

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

**Н.Н. Галашов**

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ВЫРАБОТКИ  
ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ТЭС И ГЭС**

*Рекомендовано в качестве учебного пособия  
Редакционно-издательским советом  
Томского политехнического университета*

Издательство  
Томского политехнического университета  
2012

УДК 621.311.22.004.1(075.8)

ББК 31.37

Г10

Г10

**Галашов Н.Н.**

Технологические процессы выработки электроэнергии на ТЭС и ГЭС: учебное пособие / Н.Н. Галашов; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2012. – 200 с.

В учебном пособии рассмотрены вопросы маневренности энергосистем и электростанций; циклы, схемы и процессы выработки электроэнергии на ТЭС; характеристики, сжигаемого на ТЭС топлива; схемы генерации пара и маневренные характеристики паровых котлов; процессы в турбине и маневренные характеристики турбин; маневренные характеристики энергоблоков ТЭС и ГЭС. По каждой теме приведены вопросы для контроля знаний.

Пособие подготовлено на кафедре атомных и тепловых электростанций, соответствует программе дисциплины и предназначено для магистров, обучающихся по программе «Управление режимами электроэнергетических систем» направления 140200 «Электроэнергетика».

**УДК 621.311.22.004.1(075.8)**

**ББК 31.37**

*Рецензенты*

Заведующий кафедрой «Теоретической и промышленной теплотехники» ТПУ  
доктор физико-математических наук, профессор  
*Г.В. Кузнецов*

Кандидат технических наук, директор ООО  
«Центр комплексных энергосберегающих технологий»  
*С.А. Косяков*

© ФГБОУ ВПО НИ ТПУ, 2012

© Галашов Н.Н., 2012

© Оформление. Издательство Томского политехнического университета, 2012

# ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	7
<b>1. МАНЕВРЕННОСТЬ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ</b> .....	11
1.1. Потребители электроэнергии и теплоты и их графики нагрузок.....	11
1.2. Характеристики маневренности энергосистемы и электростанций.....	24
1.3. Способы прохождения минимальных и пиковых нагрузок графика.....	26
1.3.1. Способы прохождения минимальных нагрузок графика.....	26
1.3.2. Способы прохождения пиковых нагрузок графика.....	29
Вопросы для самопроверки.....	33
<b>2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ И ПРОЦЕССЫ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ</b> .....	35
2.1. Циклы паротурбинных установок.....	35
2.2. Цикл Карно на водяном паре.....	35
2.3. Цикл Ренкина на ТЭС.....	36
2.4. Эффективность реального цикла Ренкина.....	38
2.5. Способы повышения экономичности цикла Ренкина.....	39
2.5.1. Снижение давления отработавшего пара $p_k$ .....	39
2.5.2. Повышение начальной температуры пара $T_0$ .....	41
2.5.3. Повышение начального давления $p_0$ .....	42
2.5.4. Промежуточный перегрев пара.....	43
2.5.5. Регенеративный подогрев питательной воды.....	46
2.5.6. Теплофикационный цикл.....	48
2.6. Циклы газотурбинных установок.....	52
Вопросы для самопроверки.....	54
<b>3. ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ И НАДЕЖНОСТЬ МЕТАЛЛА</b> .....	55
3.1. Влияние давлений и температур на характеристики металла.....	55
3.2. Температурные напряжения в металле.....	58
3.3. Температурные напряжения при переменных режимах.....	61
3.4. Циклическая и тепловая усталость металла.....	63
3.5. Эксплуатационный контроль металла.....	64
Вопросы для самопроверки.....	66
<b>4. ТОПЛИВО И ПАРОВЫЕ КОТЛЫ ТЭС</b> .....	67
4.1. Состав топлива.....	67
4.2. Теплота сгорания топлива.....	68
4.3. Характеристики органического топлива.....	69
4.4. Процессы горения топлива.....	70
4.5. Способы сжигания топлива.....	71
4.6. Подготовка топлива к сжиганию.....	73
4.7. Паровые котлы.....	73
4.8. Компоновка парового котла.....	76
4.9. Маневренные характеристики котлов.....	81
4.9.1. Диапазон регулирования нагрузки котла.....	81
4.9.2. Аккумулирующая способность котла.....	92
4.9.3. Переходные процессы в котле.....	94
4.9.4. Колебания давления в котле.....	97
4.9.5. Скорость изменения давления в котле.....	98

4.9.6. Скорость изменения нагрузки котла.....	100
4.9.7. Процессы в котле при набросах нагрузки.....	101
4.9.8. Процессы в котле при сбросах нагрузки.....	101
<b>4.10. Пуск барабанного котла.....</b>	<b>102</b>
<b>4.11. Сепараторный пуск прямоточного котла.....</b>	<b>102</b>
<b>4.12. Аварийный останов котла.....</b>	<b>104</b>
<b>Вопросы для самопроверки.....</b>	<b>105</b>
<b>5. ТУРБИНЫ ТЭС.....</b>	<b>106</b>
5.1. Конструкция турбины.....	106
5.2. Процесс в турбине.....	107
5.3. Многоступенчатые турбины.....	108
5.5. Мощности и КПД турбогенератора.....	111
5.6. Переменный режим работы турбин.....	113
5.7. Системы парораспределения.....	113
5.8. Изменение параметров в турбине при частичных нагрузках.....	115
5.9. Способы регулирования мощности турбины.....	116
5.10. Системы автоматического регулирования турбин.....	120
5.11. Система защит турбин.....	132
5.12. Характеристики маневренности турбин.....	135
5.13. Переходные режимы работы турбин.....	137
5.14. Аварийный останов турбины.....	139
5.15. Особенности газовых турбин.....	141
<b>Вопросы для самопроверки.....</b>	<b>142</b>
<b>6. МАНЕВРЕННОСТЬ ТЭС.....</b>	<b>144</b>
6.1. Маневренность неблочных электростанций.....	145
6.2. Диапазон нагрузок энергоблоков.....	148
6.3. Скорость нагружения блока.....	150
6.4. Мобильность энергоблока при набросе нагрузки.....	153
6.5. Основные критерии надежности пусков.....	155
6.6. Пусковая схема и этапы пуска энергоблоков сверхкритических параметров.....	161
6.7. Аварийный останов энергоблока.....	170
6.8. Регулирование частоты и мощности тепловых электростанций.....	170
<b>Вопросы для самопроверки.....</b>	<b>174</b>
<b>7. МАНЕВРЕННОСТЬ ГЭС.....</b>	<b>175</b>
7.1. Типы гидравлических турбин.....	175
7.2. Регулирование стока в водохранилищах.....	178
7.3. Кавитация у гидротурбин.....	179
7.4. Гидроудар.....	181
7.5. Характеристики гидротурбин.....	183
7.5. Эксплуатация гидротурбин.....	186
7.6. Системы автоматического регулирования гидроагрегата.....	189
7.7. Работа гидроагрегатов в режиме синхронного компенсатора.....	192
7.8. Нахождение гидротурбин в резерве.....	194
7.9. Регулирование частоты и мощности на ГЭС.....	195
<b>Вопросы для самопроверки.....</b>	<b>197</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>198</b>

