничения – снижение установленной мощности из-за проведения природоохранных мероприятий (ограничения снижения мощности ГТУ из-за увеличения содержания вредных выбросов – оксидов азота и монооксида углерода, определяемых методами ГОСТ Р ИСО 11042-1.

Системные ограничения – недостаточная пропускная способность электрических сетей, определяющих режим работы и уровень нагрузок оборудования электростанций.

21.4.2. Предельно допустимые скорости изменения нагрузки

Нормы предельно допустимых скоростей изменения нагрузки приведены в СТО 70238424.27.100.007-2008. Кроме того, энергоблоки должны обеспечивать возможность прерывания работы на нерабочие дни (от 24 до 55 ч) и последующих пусков из неостывшего состояния без расхолаживания оборудования с длительностью полного нагружения от момента включения турбогенератора первой пускаемой ГТУ в сеть:

- для ПГУ малой мощности – от 50 до 70 мин;
- для ПГУ средней мощности – от 80 до 100 мин;
- для ПГУ большой мощности – от 100 до 120 мин.

Время от зажигания основного топлива в КС ГТУ до включения генератора паровой турбины ПГУ в сеть не должно превышать 60 и 80 мин соответственно для ПГУ с котлами двух давлений и трех давлений (в том числе до толчка ротора паровой турбины – 45 и 65 мин соответственно для ПГУ с котлами двух давлений и трех давлений).

Конструкция тепловой схемы блоков должна обеспечивать возможность перерыва в работе на срок до 8 ч без расхолаживания их элементов с длительностью полного нагружения при последующем пуске из горячего состояния 45 мин. Время от розжига горелок до включения генератора в сеть не должно превышать 40 мин (в том числе до толчка турбины – 30 мин).

Компоновка и конструкция паропроводов свежего пара высокого, среднего и низкого давления, задвижек, стопорных клапанов, перепускных труб, их тепловая изоляция должны исключить необходимость предварительного прогрева перед толчком турбины при пусках блока после простоя до двух суток.

Конструкция и материалы тепловой изоляции должны обеспечить стабильность характеристик остывания высокотемпературных деталей ПТ и паропроводов всех контуров после котла-утилизатора в течение всего межремонтного периода.

Котлы-утилизаторы должны быть спроектированы таким образом, чтобы обеспечивать максимально возможную по условиям ГТУ скорость нагружения на всех этапах пусковых режимов из любого исходного теплового состояния.

21.5. Требования к надежности ПГУ. Основные эксплуатационные режимы

Система регулирования газовой турбины должна рассматриваться как часть иерархической АСУ ТП блока.

Допускается работа на частичных нагрузках от минимальной нагрузки, определяемой заводом-изготовителем, исходя из требований энергосистемы, экологии и действующих стандартов, до номинальной или максимальной (пиковой, с ограничениями в соответствии с требованиями завода-изготовителя) нагрузки.

При наличии байпаса газов перед котлом-утилизатором, при открытии предохранительных клапанов на котле-утилизаторе газовая турбина должна быть разгружена перед закрытием поворотного шиберов.

В случае пуска котла-утилизатора при работе ГТУ в открытом цикле перед открытием байпасного шиберов ГТУ должна быть разгружена с соответствующим снижением температуры газов перед КУ.

Котел-утилизатор должен обеспечивать надежную работу, определяемую по условиям заказчика, без каких-либо ограничений.

Работа защит парогенератора должна быть сведена до минимума. Если возможно, аварийному прерыванию работы должен предшествовать контролируемый вывод из работы газовой турбины или переключение работы установки в режим простого цикла (при наличии поворотного шиберов в газоходе).

Предохранительные клапаны должны обеспечивать пропуск всего вырабатываемого пара на каждом уровне давления.

Для обеспечения приемлемых температур пара, удовлетворяющих ограничениям по температуре металла высокотемпературных элементов котла-утилизатора, паропроводов и паровой турбины, должно быть установлено оборудование для регулирования температуры пара.

Паровая турбина должна допускать работу с изменяющимися (скользящими) параметрами пара во всех контурах вследствие изменения режима работы газовой турбины, изменения нагрузки или отбора пара.

В зависимости от выбранного цикла пар к паровой турбине может быть подведен одним или несколькими подводами пара, с перегревом и отбором пара (или без них) как на производственные нужды, так и для подогрева сетевой воды в сетевых подогревателях.

Паровая турбина должна работать с номинальными параметрами, соответствующими работе газовой турбины в заданном диапазоне изменения параметров

наружной среды и нагрузок в диапазоне от минимально допустимой до максимальной. Некоторый запас должен быть предусмотрен, чтобы учесть различие между расчетным и фактическим производством пара, но параметры не должны превышать максимально допустимые.

Конденсатор паровой турбины должен быть рассчитан на 100%-й прием пара от котла-утилизатора (котлов-утилизаторов) при номинальной нагрузке ГТУ.

Система регулирования должна быть полностью интегрирована в блочную АСУ ТП и, кроме того, соответствовать требованиям автоматизации станции и сети.

Для обеспечения возможности пускового прогрева паропроводов, исключения срабатывания предохранительных клапанов на всех нормальных режимах эксплуатации (пуск, перерыв в работе, работа без паровой турбины или с ограничением ее мощности) должна быть предусмотрена установка системы байпасирования после котла-утилизатора пара всех давлений.

Оборудование системы байпасирования при нормальной работе должно быть достаточно плотным, чтобы исключить байпасирование пара помимо паровой турбины и исключить, таким образом, потери мощности и экономичности. Операции с байпасированием пара должны рассматриваться как ограниченные во времени в связи с шумом, потерями тепла и конструктивными требованиями оборудования.

Системы байпасирования выполняют две основных задачи:

- обеспечение безударного прогрева элементов тепловой схемы и пуска паровой турбины из всех тепловых состояний;
- обеспечение отвода пара в конденсатор паровой турбины в аварийных режимах.

Системы байпасирования могут выполняться односкоростными и двухскоростными. Выбор того или иного вида системы байпасирования определяется заказчиком, однако время полного хода клапана на медленной (первой) скорости в условиях нормального регулирования не должно превышать 15 с.

В комплект системы байпасирования, кроме собственно клапана байпаса, должна обязательно включаться система впрыска воды для регулирования и стабилизации параметров пара за ним в соответствии с требованиями изготовителя паровой турбины.

Конденсационное оборудование воздушного или водяного охлаждения должно обеспечивать отвод тепла пара при любой нагрузке блока, соответствующей рабочим спецификациям станции, включая случай байпасирования всего расхода пара всех контуров после котла-утилизатора при максимальных давлениях пара в контурах котла-утилизатора в конденсатор, без аварийного отключения паровой турбины, а так же в случаях аварийного отключения турбины или при сбросе нагрузки до холостого хода.

Для конденсационного оборудования с воздушным охлаждением воздушные вентиляторы оборудуются дискретным или непрерывным контролем частоты вращения от нуля до полной расчетной частоты.

Должны быть предусмотрены меры для исключения обледенения при работе в холодное время и меры для обеспечения проектных показателей при работе с повышенными температурами наружного воздуха в летнее время (очистка поверхности охладителя от внешних загрязнений).

Конденсационная установка паровой турбины должна обеспечивать деаэрацию подпиточной воды до требуемых норм (20 мкг/л).

Должны быть предусмотрены меры дегазации конденсата до соответствующего проектного уровня.

Оборудование должно обеспечивать удаление воздуха из всего объема, находящегося под вакуумом при пуске и нормальной работе.

Оно должно иметь достаточную мощность для обеспечения соответствующего вакуума в конденсаторе для исключения задержки пуска блока.

Проектная мощность оборудования для удаления воздуха должна обеспечиваться с учетом условий охлаждающей среды:

- при использовании в конденсаторе труб из нержавеющей стали или титана при 50% нагрузке и выше;

- при использовании сплавов на медной основе при любой нагрузке.