**В пособии приняты следующие обозначения:**

АЭС – атомная электрическая станция;  
АРЧВ – автоматическая разгрузка по частоте;  
АРЧМ – автоматическое регулирование частоты и мощности;  
БРОУ – быстродействующая редуционно-охлаждающая установка;  
ВС – встроенный сепаратор;  
ВЗ – встроенная задвижка;  
ВРЧ – верхняя радиационная часть котла;  
ВПУ – валоповоротное устройство турбины;  
ВЭ – водяной экономайзер котла;  
ГВР – горячий вращающийся резерв;  
ГПЗ – главная паровая задвижка;  
ГРАМ – групповое регулирование частоты и мощности;  
ГРЭС – государственная районная электростанция;  
ГТУ – газотурбинная установка  
Д – деаэрактор; дымосос;  
К – конденсатор;  
КПД – коэффициент полезного действия;  
КЭС – конденсационная электрическая станция;  
НРЧ – нижняя радиационная часть котла;  
ОК – обратный, отсечной клапан;  
ПГ – парогенератор;  
ПГУ – парогазовая установка;  
ПВД – подогреватель высокого давления;  
ПВК – пиковый водогрейный котел;  
ПНД – подогреватель низкого давления;  
ПП – промежуточный пароперегреватель;  
ПТУ – паротурбинная установка;  
ПТЭ – правила технической эксплуатации;  
ПК – предохранительный клапан;  
ПН, БН, КН, ПеН, ДН, СН – питательный, бустерный, конденсатный, перекачивающий, дренажный (сливной) и сетевой насосы;  
ПЭН – питательный электронасос;  
ПТН – питательный турбонасос;  
ПТО – производственно-технический отдел;  
ПЭО – планово-экономический отдел;  
РВД, РСД – роторы высокого и среднего давления;  
РОУ – редуционно-охлаждающая установка;  
РППВ – регенеративный подогрев питательной воды;  
РР – растопочный расширитель;

РЧВ – регулирование частоты вращения;  
 САР – система автоматического регулирования;  
 СБ – сбросной клапан;  
 СДТУ – средства диспетчерского и технологического управления;  
 СКД – сверхкритическое давление;  
 СН – собственные нужды;  
 ТП – турбопривод;  
 ТЭС – тепловая электрическая станция;  
 ТЭЦ – теплоэлектроцентраль;  
 ЦВД, ЦСД, ЦНД – цилиндры высокого, среднего и низкого давления турбины;  
 ЦВ – циркуляционный водовод;  
 ЦН – циркуляционный насос;  
 ХОВ – химически очищенная вода;  
 ЧВД, ЧСД, ЧНД – части высокого, среднего и низкого давления теплофикационной турбины;  
 ЭС – электрическая станция;  
*P, p* – давление, Па, кПа, МПа или бар;  
*t* – температура, °С;  
*T* – температура, К;  
*x* – степень сухости;  
*v* – удельный объем, м<sup>3</sup>/кг;  
*ρ* – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  
*Q* – тепловой поток, Вт;  
*G, D* – расход пара, кг/с;  
*W* – расход воды, кг/с;  
*H* – теплоперепад в турбине ТЭС, кДж/кг, напор на ГЭС, м;  
*q* – удельный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>;  
*F* – поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>;  
*k* – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
*α* – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
*λ* – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);  
*a* – коэффициент температуропроводности, К/м;  
*μ* – коэффициент динамической вязкости, Па·с;  
*ν* – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;  
*σ* – напряжения, Па;  
*β* – коэффициент линейного расширения, м/К;  
*ω* – скорость, м/с;  
*C* – удельная теплоемкость, Вт/(кг·К).

## ВВЕДЕНИЕ

Электростанции – это сложные технические комплексы, предназначенные для преобразования энергии природного источника в электроэнергию. В зависимости от вида природного источника энергии различают тепловые (ТЭС), гидравлические (ГЭС), атомные (АЭС), ветровые (ВЭС), солнечные (СЭС), приливные, геотермальные (ГеоТЭС) и др. электростанции. В настоящее время больше 99 % электроэнергии в России вырабатывается на ТЭС, ГЭС и АЭС, поэтому эти электростанции относят к традиционной энергетике, а остальные к нетрадиционной.

Кроме вида используемой энергии природного источника электростанции еще подразделяют по виду отпускаемой энергии, рабочему телу в цикле преобразования энергии и т.д.

Ниже приведена структура генерирующих мощностей России:

- ТЭС – тепловые электрические станции – вырабатывают 70...75 % электроэнергии и подразделяются на:
  - КЭС (ГРЭС) – конденсационные ЭС (государственные районные ЭС) – отпускают электроэнергию;
  - ТЭЦ – теплоэлектроцентрали – отпускают электроэнергию и тепло в виде пара и горячей воды;
  - ГТЭС – газотурбинные ЭС – отпускают электроэнергию;
  - ГТЭЦ – газотурбинные ТЭЦ – отпускают электроэнергию и тепло;
  - ПГУ – парогазовые установки – комбинация паро- и газотурбинных установок.
- ГЭС – гидроэлектростанции – вырабатывают 18...19 % электроэнергии, в них можно выделить
  - ГАЭС – гидроаккумулирующие электростанции.
- АЭС – атомные электрические станции – вырабатывают 6...12 % электроэнергии и подразделяются на:
  - АКЭС – атомные конденсационные электростанции;
  - АТЭЦ – атомные теплоэлектроцентрали.
- СЭС, ВЭС, ГеоТЭС, БиоТЭС, приливные ЭС – нетрадиционная энергетика – вырабатывают около 0,2 % электроэнергии.

Тепловые электростанции также подразделяют:

- *По виду используемого топлива* – различают угольные, мазутные, газовые и газомазутные ТЭС.
- *По начальным параметрам пара* различают ТЭС с докритическим давлением пара ( $p_0 \leq 17$  МПа), сверхкритическим давлением ( $p_0 < 25$  МПа) и на суперкритические параметры ( $p_0 > 25$  МПа и  $t_0 > 575$  °С).

- По типу котельного агрегата различают ТЭС с барабанными котлами с естественной и принудительной циркуляцией на докритические параметры, их применяют в основном на ТЭЦ, и с прямоточными котлами – применяют на электростанциях с докритическим и сверхкритическим давлением пара.

- В соответствии с технологической структурой различают блочные и неблочные ТЭС. При блочной структуре турбина объединена с одним или двумя котла в энергоблок. Энергоблоки работают независимо друг от друга. Между блоками связи по пару и питательной воде используются только во время пуска. Если в энергоблоке один котел, схема называется моноблочной, если два – дубль-блочной. Неблочные ТЭС имеют общие для всех котлов и турбин магистрали (поперечные связи) перегретого пара и питательной воды.

- В зависимости от роли станции в покрытии графика электрических нагрузок различают базовые, полупиковые и пиковые.

Электростанции различных видов работают в энергосистеме. Оперативное управление режимами работы электростанций ведется диспетчерской службой энергосистемы, которая на основе минимальных затрат на выработку электрической энергии и маневренных характеристик оборудования распределяет нагрузки между электростанциями.

К основным задачам эксплуатации электростанций относятся:

1. Надежное и экономичное управление режимами работы оборудования (выполняет оперативный персонал станции).

2. Наладка оборудования, планирование, нормирование, расчет и анализ технико-экономических показателей оборудования и электростанции (выполняют службы ПТО и ПЭО).

3. Поддержание оборудования в работоспособном состоянии (выполняет ремонтный персонал).

Эксплуатация электростанций имеет следующие особенности:

1. Непрерывный процесс работы основного оборудования в автоматическом режиме в течение длительного периода.

2. Работа по диспетчерскому графику нагрузок и участие в регулировании частоты электрического тока.

3. Приоритет надежности над другими показателями.

4. Наличие всех видов опасностей – высокие требования к вопросам техники безопасности и обеспечения нормальных условий труда.

5. Зависимость режимов работы и показателей от характеристик и технических ограничений оборудования, климатических условий и метеорологических факторов.

6. Тяжелые последствия от аварий.



## 7. Наличие вредных экологических факторов.

Эксплуатация оборудования ТЭС – сложный технологический процесс, отличающийся большим разнообразием режимов. Прежде всего, эти режимы можно разделить на стационарные и нестационарные.

Стационарный режим соответствует работе оборудования при некоторой постоянной нагрузке. В этом режиме параметры теплоносителей и температурное состояние деталей оборудования не изменяются во времени. При этом стационарная работа может происходить как при номинальной, так и частичных нагрузках.

При нестационарных режимах в той или иной степени изменяется тепловое состояние оборудования. Наиболее сложным нестационарным режимом является пуск, включающий многочисленные операции с существенным изменением параметров. К нестационарным режимам относят также резкие изменения нагрузки (сброс и наброс) и останов оборудования.

Любые нестационарные режимы всегда связаны со снижением надежности и экономичности энергетического оборудования. Задача эксплуатационного персонала состоит в том, чтобы вести эти режимы в строгом соответствии с инструкциями, составленными на основе расчетов и опыта эксплуатации аналогичного оборудования.

Важнейшей задачей эксплуатации электростанций любого типа является:

- 1) выполнение заданных графиков электрической и тепловой нагрузки при соблюдении экономичности, надежности и безопасности;
- 2) планирование, нормирование и анализ технико-экономических и других показателей ЭС;
- 3) подготовка и тренинг всех категорий персонала – административного, эксплуатационного, ремонтного и прикомандированного – для повышения качества эксплуатации и ремонта;
- 4) поддержание оборудования в работоспособном состоянии.

На крупные электростанции возлагаются также задачи регулирования мощности и частоты в энергосистемах. Электростанции или отдельные блоки, решающие эти задачи при работе в переменной области графиков нагрузки, называют маневренными.

Под маневренностью энергетического оборудования понимают комплекс свойств, определяющих его способность быстро откликаться на требование энергосистемы изменять свою мощность, быстро пускаться и останавливаться без снижения надежности.

К числу наиболее важных свойств, входящих в этот комплекс, относятся:

- регулировочный диапазон котла, турбоустановки или энергоблока, допустимая скорость изменения нагрузки и число допустимых изменений нагрузки в пределах регулировочного диапазона за срок службы;
- длительности пуска энергоблока или турбины из различных тепловых состояний и их допустимое число за срок службы;
- возможность работы при резких набросах и сбросах нагрузки и аварийных режимах в энергосистеме.

Реализация этих свойств зависит от целого ряда факторов: топлива, на котором работает станция, параметров пара, назначения и конструкции парогенерирующей установки и турбины и т.д.

Основными задачами курса «Технологические процессы выработки электроэнергии на ТЭС и ГЭС» являются:

- формирование знаний о роли ТЭС и ГЭС в энергосистеме, о технологических процессах выработки электроэнергии на ТЭС и ГЭС; технологических схемах производства электрической и тепловой энергии, схемах и конструкциях установок ТЭС и ГЭС;
- изучение маневренных характеристик энергосистемы и оборудования ТЭС и ГЭС; характеристик работы оборудования в переменном режиме на частичных нагрузках и при резких изменениях нагрузки; пуско-остановочных режимов и вопросов надежной, экономичной и безопасной эксплуатации оборудования с учетом его технических ограничений.

# 1. МАНЕВРЕННОСТЬ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

## 1.1. Потребители электроэнергии и теплоты и их графики нагрузок

Режимы работы электростанций, требования к их маневренным характеристикам и экономичности в первую очередь определяются характеристиками графика электрических нагрузок потребителей электроэнергии и тем, в какой области графика они работают. КЭС отпускают электроэнергию, а ТЭЦ – электроэнергию и теплоту, поэтому режимы их работы значительно разнообразнее и сложнее.

Потребителей электроэнергии делят на три группы: промышленные, осветительно-бытовые и электрифицированный транспорт.

Потребители теплоты – это промышленные потребители пара различных параметров и потребители горячей воды для отопления, горячего водоснабжения, вентиляции и кондиционирования.

Особенностью работы электрических станций является то, что общее количество электрической энергии, вырабатываемой ими в каждый момент времени, должно полностью соответствовать количеству потребляемой энергии. Нарушение этого баланса может привести к существенному изменению частоты тока и серьезным авариям в энергосистеме и у потребителей.

Существующие в настоящее время аккумуляторы электроэнергии имеют высокую стоимость, обладают небольшой емкостью и в основном используются только для обеспечения безопасности и создания условий для наблюдения за оборудованием и проведения ремонтных работ при перерывах в электроснабжении от основных источников.

Аккумуляирование теплоты для теплоснабжения также практически не осуществляется, однако из-за большой емкости тепловых сетей небольшие перерывы в подаче теплоты для целей теплофикации могут практически не отразиться на температурном режиме отапливаемых помещений.

Электрические станции в энергетической системе работают параллельно, покрывая общую электрическую нагрузку системы и одновременно тепловую нагрузку своего района (ТЭЦ). Во всех случаях суммарная электрическая нагрузка промышленного района складывается из нагрузки, связанной с обеспечением потребителя электроэнергией для производственных целей; нагрузки привода двигателей железнодорожного и городского транспорта и нагрузки, связанной с расходом энергии на освещение и бытовые нужды.

Составляющие суммарной нагрузки изменяются как в течение суток, так и в течение года. Промышленная нагрузка является основной составляющей общей электрической нагрузки в рабочие дни недели; в воскресные и праздничные дни она сильно падает, поэтому в эти дни сильно падает суммарная электрическая нагрузка.