Система конденсата должна обеспечивать подачу всего конденсата, образующегося при максимальной эксплуатационной нагрузке, в следующий сосуд, т.е. в бак питательной воды или в барабан низкого давления.

Бак питательной воды деаэратора для восполнения потерь воды должен иметь достаточный объем для обеспечения необходимого времени работы питательных насосов при аварийных режимах.

Эффективность деаэрации должна соответствовать применяемому на станции химическому методу водоподготовки.

Конструкция деаэрационной колонки должна обеспечивать устойчивую работу при полных сбросах нагрузки с подводом холодного конденсата (до 30°C) в количестве, соответствующей пропускной способности сбросных устройств и расходу пара на нагрузку собственных нужд. Допускается объединение деаэрационных колонок с барабаном низкого давления. При этом встроенные в барабан низкого давления деаэрационные колонки могут выполняться струйными.

Питательный насос должен обеспечивать расход воды, подаваемый в барабан котла в соответствии с конфигурацией цикла. Расход воды должен быть не меньше 110% максимального расхода, чтобы обеспечить нормальное протекание переходных процессов, за исключением специально оговоренных условий.

К основным эксплуатационным режимам работы ПГУ относятся:

- пусковые и остановочные режимы;
- работа энергоблока с несением базовой нагрузки;
- режимы работы с неполным составом оборудования ПГУ;
- режимы регулирования частоты в энергосистеме.

Под работой энергоблока с несением базовой нагрузки понимается работа энергоблока ПГУ с номинальной или близкой к ней нагрузкой.

21.6. Пуск энергоблока

Пуск блока – процесс от начала повышения частоты вращения ротора ГТУ до взятия нагрузки энергоблока, соответствующей диспетчерскому графику или номинальной мощности ПГУ в соответствии с температурой наружного воздуха. Все пуски ПГУ различных модификаций в зависимости от исходного теплового состояния корпуса высокого давления паровой турбины подразделяются на пуски:

- из холодного состояния (температура паровпуска высокого давления паровой турбины от 100 до 150°С);
- из неостывшего состояния (температура паровпуска высокого давления паровой турбины от 220 до 300°С);
- из горячего состояния (температура паровпуска высокого давления паровой турбины свыше 300°С);
- из горячего резерва (при простоях блока до 2 ч.).

21.7. Вывод из работы энергоблока

Процесс снижения нагрузки энергоблока от текущего значения мощности ПГУ до «нуля» (отключение генератора/ов от сети).

Прерывание работы энергоблока с расхолаживанием паровой турбины – процесс снижения нагрузки энергоблока от текущего значения мощности ПГУ до минимально допустимой (отключение генератора/ов от сети) с использованием специальных приемов, позволяющих обеспечить более быстрый (по сравнению с естественным) процесс остывания основных элементов ПГУ.

В зависимости от типа ГТУ расхолаживание паропроводов и паровой турбины может производиться при снижении нагрузки ГТУ и соответствующем снижении температуры газов на входе в котел-утилизатор. Дополнительно для снижения температуры корпуса высокого давления паровой турбины используется дросселирование на регулирующих клапанах высокого давления паровой турбины на конечном этапе расхолаживания.

Допускается использование других способов проведения расхолаживания паропроводов и паровой турбины, например, воздушное расхолаживание, а также комбинированных способов расхолаживания, на начальной стадии паром под нагрузкой в процессе снижения нагрузки ГТУ, а затем, после вывода из работы ГТУ – воздухом.

Режим эксплуатации ПГУ определяют главным образом требования к условиям эксплуатации газотурбинных установок в составе ПГУ. Для каждой ПГУ, исходя из особенностей режимов эксплуатации, определяют ежегодный или рабочий режимы эксплуатации, исходя из следующей классификации:

- «А» – продолжительная работа с полной нагрузкой;
- «В» – переменные режимы – базовая нагрузка;
- «С» – переменные режимы – промежуточная нагрузка;

«D» – чередование базовой и пиковой нагрузки;

«E» – ежедневные пуски;

«F» – переменные нагрузки – пиковая нагрузка;

«G» – аварийный режим;

«H» – режим определяемый пользователем.

Параметры режимов «А» – «G» такие как:

– часы работы с включенными камерами сгорания (горячие часы);

– коэффициент нагрузки;

– отношение часов работы с включенными камерами сгорания к числу пусков;

– число быстрых пусков;

– число аварийных прерываний работы (выводов из-под нагрузки), определяют по табл. 21.4.

Таблица 21.4

Значения параметров рабочих режимов

Ре- жим	Количество часов работы с включенной камерой сгорания		Коэффициент нагрузки (%)		Количество горячих пусков		Количество часов работы с включенной КС/пуск		Число быстрых пусков		Число аварийных прерываний в работе (выводов из-под нагрузки)	
	Норма	Диапазон	Норма	Диапазон	Норма	Диапазон	Норма	Диапазон	Норма	Диапазон	Норма	Диапазон
«А»	8200	от 8000 до 8600	90,6	от 90 до 100	20	от 3 до 40	410	> 200	0	–	4	от 0 до 8
«В»	7000	от 6000 до 8000	80,0	от 70 до 90	50	от 20 до 80	50	140	от 60 до 400	–	4	от 1 до 8
«С»	5000	от 3000 до 6000	57,0	от 35 до 70	40	от 10 до 60	125	от 60 до 400	0	–	3	от 1 до 6
«D»	2500	от 2000 до 3000	34,2	от 20 до 50	85	от 40 до 120	35	от 30 до 60	1	от 0 до 5	3	от 1 до 6
«E»	3000	от 2000 до 4000	34,2	от 20 до 50	240	от 250 до 300	12,5	от 10 до 18	3	от 0 до 10	3	от 1 до 6
«F»	400	от 200 до 800	4,5	от 2,2 до 10	100	от 60 до 150	4	от 3 до 8	5	от 0 до 20	2	от 1 до 6
«G»	48	от 20 до 80	0,5	от 0,2 до 0,9	30	от 10 до 120	1,6	от 0,5 до 2	10	от 0 до 20	0	от 0 до 2

Значения параметров режима «Н» определяет эксплуатирующая организация.

Программу технического обслуживания оборудования тепловой схемы ПГУ определяют, исходя из программы технического обслуживания ГТУ. Исключением являются ПГУ с байпасированием газов перед котлами-утилизаторами.

Исходя из согласованных с заказчиком режимов эксплуатации, изготовитель должен определить интервалы (программу) технического обслуживания и коэффициенты, соотнесенные с максимальной рабочей нагрузкой (или температурой на входе в турбину) и видом топлива.

21.8. Требования к техническому обслуживанию, ремонтпригодности ПГУ, системе ремонтов и инспекций

Основные требования к техническому обслуживанию и ремонту ПГУ приведены в «Правилах вывода объектов электроэнергетики в ремонт из эксплуатации».

Для основного и вспомогательного оборудования ПГУ используют планово-предупредительную систему технического обслуживания, периодичность которого определяют для каждого отдельного вида оборудования: котел-утилизатор, газовая турбина, паровая турбина, конденсатные и питательные насосы, конденсатный тракт, БРОУ и т.п.

Периодичность технического обслуживания (ТО) в процессе эксплуатации определяют, исходя из требований заводов-изготовителей оборудования ГТУ, а в случае их отсутствия ТО выполняют:

- каждые 100 рабочих часов, но не реже одного раза в месяц;
- каждые 2000 рабочих часов;
- каждые 4000 рабочих часов;
- каждые 8000 рабочих часов;
- после перерыва в работе свыше одного месяца.

Если ГТУ эксплуатируют в режиме постоянной (непрерывной) нагрузки, то проведение контрольных испытаний на остановленном оборудовании через 2000 или 4000 рабочих часов целесообразно перенести на ближайший плановый вывод из работы.