Графическое изображение зависимости электропотребления от времени называется *графиком электрической нагрузки*. На рис. 1.1 приведены типичные суточные графики электрической нагрузки промышленных и осветительно-бытовых потребителей. Минимум промышленной нагрузки наблюдается в ночное время, когда энергию потребляют только предприятия, работающие в три смены; наибольшая нагрузка наблюдается в период с 8 до 16 ч, когда энергия подается всем предприятиям; с 16 до 24 ч нагрузка имеет промежуточное значение (энергию потребляют предприятия, работающие в две и три смены). Провал промышленной нагрузки в дневное время связан с уменьшением потребления электроэнергии во время обеденных перерывов.

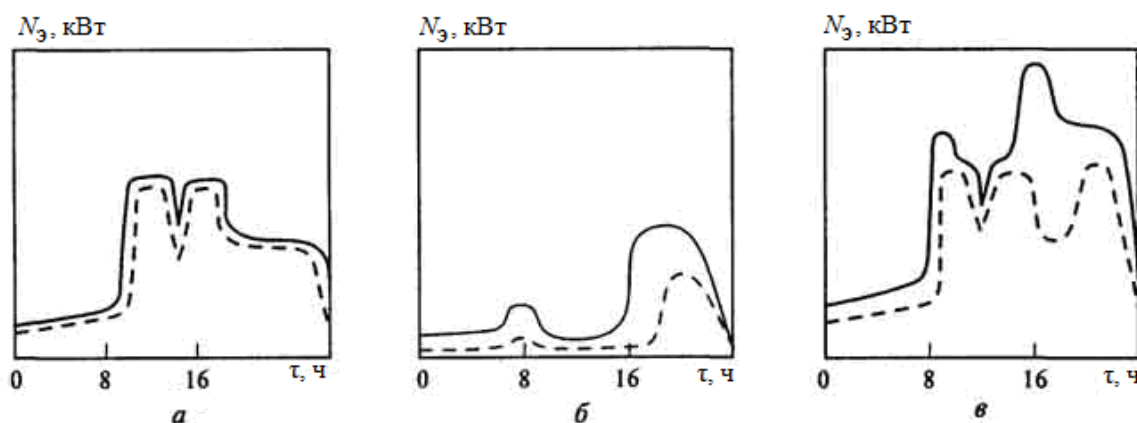


Рис. 1.1. Суточные графики электрической нагрузки:  
 а – промышленной; б – осветительно-бытовой; в – суммарной  
 (---) – лето; (—) – зима

В летнее время промышленная нагрузка обычно ниже, т. к. часть оборудования находится в ремонте, а часть работников – в отпуске.

Осветительно-бытовая нагрузка сильно зависит от времени суток и года, а также метеорологических факторов. Наибольшее значение эта нагрузка имеет в вечерние часы зимой. Летом суточный максимум нагрузки снижается по абсолютному значению и длительности и наступает в более позднее время. Осветительно-бытовая нагрузка включает в себя нагрузку электробытовых приборов, которая имеет резко выраженный максимум в вечернее время и менее выраженный – утром.

На суммарном графике промышленной и осветительно-бытовой

нагрузки имеется два или три (летом) максимума в потреблении электроэнергии в течение суток. Если этот график дополнить еще нагрузкой электрифицированного транспорта, учесть расходы энергии на собственные нужды станции и потери в линиях электропередачи, характер зависимости нагрузки от времени не изменится (рис. 1.2). Максимум электрической нагрузки, наступающий в зимнее время во второй половине дня, определяет общий суточный максимум электрической нагрузки и общую мощность работающих агрегатов, необходимых для обеспечения электроэнергией всех потребителей.

На рис. 1.2 приведен типичный для рабочих дней недели суточный график электрической нагрузки энергосистемы.

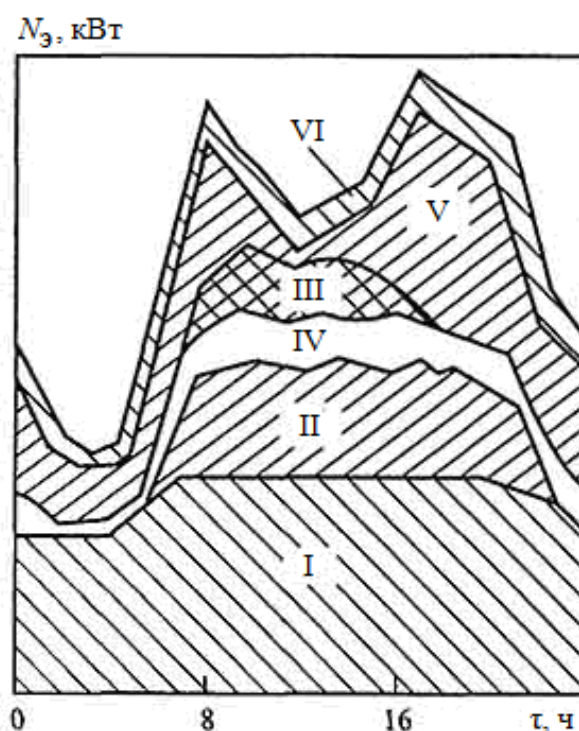


Рис. 1.2. Суточный график электрической нагрузки энергосистемы: I–III – соответственно трех-, двух- и односменные промышленные предприятия; IV – электрифицированный транспорт; V – осветительно-бытовая нагрузка; VI – потери и собственные нужды станции

В нерабочие дни электрическая нагрузка значительно ниже, при этом максимум электрической нагрузки  $N_{э.мах}$  – в воскресенье (когда нагрузка может быть особенно низкой); для промышленного района может составлять 0,5–0,6 от  $N_{э.мах}$  в рабочие дни недели.

Типичный график изменения электрической нагрузки в рабочие и нерабочие дни недели для района с высокой промышленной нагрузкой

кой показан на рис. 1.3.

Если электростанция работает изолированно, то суммарный график электрической нагрузки данного района совпадает с графиком электрической нагрузки электростанции. Однако обычно электростанция отдает энергию в общую систему, и суммарный график электрической нагрузки характеризует работу системы (района), а нагрузка электростанции определяется диспетчерской службой энергосистемы.

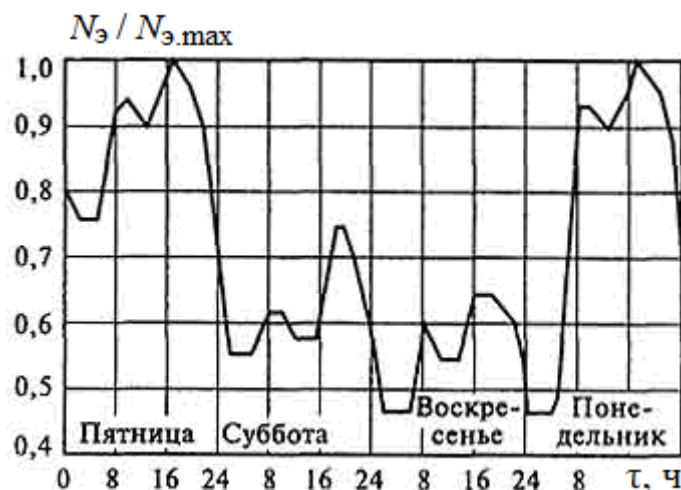


Рис. 1.3. Типичный график изменения электрической нагрузки в рабочие и нерабочие дни недели

Анализ графиков электрической нагрузки показывает, что потребление электрической энергии происходит крайне неравномерно. Отношение количества энергии, выработанной за данный период, к количеству энергии, которое было бы выработано за то же время при работе электростанции с максимальной нагрузкой, называют *коэффициентом использования максимума*  $\mu_{\max}$ . Иногда это отношение называют также коэффициентом заполнения графика электрической нагрузки. Из этого определения следует, что

$$\mu_{\max} = \frac{\mathcal{E}}{N_{\text{э.мах}}\tau_p}, \quad (1.1)$$

где  $\mathcal{E}$  — общее количество выработанной энергии, кВт·ч;  $N_{\text{э.мах}}$  — максимальная нагрузка, кВт;  $\tau_p$  — время работы электростанции, ч.

Более высокие значения  $\mu_{\max}$  свидетельствуют о том, что оборудование электростанции используется полнее и за тот же период вырабатывает большее количество электроэнергии. Капитальные составляющие стоимости электроэнергии и удельных приведенных затрат при этом уменьшаются, и при прочих равных условиях экономические показатели ТЭС возрастают.

Для системы, объединяющей большое число электростанций, коэффициент использования максимума, как правило, значительно выше, чем для отдельных электростанций, работающих изолированно. Переход промышленных предприятий на работу в две и три смены также приводит к повышению значений коэффициента использования  $\mu_{\max}$  и, следовательно, росту экономичности энергосистем.

На рис. 1.4 приведен суточный график электрической нагрузки Единой энергетической системы (ЕЭС) европейской части РФ. Коэффициенты заполнения (использования максимума) здесь следующие: 0,88 – для зимы (декабрь) и 0,92 – для лета (июнь). Эти значения всегда тем выше, чем больше доля промышленной нагрузки. Поэтому, например, для системы, объединяющей электростанции Урала,  $\mu_{\max}$  имеет еще более высокие значения.

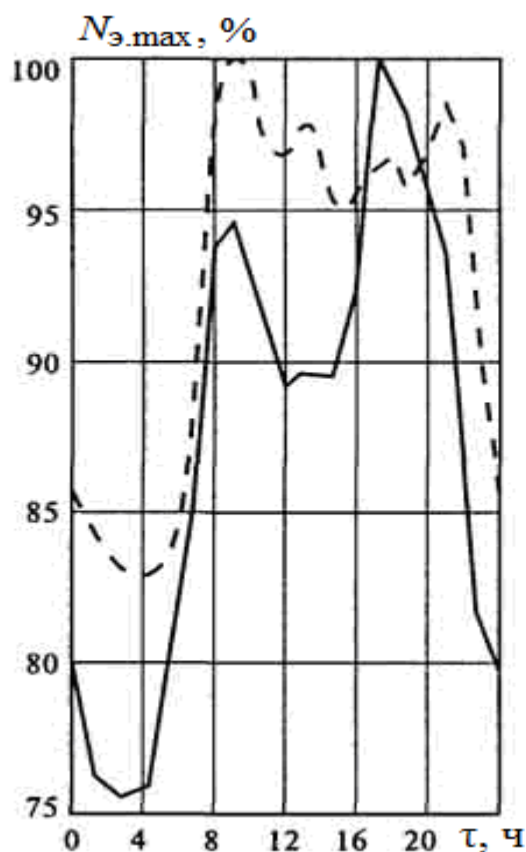


Рис. 1.4. Суточный график электрической нагрузки энергосистемы:  
(---) – лето; (—) – зима

Наряду с суточными графиками большое значение имеют годовые графики электрической нагрузки, которые строятся по данным суточных графиков.

На рис. 1.5 приведены типичные годовые графики месячных максимумов энергосистемы, а на рис. 1.6 – типичная кривая изменения

продолжительности электрической нагрузки в течение года.

Как видно на рис. 1.5, несмотря на то, что новые промышленные предприятия вводятся в течение всего года непрерывно, месячные максимумы нагрузки превышают значения максимума в начале года только в последние месяцы, когда возрастает осветительно-бытовая нагрузка. Характер годовых графиков со временем меняется не сильно, в связи с чем облегчается задача построения графиков на предстоящий период.

Обычно в покрытии годового графика нагрузки системы участвуют электростанции разной экономичности. Распределение суммарной нагрузки по отдельным электростанциям (агрегатам) в соответствии с общим графиком должно быть таким, чтобы обеспечить наиболее экономичную работу системы в целом. Этого можно достичь, если электростанции, имеющие меньшие издержки на топливо и эксплуатационные расходы, будут загружаться большее число часов в году, а электростанции с большими издержками на топливо и большими эксплуатационными расходами – меньшее число часов.

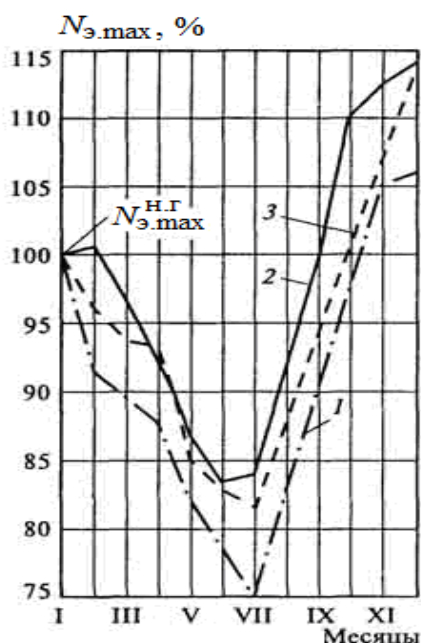


Рис. 1.5. Годовые графики месячных максимумов электрических нагрузок энергосистемы:

1–3 – изменения  $N_{э.max}$  для трёх лет, следующих один за другим;

$N_{э.max}^{H.G.}$  – месячная максимальная нагрузка к началу года



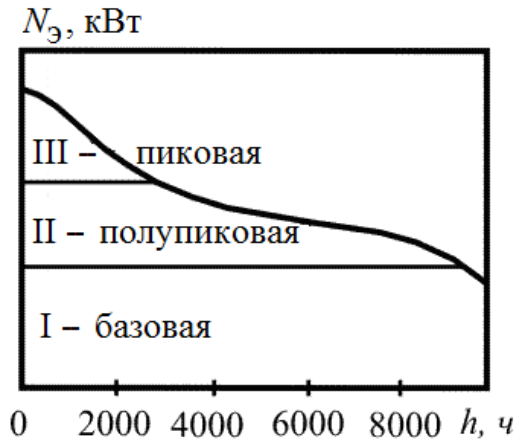


Рис. 1.6. График годовых электрических нагрузок по продолжительности:

Электростанции, участвующие в покрытии нижней части графика продолжительности нагрузки (в покрытии базовой нагрузки), рис. 1.6, называются *базовыми*; электростанции, используемые только в течение части года для покрытия максимальных (пиковых) нагрузок, называют *пиковыми*. Электростанции, которые несут промежуточную нагрузку между базовой и пиковой, называют *полупиковыми*.