Контроль и испытания (методами ГОСТ 20440) организуют таким образом, чтобы избегать задержек в эксплуатации ГТУ.

Для оценки эксплуатационных параметров большую часть контрольных испытаний следует проводить в рамках текущей эксплуатации.

Испытания методами ГОСТ 20440 на остановленном оборудовании должны быть включены в программу планового перерыва в работе (например, на конец недели) и проводиться согласно подробному плану контроля и испытаний (например, контрольный перечень мероприятий).

ГТУ требует постоянного внимания, чтобы уже на ранних стадиях обнаружить тенденции к отклонению параметров состояния установки от норм.

Техобслуживание в ходе эксплуатации выполняется на ежедневной, еженедельной или ежемесячной основе.

Ежедневное техобслуживание состоит из контроля показаний приборов, обхода установки и проверки на предмет наличия протечек, ненормального шума и т.п., а также текущего техобслуживания, например, замена фильтров, очистка и т.п.

Текущее техобслуживание выполняется либо на календарной основе (чистка компрессора, взятие проб масла смазки и т.д.), либо по мере необходимости (снижение политропического КПД ГТУ, визуальный контроль, замена фильтра, чистка и т.д.), включая профилактическое обслуживание вспомогательных систем из-за нормального износа.

Аналогичным образом должно быть построено техобслуживание котлов-утилизаторов, у которых в соответствии с накопленными статистическими данными об их повреждаемости выявляется необходимость проведения той или иной инспекции.

При этом инспекции КУ должны проводиться по схеме, предусматривающей самые короткие периоды времени между инспекциями для испарителей низкого давления и испарителей высокого давления.

Техническое обслуживание паротурбинных установок в составе ПГУ в процессе эксплуатации производится аналогичным образом, однако периодичность ТО может быть большей, нежели для оборудования ГТУ и КУ. Техническое обслуживание резервируемого оборудования тепловых схем ПГУ производится при исчерпании резерва (например, при выходе из строя одного из двух насосов).

Так как периодичность технического обслуживания во время эксплуатации оборудования ПГУ минимальна для оборудования ГТУ, то, как правило, следует принимать за исходную для всей установки периодичность ТО для ГТУ.

Система ремонтов и инспекций ПГУ должна обеспечивать:

- диагностирование оборудования (в том числе по ГОСТ 30848) с определением остаточного ресурса оборудования;
- восстановление ресурса оборудования на межремонтный период с заменой быстроизнашивающихся узлов и деталей и гарантированную общую продолжительность эксплуатации энергоустановки.

Конструкция газовых и паровых турбин, котлов-утилизаторов и вспомогательного оборудования ПГУ должна предусматривать возможность проведения ремонтных работ и замену деталей, в том числе быстроизнашивающихся.

В заводской документации должны содержаться:

- требования к технологическому процессу ремонта, гарантирующего восстановление ресурса оборудования на межремонтный период и обеспечивающего общую продолжительность эксплуатации энергоустановки;
- требования к проведению ремонтов и инспекций должны обеспечивать готовность к несению нагрузки не ниже 98% от номинальной;
- перечень рекомендуемых запасных частей для двухлетней эксплуатации;
- перечень узлов и деталей, подлежащих замене при различных видах ремонта, с указанием по наработке эквивалентных часов, после которых проводятся ремонты.

21.9. Техобслуживание в ходе эксплуатации

Техническое обслуживание ГТУ и ПГУ блоков определяется программой техобслуживания, которую разрабатывают и выполняют с учетом минимизации суммарных затрат на обслуживание и поддержании высокой технической готовности блока и газовой турбины на протяжении всего срока службы.

В программе технического обслуживания предприятие-изготовитель должно определить:

- задачи инспекции;
- предполагаемое время простоя;
- запасные части и материалы;
- трудозатраты;
- инструменты, испытательное оборудование и устройства;
- квалификацию персонала;
- рекомендуемую площадь места для выполнения ТО (отдельных задач);
- технические описания компонентов и узлов, передаваемых в ремонтные (сервисные) предприятия (центры);
- предполагаемое суммарное время нахождения оборудования в ремонтном (сервисном) предприятии (центре);
- максимальную массу, предполагаемую к перемещению при ТО;
- периодичность анализа результатов предыдущих инспекций, прошедших этапов эксплуатации и планирования последующих текущих (средних) и капитальных ремонтов;
- периодичность анализа проб жидкостей и смазочного масла.

Готовность установки зависит не только от количества аварийных, но также и от количества плановых выводов из работы. Работы, которые должны быть выполнены, и необходимые запасные части определяются заранее.

Уровни профилактического технического обслуживания (определяются по ГТУ):

- уровень «А» после 10, 30, 50, 70, 90 и 110 эквивалентных часов наработки (ЭЧН, тыс. час);
- уровень «В» после 20 и 100 ЭЧН;
- уровень «С» после 40 ЭЧН;
- уровень «D» после 60 ЭЧН;
- уровень «Е» после 80 ЭЧН.

При определении периодичности технического обслуживания в эквивалентных часах наработки необходимо учесть не только часы наработки, но и эксплуатационные факторы, такие как количество пусков, нагрузка, качество топлива.

Некоторые детали (части) ГТУ, находящиеся под воздействием высоких температур, потребуют замены или восстановления после определенной наработки в соответствии с программой технического обслуживания.

Эквивалентные часы наработки (ЭЧН) учитывают следующие моменты эксплуатации:

- напряжения, возникающие при пуске и выводе из работы ГТУ;
- ограничения по ползучести;
- качество топлива.

Эквивалентные часы наработки, наряду с результатами каждого осмотра, используются в качестве базы для определения стандартных интервалов между ремонтами.

Взвешенные события эксплуатации, влияющие на долговечность, учитываются в уравнении расчета эквивалентного времени работы. С помощью этого уравнения рассчитываются интервалы проверок или определяется ожидаемая долговечность:

$$T_{\text{экр}} = a_1 \cdot n_1 + a_2 \cdot n_2 + \sum_{i=1}^n t_i + f \cdot w \cdot (b_1 \cdot t_1 \cdot b_2 \cdot t_2), \quad (21.25)$$

где $T_{\text{экр}}$ – эквивалентные часы работы; a_1 – коэффициент влияния каждого пуска; n_1 – число пусков; a_2 – коэффициент влияния ускоренного нагружения; n_2 – число ускоренных нагружений; t_i – эквивалентные часы для быстрых изменений температуры, т.е. для учета ступенчатых изменений или колебаний температуры; n – число быстрых изменений температуры; t_1 – часы работы с нагрузкой вплоть до расчетной нагрузки базового режима; b_1 – коэффициент влияния для режима базовой нагрузки; t_2 – часы работы с нагрузкой от базовой до пиковой; b_2 – коэффициент влияния для пиковой нагрузки; f – коэффициент влияния загрязнения от топлива, не соответствующего спецификации изготовителя; w – коэффициент влияния для учета впрыска воды или пара.

Эквивалентное количество пусков рассчитывается по формуле:

$$N_0 = \sum (C_n \cdot N), \quad (21.26)$$

где N_0 – эквивалентное количество пусков; C_n – коэффициент пусков: $C_n = 1$ – нормальный пуск; $C_n = 0$ – прерывание пуска при температуре газов за $ГТ \leq 300^\circ\text{C}$; N – число пусков.

Профилактические меры и своевременное устранение дефектов значительно снижают продолжительность простоя оборудования, снижают затраты на ремонт и повышают срок службы ПГУ в целом и отдельного оборудования, в частности, ГТУ и КУ.

Часть плановых мероприятий контроля состояния оборудования ПГУ составляют испытания, проводимые через определенные интервалы времени (не менее одного раза в год).

Посредством анализа результатов испытаний и сравнения их с данными предыдущих испытаний можно на ранней стадии обнаружить скрытые дефекты или начинающиеся изменения.