Одной из основных характеристик электростанции является ее *установленная мощность*, которая определяется как сумма номинальных мощностей всех турбоагрегатов. При этом под номинальной мощностью понимают наибольшую мощность, при которой турбогенератор может работать длительное время в режимах, устанавливаемых техническими условиями.

Для оценки напряженности работы электростанции и эффективности использования основного оборудования вводится коэффициент использования установленной мощности станции  $\mu_{уст}$ . Этот коэффициент представляет собой отношение количества электроэнергии  $\mathcal{E}_{год}$ , выработанной в течение года, к тому количеству, которое могло быть выработано за тот же период при работе электростанции с установленной мощностью  $N_{э,уст}$ . Таким образом,

$$\mu_{уст} = \mathcal{E}_{год} / (N_{э,уст} \tau_{год}), \quad (1.2)$$

где  $\tau_{год}$  — число часов в году ( $\tau_{г} = 8760 \text{ ч}$ ).

Работа электростанции характеризуется также числом часов использования установленной мощности в год

$$\tau_{уст} = \mathcal{E}_{год} / N_{э,уст}. \quad (1.3)$$

Из (1.2) и (1.3) видно, что  $\mu_{уст}$  и  $\tau_{уст}$  связаны выражением

$$\mu_{уст} = \tau_{уст} / \tau_{год} = \tau_{уст} / 8760. \quad (1.4)$$

Число часов использования установленной мощности зависит от того, в каком режиме работает электростанция, т.е. является ли она базовой, пиковой или несет промежуточную нагрузку. Для электростанций, работающих с базовой нагрузкой, число часов использования установленной мощности обычно равно 5000–7500 в год, а для специальных пиковых установок может составлять до 2000 в год.

Графики электрических нагрузок используются при планировании электрических нагрузок электростанций и систем; распределении нагрузок между отдельными электростанциями и агрегатами; в расчетах по выбору состава рабочего и резервного оборудования, определению требуемой установленной мощности и необходимого резерва, числа и единичной мощности агрегатов; при разработке планов ремонта оборудования и определении ремонтного резерва; для планирования годовых и месячных резервов топлива, а также для решения других производственных задач.

Из графиков нагрузок видно, что агрегаты станции в разное время суток и года работают в разных режимах, когда мощности (производительности) отдельных установок, параметры рабочей среды, ее расходы, находясь в пределах, допускаемых техническими условиями, существенно различаются.

При работе с полной нагрузкой оборудование развивает *номинальную* (или *максимальную*) *длительную мощность*. На этой максимальной мощности агрегат должен длительно работать при номинальных значениях основных параметров или при изменении их в пределах, предусмотренных стандартом (или заводом-изготовителем, если они не регламентированы стандартом). Максимальная длительная (или номинальная) мощность является основной паспортной характеристикой агрегата.

Нагрузку, при которой агрегат работает с наибольшим КПД, называют *экономической нагрузкой*. Номинальная (или максимальная) длительная нагрузка может быть равна экономической или превышать ее на 10...20 %. Иногда предусматривается возможность кратковременной работы оборудования с нагрузкой на 10...20 % выше номинальной при более низком КПД. Эту наибольшую возможную мощность агрегата называют *максимальной перегрузочной мощностью*. При проектировании агрегата его экономическая нагрузка выбирается с таким расчетом, чтобы наибольшее количество энергии за время эксплуатации было выработано при нагрузках, равных экономической или близких к ней, т.к. только в этих условиях расходы топлива будут наименьшими.

Режимы могут быть *стационарными* (установившимися) и *нестационарными*. В стационарном режиме параметры не меняются в течение времени. В нестационарном режиме один или все параметры в течение времени изменяются.

Стационарный режим, при котором оборудование работает с *экономической нагрузкой* при номинальных значениях основных параметров, называют *расчетным*.

Режимы работы с установившимися нагрузками, отличающимися от расчетной, называют *переменными*. При стационарных переменных режимах одни параметры могут иметь номинальные значения, другие отличаться от номинальных. Переменные нестационарные режимы наблюдаются, например, при пуске и останове оборудования, сбросе и набросе нагрузки на турбогенераторе, при работе на скользящих параметрах и др.

Суточный график электрической нагрузки принято делить на три зоны: базовую, полупиковую и пиковую (рис. 1.7). *Базовая зона* лежит ниже уровня минимальной нагрузки.



Рис. 1.7. Основные зоны графика электрической нагрузки:  
1 – минимальная нагрузка; 2 – средняя нагрузка

Если на графике нагрузки провести линию, соответствующую средней нагрузке, то область, лежащая выше этой линии, называется *пиковой зоной*. Область графика, расположенная между пиковой и базовой зонами, называется *полупиковой*.

В качестве режимных параметров для суточного графика нагрузки выделяют максимальную  $N_{\max}$  и минимальную  $N_{\min}$  нагрузки; диапазон регулирования нагрузки  $D_{\text{рег}} = N_{\max} - N_{\min}$ ; скорость изменения нагрузки  $\omega$  и колебания нагрузки. Их значения существенно определяют требования к маневренным характеристикам оборудования ТЭС.

Режимные характеристики графика обычно оценивают тремя ко-

эффициентами: коэффициентом неравномерности  $\alpha = N_{\min}/N_{\max}$ ; коэффициентом плотности  $\beta = N_{\text{ср}}/N_{\max}$  и коэффициентом регулирования  $k_p = D_{\text{рег}}/N_{\max}$ .

В идеальном случае всякая энергосистема должна располагать энергетическим оборудованием для работы в каждой зоне графика нагрузки.

Для покрытия базовой зоны используются мощные ГРЭС и АЭС с энергоблоками 160–1200 МВт, ТЭЦ с турбоустановками 100–250 МВт. В отдельные периоды (например, во время паводков), а также в тех энергосистемах, где доля установленной мощности ГЭС велика (например, в Сибири), к покрытию базовой части графика привлекаются и ГЭС. Использование электростанций с мощными дорогостоящими высокоэкономичными энергоблоками для покрытия полупиковой и тем более пиковых зон графика нагрузки нецелесообразно. Связано это с тем, что всякое недоиспользование высокоэкономичных агрегатов приводит к удорожанию электроэнергии, вырабатываемой ими.