Объем работ технического обслуживания при эксплуатации приведен в табл. 21.5.

Объем работ при техническом обслуживании при эксплуатации

Уровень	Ожидаемая продолжительность*	Объем работ** по:	
		осмотру	восстановлению (при необходимости)
А	От 2 до 3 дней	Осмотры бороскопом облопачивания турбины и камер сгорания	-
		Осмотры:	
		- муфты и зубчатые передачи	
		- вспомогательных систем	
В	10 дней	- топливной форсунки	-
		Осмотр бороскопом облопачивания компрессора	
		Осмотры:	
		- топливных форсунок	
С	21 день	- генератора	Замена: - камеры сгорания, при достижении 20 ЭЧН - сошловой аппарат 1 ступени компрессора турбины, 20 ЭЧН
		- облопачивания турбины	
		- муфт и зубчатых передач	
		- вспомогательных систем	
D	14 дней	Неразрушающий контроль облопачивания компрессора и силовой части турбины	Восстановление: - камер сгорания, 100 ЭЧН - сошловой аппарата 1 и 2 ступеней компрессора турбины, 100 ЭЧН Замена: - рабочих лопаток 1 и 2 ступеней компрессора турбины - соплового аппарата 2 ступени компрессора турбины
		Осмотры:	
		- топливных форсунок	
		- генератора	
D	14 дней	- муфт и зубчатых передач	Восстановление: - камер сгорания - сошловой аппарата 1 ступени компрессора турбины
		- вспомогательных систем	
		Неразрушающий контроль	
		- направляющих лопаток силовой части турбины.	
		Осмотр бороскопом лопаток компрессора	- 3 ступени компрессора турбины

Уровень	Ожидаемая продолжительность*	Объем работ** по:	
		осмотру	восстановлению (при необходимости)
Е	21 день	Осмотры:	– соплового аппарата 1 ступени компрессора турбины
		– топливных форсунок	– термоизоляции силовой части турбины
		– генератора	– термоизоляции проставки между турбинами.
		– облопачивания турбины	–
		– муфт и зубчатых передач	–
		– вспомогательных систем	–
		Неразрушающий контроль облопачивания компрессора и силовой части турбины.	Замена:
		Осмотры:	– лопатки 1, 2 ст. турбины компрессора.
		– топливных форсунок	– термоизоляция турбины, компрессора.
		– муфт и зубчатых передач	Восстановление:
		– вспомогательных систем	– камер сгорания
		–	– соплового аппарата 1 и 2 ступеней турбины компрессора
		–	– форсунок
–	– капитальный ремонт генератора		

Примечания:

* При двенадцатичасовом рабочем дне и пятидневной рабочей неделе.

** На каждом уровне ТО проверяются система управления и приборы.

21.10. Очистка оборудования

Значения величин ухудшения характеристик (восстанавливаемых), возникающих вследствие загрязнения компрессора, газовой турбины, поверхностей нагрева котла-утилизатора, проточной части паровой турбины, сеток фильтров, определяют, исходя из указанных предприятием-изготовителем.

Если загрязнения ГТ и газового тракта КУ значительны, то значения величин ухудшения характеристик (восстанавливаемых) должны определяться отдельно.

Значения улучшаемых характеристик при:

- полном и минимальном технических обслуживаниях;
- заменах входного фильтра циклового воздуха;
- промывке компрессора на работающей и остановленной ПГУ, а также невозстанавливаемые значения величин ухудшения характеристик при длительной эксплуатации (вследствие старения, основанные на опыте эксплуатации аналогичного оборудования), определяют исходя из значений указанных в эксплуатационной документации предприятий-изготовителей оборудования.

Основными сведениями об изменениях являются:

- расход воздуха через компрессор;
- экономичность компрессора;
- температура газа за турбиной;
- мощность и расход тепла через 4000, 8000, 16000, 32000 и 48000 часов эксплуатации.

21.11. Топливо

Условия эксплуатации газовой турбины определяют жесткие требования к приобретаемому топливу (сертификация топлива), условиям его транспортирования и хранения.

На эксплуатирующую организацию в части получения и хранения топлива возлагается:

- контроль и регистрация качества топлива при поступлении и хранении;
- техническое обслуживание систем рекуперации паров топлива для исключения или ограничения попадания в топливо механических примесей и воды;
- периодическая зачистка резервуаров для хранения топлива;
- центрифугирование топлива до или в процессе работы газовой турбины;
- использование за фильтрами топливных коллекторов из нержавеющей стали.

21.12 Запасные части

Предприятие-изготовитель по согласованию с заказчиком передает перечень запасных частей и нормы их расходования, принимая во внимание:

- требуемую готовность и безопасность выработки энергии;
- предполагаемый режим использования ПГУ;
- время потребности в запасных частях;
- способ доставки запчастей на станцию;
- доступность запасных частей и материалов;
- доступность оборудования для восстановления;
- удаленность;
- основное и вспомогательное оборудование ТЭС.

Запасные части квалифицируются по категориям:

- покупные запасные части, необходимые для устранения случайных отказов незначительных компонентов во время эксплуатации между периодическими ТО (уплотнительные прокладки, кольца, термопары, переключатели термопар, датчики давления, фильтрующие элементы и т.п.);

- запасные части для капитального ремонта, требуемые при проведении плановых ТО (жаровые трубы камер сгорания, детали газосборника, пламенные трубы, сопловые, рабочие лопатки и т.п.)

- запасные части для непредвиденных неисправностей, необходимые для устранения непредсказуемых отказов оборудования (подшипники, вспомогательные насосы, венцы компрессорных лопаток, ротора в сборе или генераторы газа).

21.13. Ремонт

Оборудование тепловой схемы ПГУ должно быть приспособлено к поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем технического обслуживания и ремонта, к предупреждению и обнаружению отказов и повреждений, а также причин их вызывающих.

Конструкция основного и вспомогательного оборудования тепловой схемы ПГУ должна обеспечивать максимально возможный визуальный и инструментальный контроль наиболее ответственных элементов и узлов при незначительной разборке или без разборки (бороскопирование, системы диагностического контроля и мониторинга состояния) и предусматривать возможность принудительного расхолаживания элементов, находящихся под воздействием высоких температур, а также позволять его консервацию без разборки для длительных простоев.

Межремонтный цикл оборудования тепловой схемы ПГУ должен соответствовать ремонтному циклу газовых турбин, а система технического обслуживания должна увязываться с системами технического обслуживания и ремонтов ГТУ.

Выполнение ремонтных работ должно начинаться при наличии необходимого количества ремонтных площадок, включая обеспеченность инструментари-ем, подъемно-транспортной техникой и персоналом.

21.14. Ввод в эксплуатацию парогазовых ТЭС

Пусковой комплекс должен включать в себя, обеспечивающую нормальную эксплуатацию при заданных параметрах совокупности сооружений и объектов, отнесенных к определенным энергоустановкам либо к объекту энергетики в целом (без привязки к конкретным энергоустановкам). В него должны входить: оборудование, сооружения, здания (или их части) основного производственного, подсобно-производственного, вспомогательного, бытового, транспортного, ремонтного и складского назначений, благоустроенная территория, пункты общественного питания, здравпункты, средства диспетчерского и технологического управления (СДТУ), средства связи, инженерные коммуникации, очистные сооружения, обеспечивающие производство, передачу и отпуск потребителям электрической энергии и тепла. В объеме, предусмотренном проектом для данного пускового комплекса, должны быть обеспечены нормативные санитарно-бытовые условия и безопасность для работающих, экологическая защита окружающей среды, пожарная безопасность.

Перед приемкой в эксплуатацию объекта энергетики (пускового комплекса) должны быть проведены:

- индивидуальные испытания оборудования и функциональные испытания отдельных систем, завершающиеся для энергоблоков пробным пуском основного и вспомогательного оборудования;
- комплексное опробование оборудования.