Вместе с тем необходимо подчеркнуть, что для мощных экономических энергоблоков маневренность не является чем-то второстепенным. Как показывает опыт эксплуатации, моральное старение оборудования, т.е. снижение его экономических показателей по сравнению с новым оборудованием, происходит гораздо быстрее, чем физическое «старение». Поэтому, как правило, мощное высокоэкономичное оборудование работает в базовом режиме первые 15–20 лет эксплуатации. Далее, по мере ввода нового, более эффективного оборудования, старое оборудование сначала работает в режиме периодических разгрузок и нагрузок, затем с остановками на конец недели и, наконец, с ежедневными ночными остановками в горячий резерв. Поэтому с самого начала, при проектировании и изготовлении, даже самые новые энергоблоки должны обладать определенным «запасом» маневренности, который будет использован после 15–20 лет работы.

Имеется и еще одно обстоятельство, специфичное для нашей энергетики и обуславливающее необходимость высокой маневренности всех вводимых энергоблоков, работающих на органическом топливе. Дефицит органического топлива в европейской части России заставляет широко использовать АЭС, которые по техническим и экономическим причинам не могут работать в маневренном режиме. Поэтому все вводимое оборудование, работающее на органическом топливе, должно удовлетворять определенным требованиям по маневренности, которые рассмотрены ниже.

Лучшим энергетическим оборудованием для покрытия полупико-

вой и пиковой зон графика электрической нагрузки являются турбоагрегаты ГЭС, пуск и останов которых могут быть проведены за несколько минут. Особенно подходящими они являются для европейской части России, где, с одной стороны, в ряде энергосистем неравномерность графика нагрузки велика, а с другой – недостаток воды в водохранилищах не позволяет ГЭС нести нагрузку постоянно. Однако установленная мощность ГЭС мала (в европейской части она составляет примерно 13 % всей мощности), и поэтому для покрытия переменной части графика нагрузки приходится привлекать КЭС, ТЭЦ, а в некоторых случаях и АЭС.

Для покрытия пиковой зоны графика электрической нагрузки используют оборудование, которое можно быстро пускать и останавливать, – это турбины ГЭС, газотурбинные установки, а также устаревшее паротурбинное оборудование на низкие начальные параметры пара. Хотя их агрегаты и обладают значительно меньшей экономичностью, чем базовые, их использование в пиковой области оказывается целесообразным вследствие малого числа часов работы в году (500–1500 ч).

Наибольшие проблемы возникают при покрытии полупиковой части графика нагрузки, т.к. оборудование, используемое для этой цели, должно обладать как высокой маневренностью, так и высокой экономичностью, потому что оно останавливается только на ночь или на субботу и воскресенье и работает с установленной мощностью 3000–4000 ч в год.

Реальные энергосистемы не обладают идеальной структурой энергетических мощностей, которая обеспечивает покрытие графика электрической нагрузки соответствующими агрегатами. В большинстве случаев в энергосистеме имеется избыток базовых и недостаток пиковых и полупиковых мощностей. Поэтому приходится часть базовых турбоагрегатов переводить в режим регулярных пусков и остановок, терпя при этом убытки из-за перерасхода топлива и снижения надежности оборудования.

Для покрытия переменной части суточного графика электрической нагрузки в конкретной энергосистеме наибольшее значение имеют диапазон изменения электрической нагрузки в характерные часы суток (например, утренний пик нагрузки и ее уменьшение при ночном провале, рис. 1.7) и скорость изменения электрической нагрузки в эти часы. Чем больше диапазон суточного изменения нагрузки и скорости ее изменения, тем в более трудных условиях работает оборудование электростанций. Если электростанции не успевают отслеживать потребности электрического графика, то в электрической сети происходит недопустимое повышение или снижение частоты сети. Это приводит не только к поте-

рям различного рода у потребителей электроэнергии, но и угрожает надежности работы энергосистемы и электростанций.

Возможность привлечения теплофикационных турбоустановок к регулированию графика электрической нагрузки тесно связана с покрытием ими графика тепловой нагрузки.

Тепловая энергия требуется для технологических процессов и силовых установок промышленности, для отопления и вентиляции производственных, жилых и общественных зданий, кондиционирования воздуха и бытовых нужд. Для производственных целей обычно используется пар давлением от 0,15 до 1,6 МПа. На отопление, вентиляцию и бытовые нужды с ТЭЦ отпускается горячая вода с температурой от 70 до 150 °С. Типичные графики изменения суточной тепловой нагрузки промышленных предприятий и горячего водоснабжения жилого района показаны на рис. 1.8 и 1.9.

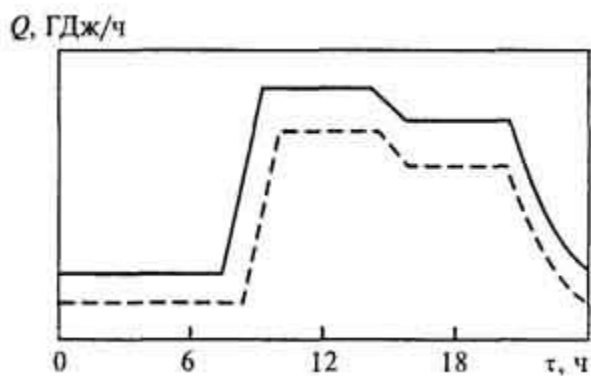


Рис. 1.8. График суточной тепловой нагрузки предприятий (—) – лето; (---) – зима

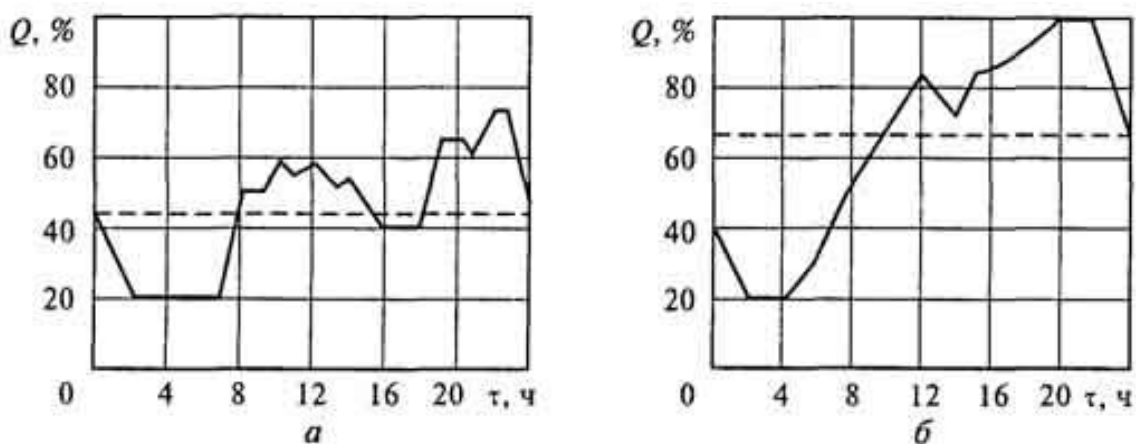


Рис. 1.9. Суточные графики расхода теплоты на бытовые нужды района: а – в рабочие дни недели; б – по субботам; --- – среднесуточная нагрузка

Отношение общего количества теплоты  $Q_{\text{год}}$ , отпущенной станцией

в течение года, к ее максимальной тепловой нагрузке  $Q_{\max}$  называют *числом часов использования максимума тепловой нагрузки*  $\tau_{\max}$  ( $\tau_{\max} = Q_{\text{год}}/Q_{\max}$ ). Для промышленной нагрузки  $\tau_{\max}$  может достигать 6000 ч/год, а для отопительно-бытовой обычно  $\tau_{\max} = 2500\text{--}4000$  ч/год.