Во время строительства и монтажа зданий и сооружений должны быть проведены промежуточные приемки узлов оборудования и сооружений, а также скрытых работ. Индивидуальные и функциональные испытания оборудования и отдельных систем проводятся с привлечением персонала заказчика по проектным схемам после окончания всех строительных и монтажных работ по данному узлу. Дефекты и недоделки, допущенные в ходе строительства и монтажа, а также дефекты оборудования, выявленные в процессе индивидуальных и функциональных испытаний, должны быть устранены строительными, монтажными организациями и заводами-изготовителями до начала комплексного опробования. Пробные пуски проводятся до комплексного опробования объектов энергетики. При пробном пуске должна быть проверена работоспособность оборудования и технологических схем, безопасность их эксплуатации; проведены проверка и настройка всех систем контроля и управления, в том числе автоматических регуляторов, устройств защиты и блокировок, устройств сигнализации и контрольно-измерительных приборов.

Перед пробным пуском должны быть выполнены условия для надежной и безопасной эксплуатации объекта энергетики:

- укомплектован, обучен (с проверкой знаний) эксплуатационный и ремонтный персонал, разработаны и утверждены эксплуатационные инструкции, инструкции по охране труда и оперативные схемы, техническая документация по учету и отчетности;

- подготовлены запасы топлива, материалов, инструмента и запасных частей;
- введены в действие СДТУ с линиями связи, системы пожарной сигнализации и пожаротушения, аварийного освещения, вентиляции;
- смонтированы и налажены системы контроля и управления;
- получены разрешения на эксплуатацию объекта энергетики от органов государственного контроля и надзора.

Комплексное опробование должен проводить заказчик. При комплексном опробовании должна быть проверена совместная работа основных агрегатов и всего вспомогательного оборудования под нагрузкой.

Началом комплексного опробования энергоустановки считается момент включения ее в сеть или под нагрузку.

Комплексное опробование оборудования по схемам, не предусмотренным проектом, не допускается.

Комплексное опробование оборудования электростанций и котельных считается проведенным при условии нормальной и непрерывной работы основного оборудования в течение 72 ч на основном топливе с номинальной нагрузкой и проектными параметрами пара (для газотурбинных установок – газа), предусмотренными в пусковом комплексе, и при постоянной или поочередной работе всего вспомогательного оборудования, входящего в пусковой комплекс.

Для ГТУ обязательным условием комплексного опробования является, кроме того, успешное проведение 10 автоматических пусков.

При комплексном опробовании должны быть включены предусмотренные проектом КИП, блокировки, устройства сигнализации и дистанционного управления, защиты и автоматического регулирования, не требующие режимной наладки.

Если комплексное опробование не может быть проведено на основном топливе или номинальная нагрузка и проектные параметры пара (для ГТУ – газа) для тепловой электростанции не могут быть достигнуты по каким-либо причинам, не связанным с невыполнением работ, предусмотренных пусковым комплексом, то решение о проведении комплексного опробования на резервном топливе, а также предельные параметры и нагрузки принимает и устанавливает приемочная комиссия. Решение о проведении комплексного опробования на резервном топливе заносится в акт приемки в эксплуатацию пускового комплекса.

Для подготовки объекта энергетики (пускового комплекса) к предъявлению приемочной комиссии должна быть назначена рабочая комиссия, которая принимает по акту оборудование после проведения его индивидуальных испытаний для комплексного опробования. С момента подписания этого акта организация отвечает за сохранность оборудования.

Приемка в эксплуатацию оборудования, зданий и сооружений с дефектами, недоделками не допускается. После комплексного опробования и устранения выявленных дефектов и недоделок оформляется акт приемки в эксплуатацию

оборудования с относящимися к нему зданиями и сооружениями. Устанавливается длительность периода освоения серийного оборудования, во время которого должны быть закончены необходимые испытания, наладочные и доводочные работы и обеспечена эксплуатация оборудования с проектными показателями.

Требования к проведению приемочных испытаний ПГУ. Целью приемочных испытаний является определение гарантированных технических характеристик парогазового цикла, брутто:

- мощность при заданных эксплуатационных условиях всей установки (газовой и паровой секции);
- КПД ПГУ брутто или удельное потребление тепла в эксплуатационных условиях всей установки (газовой и паровой секции), тепловая нагрузка;
- экологические показатели;
- шумовые характеристики.

Приемочные испытания должны проводиться сразу же после завершения поставщиком пусконаладочных работ, но не позднее, чем через три месяца после «Комплексного опробования», если стороны не договорятся об ином.

Если проведение испытаний по каким-либо причинам задерживается, должно быть заключено соглашение, учитывающее ухудшение параметров, или при обработке результатов должны быть введены поправки, учитывающие старение оборудования.

Приемочные испытания проводятся в две стадии: предварительные и гарантийные.

Предварительные испытания. Предварительные испытания проводятся с целью:

- проверки соответствия установки и связанного с ней оборудования условиям проведения приемочных испытаний, а также надежной работы при заданной нагрузке;
- проверки приборов;
- ознакомления с процедурой испытаний.

После проведения предварительных испытаний Покупатель (Заказчик) и Поставщик (Контрактор) могут подписать соглашение, т.е. рассматривать эти испытания как приемочные.

Гарантийные испытания. Гарантийные испытания проводятся по предварительно согласованной программе. Во время испытаний отклонение основных параметров не должно превышать значений, указанных в табл. 21.6.

Испытания проводят при отклонениях параметров не более, чем указанных в табл. 21.6. Если отклонения параметров будут выходить за указанные ограничения, стороны должны заключить соглашение, учитывающее дополнительные отклонения результатов, а также определяющее необходимость проведения испытаний.

Период измерений во время приемочных испытаний должен составлять не менее 1 часа.

**Допустимые отклонения и колебания основных параметров
во время гарантийных испытаний**

Наименование параметра, условия работы тепловой схемы	Допускаемые отклонения	Допускаемые колебания
Мощность генератора (ГТУ и ПТ), МВт	±5 %	+2 %
Расход топлива в КС ГТУ, кг/с	±1,0 %	±1 %
Давление пара перед СК ВД и перед СК НД турбины, МПа	±5 %	±0,2 %
Температура пара ВД и НД перед турбиной, °С	±15	±5
Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор турбины, °С	±5	±1
Температура питательной воды в контурах ВД и НД перед котлом, °С	±10	±3
Давление питательной воды в контурах ВД и НД перед котлом, МПа	±5	±0,1
Расход питательной воды в контурах ВД и НД перед котлом, кг/с	±5 %	±3
Давление пара в конденсаторе, кПа	±25 %	±0,1
Расходы пара ВД и НД на входе в турбину, кг/с	±5 %	±3

Период стабилизации режима перед началом испытаний должен составлять не менее 1 часа. По окончании приемочных испытаний подписывается акт об их завершении. После этого копия данных с показателями (параметры воды и пара, электрические показатели, параметры топливного газа и т.д.) энергоблока, полученных во время испытаний, и на основании которых будет производиться расчет гарантийных показателей, передается заказчику.

**21.15. Автоматизированные системы управления
технологическими процессами на ТЭС**

Сложность задач управления технологическими процессами на ТЭС вынуждает для удобства выполнения операций по управлению и исключению ошибочных действий персонала разделять оборудование энергоблоков ТЭС и их вспомогательные участки на группы по функциональному признаку.

Под функциональной группой (ФГ) понимается часть основного оборудования, предназначенная для выполнения единой технологической функции. Например, по парогенератору могут быть выделены ФГ перегрева пара, подачи воздуха, подачи и сжигания топлива, питания парогенератора водой и т. п. Функциональная группа состоит из нескольких функциональных подгрупп (ФПГ). Как правило, в подгруппу входит один из однотипных агрегатов ФГ.

Реализация управления энергоблоком на основе функциональногруппового принципа требует оптимального формирования групп оборудования и отдельных систем блока.

Управление технологическими процессами ТЭС осуществляется оператором с группового или блочного щита управления.

Для надежной и эффективной работы оборудования на современных ТЭС требуется осуществлять контроль и поддержание на заданных значениях несколько сотен технологических параметров, выполнять тысячи операций по управлению двухпозиционными органами, механизмами и устройствами. Системы автоматического контроля и управления позволяют освободить оператора от выполнения перечисленных задач и дать ему возможность сосредоточить свое внимание на важнейших параметрах и операциях по управлению. В число таких автоматических систем входят подсистемы дистанционного и дискретного автоматического управления механизмами и арматурой, автоматического регулирования и защиты, теплового контроля и сигнализации, расчета ТЭП.

Принцип организации управления технологическими процессами на ТЭС приведен на рис. 21.2, где представлены подсистемы автоматического контроля и управления. Устройства дистанционного управления предназначены для передачи воздействий оператора на удаленные от поста управления запорные и регулирующие органы, устройства пуска и отключения механизмов.

Широкое применение на ТЭС получили системы индивидуального (прямого) дистанционного управления, действующие по цепочке оператор (команда) – ключ – система передачи сигнала – пусковое устройство – исполнительный механизм (1 на рис. 21.2). При значительном количестве электроприводов и исполнительных механизмов применяются избирательные устройства управления (по вызову 2). Устройство вызова обычно представляет собой клавишный аппарат, с помощью которого выбирается нужный для управления исполнительный механизм. Управление выбранным исполнительным механизмом осуществляется оператором с помощью ключа управления общего для группы исполнительных механизмов.

Устройства систем автоматического регулирования 3 предназначены обеспечивать надежную и экономичную работу оборудования при заданной производительности установок, стабилизацию технологических параметров на заданных значениях. Действие устройств автоматического регулирования осуществляется без участия или при ограниченном участии человека – оператора (воздействие на задающие устройства регуляторов). Автоматическое дискретное управление 4 предусматривает управление группой механизмов от одной команды с последующим автоматическим развитием этой команды по заданной программе.

Устройства тепловой защиты 5 предназначены для недопущения возникновения и развития аварий при нарушении нормального режима работы теплоэнергетического оборудования. Кроме того, они защищают оборудование от повреждений при неверных действиях оператора или отказах систем регулирования.

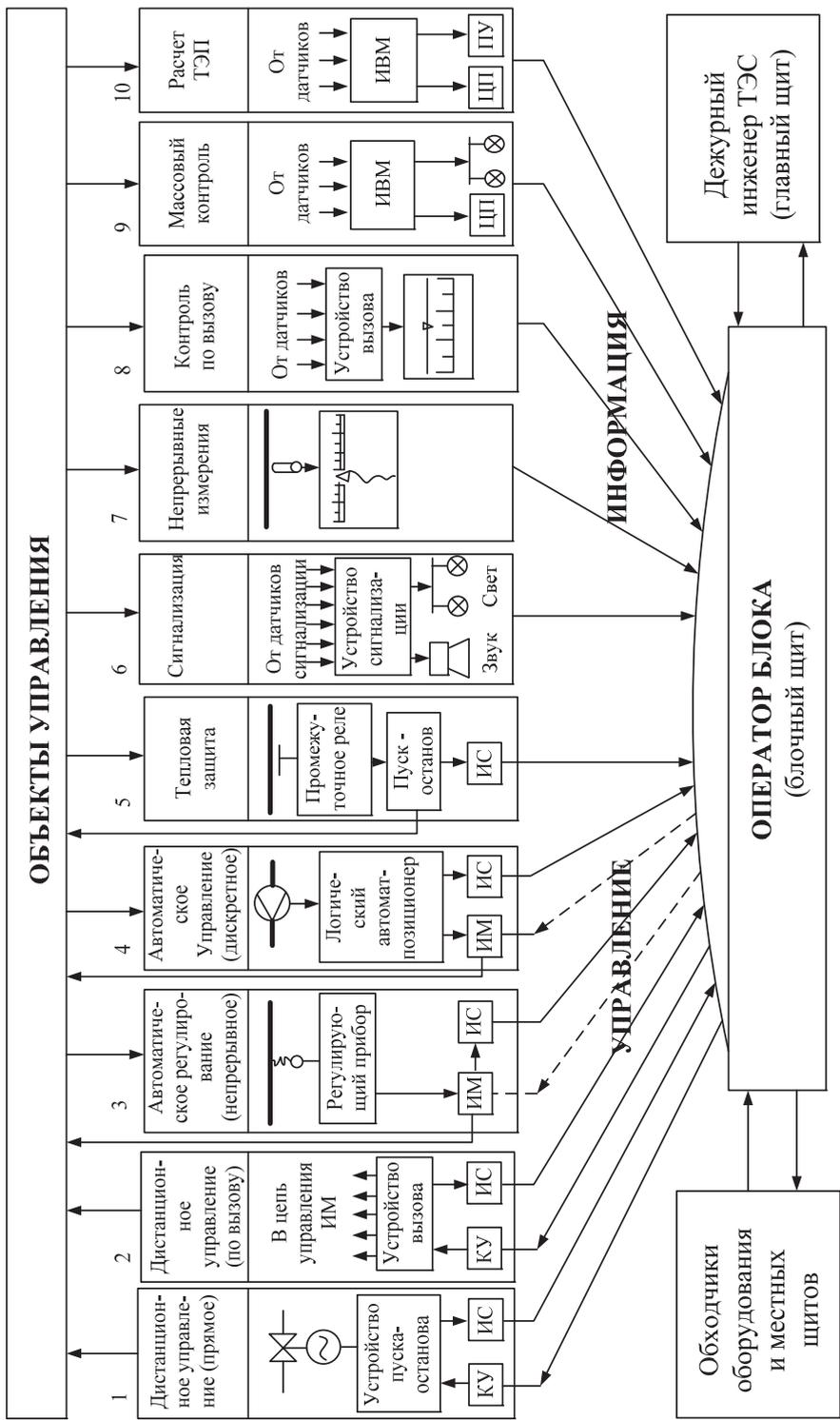


Рис. 21.2. Структура организации управления технологическими процессами на ТЭС:
 КУ – ключ управления; ИС – индикатор состояния; ИМ – исполнительный механизм; ЦП – цифровой прибор;
 ПУ – печатающее устройство

Нарушение нормального режима работы теплоэнергетического оборудования сопровождается отклонениями технологических параметров сверх допустимых пределов, что и используется при включении защит в работу. Чаще всего действие защит одностороннее: отключенное защитой оборудование после устранения причин ее срабатывания включается в работу дежурным персоналом.

Системы защиты имеют собственные первичные устройства для измерения и датчики контролируемых технологических параметров, собственные резервируемые источники питания, независимые каналы управляющих воздействий.

К устройствам сигнализации 6 относятся устройства предупредительной сигнализации и устройства сигнализации состояний вспомогательного оборудования. Задача устройств предупредительной сигнализации заключается в четком информировании оператора о параметрах, вышедших за установленные пределы. Осуществляется звуковым сигналом и зажиганием светового табло.

Устройства сигнализации состояний вспомогательного оборудования информируют оператора о положении задвижек, шиберов, режимов работы регуляторов, функциональных групп и т. п. Осуществляется на элементах мнемосхемы.

Приборы непрерывного измерения 7 предназначены для обеспечения повышенной надежности контроля ограниченной группы наиболее важных технологических параметров. Ряд приборов непрерывных измерений снабжены устройствами регистрации, что позволяет оператору отслеживать тенденцию изменения параметров, качество работы систем автоматического регулирования, оценить экономическую эффективность работы теплоэнергетического оборудования за длительный промежуток времени.

Измерения по вызову 8 предназначены в основном для контроля оперативных технологических параметров (т.е. тех, отклонения которых от нормальных значений сигнализируются), а также параметров, характеризующих регулирующие воздействия (например, расходы воды, топлива и т.п.). При осуществлении контроля по вызову, оператор с помощью устройства вызова (например, клавишного переключателя цепей) подключает к одному показывающему прибору выбранный из группы измерительный преобразователь.

Массовый контроль 9 выполняется автоматически и служит для контроля большого количества вспомогательных параметров, вероятность выхода которых за установленные пределы мала (например, температуры металла турбины, подшипников различных механизмов и т. п.). При выходе параметров массового контроля за установленные пределы срабатывает сигнализация.

Расчет технико-экономических показателей 10 (ТЭП). Расчет ТЭП предназначен для предоставления персоналу электростанции текущей и отчетной информации о состоянии оборудования и качества его эксплуатации по отдельным участкам технологического процесса, основным агрегатам и энергоблоку в целом. Результаты расчета ТЭП выводятся на печатающие устройства.

Технические средства автоматизации рассмотренных выше систем (регулирующие устройства, преобразователи, ключи и переключатели управления, измерительные приборы, указатели положения исполнительных механиз-

мов и т.п.) в основном располагаются на групповых или блочных щитах управления (ГрЩУ и БЩУ). Щит управления представляет собой совокупность вертикальных панелей и противостоящих им пультов и располагается в специально отведенных помещениях. Часть приборов для контроля второстепенных параметров устанавливается на так называемых местных щитах управления (щиты деаэрационных и редуциционно-охладительных установок, щиты манометров, щиты U-образных манометров и др.). Местные щиты управления располагаются вблизи технологического оборудования и обслуживаются дежурными обходчиками. Обходчики следят за состоянием оборудования и показаниями приборов на местных щитах и при необходимости могут связаться с оператором центрального щита управления или дежурным инженером станции. Связь осуществляется по радио или телефону.

Применение выше описанных подсистем автоматического контроля и управления (контроль и управление по вызову, массовый контроль) позволяет существенно уменьшить число необходимых приборов контроля и управления и вследствие этого значительно уменьшить размеры щитов управления и размеры помещений, в которых эти щиты располагаются. Автоматические системы контроля и управления уменьшают нагрузку на оператора, давая ему возможность сосредоточить свое внимание на поведении основных параметров теплоэнергетической установки и избавиться от выполнения множества второстепенных операций.

Для лучшего восприятия поступающей информации и четкого выполнения управляющих действий в нормальных, предаварийных или аварийных режимах работы теплоэнергетического оборудования необходимые для этого органы управления и средства отображения информации должны располагаться непосредственно в поле зрения оператора, образуя так называемый оперативный контур БЩУ. Приборы остальных систем устанавливаются на панелях неоперативного контура БЩУ (регулирующие устройства, различные преобразователи, приборы массового контроля, коммутационная и вспомогательная аппаратура и т.п.).

На рисунке 21.3 в качестве примера приведен возможный план компоновки БЩУ для энергоблока.

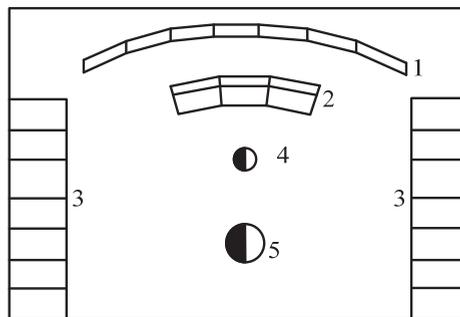


Рис. 21.3. Компоновка БЩУ:

- 1 – оперативные панели щитов; 2 – оперативные панели пультов; 3 – неоперативные панели щитов; 4 – оператор блока; 5 – старший оператор (начальник смены)

Задачи АСУ ТП на ТЭС. Оперативный контроль предусматривает:

– контроль на индивидуальных постоянно включенных приборах. Предназначен для контроля наиболее важных технологических параметров, на основе которых можно оценить общее положение на энергоблоке. Для этой цели применяются преимущественно регистрирующие приборы;

– контроль по вызову на аналоговых приборах. Предназначен обеспечить повышенную надежность измерений ограниченной группы технологических параметров. Этот вид контроля охватывает в основном оперативные технологические параметры;

– контроль по вызову на цифровых приборах. Расширяет возможности контроля, обеспечивает информацию о любом подключенном ко входу УВК или вычисленном параметре;

– контроль по вызову на электронных дисплеях. Обеспечивает наглядность, позволяя представлять оператору для обозрения группу взаимосвязанных параметров;

– графическая регистрация на аналоговых приборах. Применяется для важных точек контроля и группы параметров множественного контроля с целью представления оператору предыстории, текущих значений и направления изменения параметров;

– цифровая регистрация по вызову;

– предупредительная световая или звуковая сигнализация технологических параметров, вышедших за пределы установленных значений;

– сигнализация состояний оборудования (положение задвижек, шиберов и др., состояний агрегатов и электродвигателей, режимов работы регуляторов и т.п.). Осуществляется на элементах мнемосхемы объекта, которая располагается на оперативном контуре БЩУ.

Контрольные вопросы и задания

1. Какими нормативами регламентируется обслуживание и эксплуатация оборудования ТЭС?

2. Перечислите виды пусков, существующих на ТЭС. На какие характеристики они влияют.

3. Дайте описание видам ремонтов на ТЭС.

4. Что такое эквивалентные часы эксплуатации, как они определяются?

5. Какие существуют требования к проведению приемочных испытаний ПГУ?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 3619-89. Котлы паровые стационарные. Типы и основные параметры.
2. ГОСТ 23172-78. Котлы стационарные. Термины и определения.
3. ГОСТ 24278-2016. Установки турбинные паровые стационарные для привода электрических генераторов ТЭС. Общие технические требования.
4. ГОСТ 28757-90. Подогреватели для систем регенерации паровых турбин ТЭС. Общие технические требования.
5. СТО 70238424.27.100.019-2008. Теплофикационные установки ТЭС организация эксплуатации и технического обслуживания нормы и требования.
6. СП 340.1325800.2017. Конструкции железобетонные и бетонные градирен. Правила проектирования .
7. РД 34.22.402-94. Типовая инструкция по приемке и эксплуатации башенных градирен.
8. РД 34.22.505. Методические указания по эксплуатации вентиляторных градирен.
9. СТО 70238424.27.100.030-2009. Системы циркуляционного и технического водоснабжения ТЭС. Условия создания. Нормы и требования.
10. СТО 70238424.27.100.023-2008. Топливо-транспортное хозяйство ТЭС. Прием и хранение твердого топлива. Условия поставки. Нормы и требования.
11. СТО 70238424.27.100.033-2009. Хозяйство жидкого топлива ТЭС. Условия создания. Нормы и требования.
12. СТО 70238424.27.100.020-2008. Газовое хозяйство ТЭС. Условия создания. Нормы и требования.
13. СТО 70238424.27.100.015-2009. Тепловые электрические станции. Системы золоулавливания, удаления и складирования золы и шлака. Условия создания. Нормы и требования.
14. СП 131.13330.2018. Свод правил. Строительная климатология. СНиП 23-01-99 (утв. Приказом Минстроя России от 28.11.2018 N 763/пр).
15. Национальный стандарт Российской Федерации установки газотурбинные. Нормальные условия и номинальные показатели ГОСТ Р 52200-2004 (ИСО 3977-2:1997).
16. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей российской федерации. Приказ Минэнерго РФ от 19.06.2003 N 229 «Об утверждении Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ» (Зарегистрировано в Минюсте РФ 20.06.2003 N 4799).
17. Пособие по проектированию градирен к СНиП П. 2.04. 02-84 «Водоснабжение, наружные сети и сооружения» ВНИИ ВОДГЕО Госстроя СССР 1989. – М.: ЦИТП Госстроя СССР. – Т. 190.
18. РТМ 108.020.22-84. Установки парогазовые стационарные. Методика расчета тепловых схем установок. – Л.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1984.
19. ВНТП 81. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций.

20. Алексеев, Л.С. Контроль качества воды: учебник / Л.С. Алексеев. – 3-е изд., перераб и доп. – М.: ИНФРА-М, 2004.
21. Беликов, С.Е. Водоподготовка: Справочник / С.Е. Беликов. – М.: Аква-Терм, 2007.
22. Беспалов, В.И. Природоохранные технологии на ТЭС / В.И. Беспалов, С.У. Беспалова, М.А. Вагнер. – Томск: Издательство томского политехнического университета, 2007.
23. Воронов, Ю.В. Водоотведение: учебник / Ю.В. Воронов, Е.В. Алексеев, В.П. Саломеев и др. – М.: ИНФРА-М, 2007.
24. Гаврилов, Е.И. Топливо-транспортное хозяйство и золошлакоудаление на ТЭС / Е.И. Гаврилов. – М.: Энергоатомиздат, 1987.
25. Гольдинер, А.Я. Газопоршневые электроагрегаты / А.Я. Гольдинер, М.И. Цыркин, В.В. Бондаренко. – СПб.: Галерея Принт, 2006.
26. Гужулев, Э.П. Водоподготовка и воднохимические режимы в теплоэнергетике / Э.П. Гужулев, В.В. Шалай, В.И. Гриценко. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005.
27. Дорохов, Е.В. Основы проектирования тепловой схемы энергоблоков ТЭС на сверхкритических параметрах / Е.В. Дорохов, А.С. Седлов. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007.
28. Зысин, Л.В. Парогазовые и газотурбинные тепловые электростанции: учеб. пособие / Л.В. Зысин. – СПб.: Изд.-во Политехн. ун-та, 2010.
29. Каган, Г.М. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод) / Г.М. Каган. – СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998.
30. Кириллилин, В.А. Техническая термодинамика / В.А. Кириллилин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – М.: Издательство МЭИ, 2008.
31. Костюк, А.Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин и др.; под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: Изд-во МЭИ, 2001.
32. Лю, Ч. Глобальное энергетическое объединение: пер. с кит. / Ч. Лю. – М.: Издательский дом МЭИ, 2016.
33. Медведев, В.Т. Инженерная экология / В.Т. Медведев. – М.: Гардарики, 2002.
34. Назмеев, Ю.Г. Мазутное хозяйство ТЭС / Ю.Г. Назмеев. – М.: Изд-во МЭИ, 2002.
35. Назмеев, Ю.Г. Системы топливоподачи и пылеприготовления на ТЭС: Справочное пособие / Ю.Г. Назмеев, Г.Р. Мингалева. – М.: Изд. дом МЭИ, 2005.
36. Оликер, И.И. Термическая деаэрация воды в отопительно-производственных котельных и тепловых сетях / И.И. Оликер. – Л.: Стройиздат, 1972.
37. Плетнев, Г.П. Автоматизированное управление объектами тепловых электростанций: учеб. пособие / Г.П. Плетнев. – М.: Энергоиздат, 1981.
38. Прохоров, В.Б. Природоохранные технологии на ТЭС / В.Б. Прохоров, В.Б. Тупов, А.С. Седлов и др.; под общ. Ред. Рогалева Н.Д. и Прохорова В.Б. – М.: Издательство МЭИ, 2021.
39. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции: учебник / В.Я. Рыжкин; под ред. В.Я. Гиршфельда. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1987.
40. Симонов, Н.С. Развитие электроэнергетики Российской империи: предыстория ГОЭЛРО / Н.С. Симонов. – М.: Русский фонд содействия образованию и науке, 2018.

41. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети / Е.Я. Соколов. – М.: Издательство МЭИ, 1999.
42. Стерман, Л.С. Тепловые и атомные электрические станции / Л.С. Стерман, В.М. Лавыгин, С.Г. Тишин. – М.: Изд-во МЭИ, 2000.
43. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). – 2-е изд. – СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998.
44. Теплообменное оборудование паротурбинных установок. Ч. 2. Отраслевой каталог. – М., 1989.
45. Трухний, А.Д. Основы современной энергетики: учебник / А.Д. Трухний, М.А. Изюмов, О.А. Поваров, С.П. Малышенко; под ред. А.Д. Трухния. – В 2 т. Т. 1. Современная теплоэнергетика / под общей редакцией чл.-корр. РАН Е.А. Амелистова. – 5-е изд., стер. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010.
46. Трухний, А.Д. Парогазовые установки электростанций / А.Д. Трухний. – М.: Издательский дом МЭИ, 2013.
47. Трухний, А.Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки: учеб. пособие / А.Д. Трухний, Б.В. Ломакин. – М.: Издательство МЭИ, 2006.
48. Тупов, В.Б., Факторы физического воздействия ТЭС на окружающую среду / В.Б. Тупов – М.: Изд-во МЭИ, 2012.
49. Федорович, Л.А., Методика выбора тепломеханического оборудования ТЭС / Л.А. Федорович, А.П. Рыков. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007.
50. Цанев, С.В. Газотурбинные энергетические установки : учеб. пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.С. Земцов и др.; под ред. С.В. Цанева. – М.: Издательский дом МЭИ, 2011.
51. Цанев, С.В. Расчет показателей тепловых схем и элементов парогазовых и газотурбинных установок электростанций / С.В. Цанев, В.Д. Буров, В.Е. Торжков и др.; под ред. В.В. Чижова. – М.: Изд-во МЭИ, 2000.
52. Цанев, С.В. Утилизационные газоводяные теплообменники в схемах паротурбинных и газотурбинных электростанций / С.В. Цанев, В.Д. Буров, В.В. Макаревич и др. – М.: Изд-во МЭИ, 1997.
53. Цанев, С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электрических станций / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов. – М.: Изд-во МЭИ, 2002.
54. Шарапов, В.И. Декарбонизаторы / В.И. Шарапов, М.А. Сивухина. – Ульяновск: УЛГТУ, 2000.
55. Щегляев, А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин: учебник / А.В. Щегляев. – В 2 кн. Кн. 1. – 6-ое изд., перераб., доп. и подгот. к печати Б.М. Трояновским. – М.: Энергоатомиздат, 1993.
56. Щегляев, А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин: учебник / А.В. Щегляев. – В 2 кн. Кн. 2. – 6-ое изд., перераб., доп. и подгот. к печати Б.М. Трояновским. – М.: Энергоатомиздат, 1993.
57. Leyzerovich, A. Steam Turbines for Modern Fossil-Fuel Power Plants, The Fairmont Press, 2007.
58. Yang Hong, Yang Jiandao, PengZeying, Fan Shiwang //Research Progress Of 700 оC HUSC Power Plant / Shanghai Turbine Works Co., Ltd. (STWC).
59. Global Environment Outlook 5: Environment for the Future We Want. – United Nations Environment, 2012.
60. Weitzel, P.S., “Steam Generator for Advanced Ultra-Supercritical Power Plants 700 to 760C”, ASME Power 2011, Denver, CO (2011).

Учебное издание

Рогалев Николай Дмитриевич
Дудолин Алексей Анатольевич
Олейникова Евгения Николаевна

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Учебник

Редакторы: Е.В. Политковская, С.В. Казакова
Компьютерная верстка: Ю.В. Макаровой, Л.А. Маматовой

Подписано в печать	21.11.22.	Печать офсетная	Формат 70x100 1/16
Усл. печ. л. 62,4.	Доп. тираж 101 экз.	Изд. № 22у-112	Заказ

Оригинал-макет подготовлен в РИО НИУ «МЭИ».
111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 14.
Отпечатано в типографии НИУ «МЭИ».
111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 13.