Таким образом, промышленная нагрузка увеличивает число часов использования максимума общей тепловой нагрузки, однако для крупных ТЭЦ основным видом тепловой нагрузки обычно является отопительная, и поэтому значение  $\tau_{\max}$  для них ниже числа часов использования максимума электрической нагрузки.

Промышленная и бытовая тепловые нагрузки существенно изменяются в течение суток, причем в рабочие дни эти изменения совпадают с изменениями электрических нагрузок. А вот нагрузки на бытовые нужды в конце недели и предпраздничные дни значительно выше, чем в рабочие дни, в то время как электрические нагрузки в эти дни, наоборот, падают (см. рис. 1.3).

Отопительная тепловая нагрузка, расход теплоты на вентиляцию и кондиционирование воздуха имеют сезонный характер (рис. 1.10) и сильно зависят от температуры наружного воздуха.

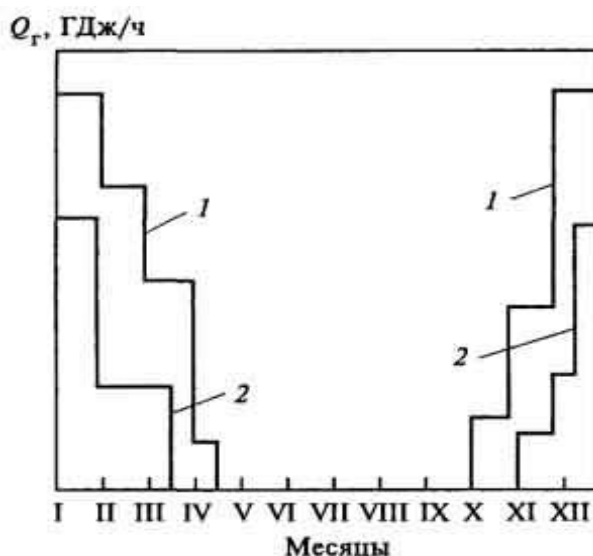


Рис. 1.10. Годовой график отопительной нагрузки по месяцам:  
1, 2 – соответственно максимальные и минимальные значения

В течение месяца разница между максимальными и минимальными значениями нагрузок может быть очень существенна. Расход теплоты на отопление и вентиляцию наибольший зимой и полностью отсутствует в летние месяцы; на кондиционирование воздуха теплота расходуется только летом.

На рис. 1.11 приведен характерный суммарный годовой график те-

пловой нагрузки ТЭЦ по продолжительности.

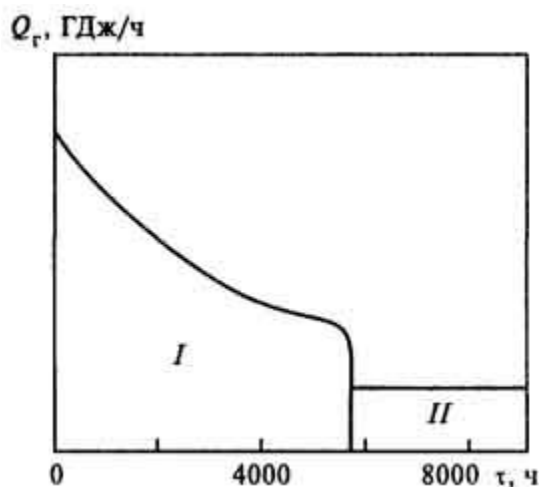


Рис. 1.11. Суммарный годовой график тепловой нагрузки по продолжительности: I – отопительный, II – летний период

Анализируя рис. 1.10 и 1.5 и рис. 1.11 и 1.6, видим существенное несовпадение графиков тепловых и электрических нагрузок, что сильно сказывается на режимах работы ТЭЦ и условиях проектирования их оборудования.

## 1.2. Характеристики маневренности энергосистемы и электростанций

Под маневренностью энергосистемы понимается способность надежно выполнять следующие режимные функции:

1. Надежное покрытие переменной части графика нагрузки с обеспечением допустимой частоты тока.
2. Сохранение устойчивой работы энергосистемы при сбросах и набросах нагрузки.
3. Поддержание синхронной динамической устойчивости в энергосистеме при больших возмущениях по мощности и частоте.
4. Своевременный ввод резервного оборудования в аварийных ситуациях.

Реализация маневренных возможностей энергосистемы в значительной мере зависит от типа работающих электростанций и маневренности их оборудования. Так, наибольшей маневренностью обладают ГЭС, которые могут изменять нагрузку со скоростью до 500 МВт/мин. Большой маневренностью обладают газотурбинные ТЭС. Пуск современных ГТУ и вывод на номинальную мощность может составлять до



15 мин. Менее маневренными являются паротурбинные ТЭС, которые в настоящее время составляют основную долю в выработке электроэнергии энергосистем. Их маневренные характеристики сильно зависят от начальных параметров пара, типа и структуры оборудования и вида сжигаемого топлива. Более маневренными являются ТЭС с оборудованием низких начальных параметров пара. Менее маневренными являются ТЭЦ и ТЭС с блочной структурой оборудования. Сильно снижает маневренность сжигание твердого топлива по сравнению с газомазутным. Также на маневренность ТЭС могут повлиять условия топливоснабжения. Так, ограничения в потреблении жидкого топлива, являющегося растопочным топливом для ТЭС, работающих на твердом топливе, сокращают диапазон нагрузок и частые остановки с последующими пусками. Наименее маневренными являются АЭС, поэтому их используют только в базовой области графика нагрузок.

Привлечение теплофикационных турбин к покрытию переменной электрической нагрузки возможно при работе по электрическому графику, т.е. в основном в летнее время. Изменение мощности теплофикационных турбин за счет сокращения нагрузки теплофикационных отборов носит вынужденный характер, т.к. связано с существенной потерей экономичности.

При реконструкции конденсационных энергоблоков в теплофикационные маневренность их не снижается, т.к. возможно снижение мощности путем перевода тепловой нагрузки на РОУ, сохраняя достаточную загрузку котла. Но такое снижение тепловой нагрузки также связано со значительным снижением экономичности.

В первую очередь в полупиковом режиме используются ГТУ и неблочные КЭС с оборудованием на давление до 9,8 МПа, так как на КЭС с поперечными связями можно останавливать в резерв часть котлов, не останавливая турбины, что исключается для энергоблоков.

Для повышения экономичности и облегчения работы на электростанциях применяются следующие *способы выравнивания графиков нагрузок*:

1. Применение энергосберегающих технологий потребления электроэнергии.
2. Внедрение ГАЭС и ВАЭС (потребление электроэнергии ночью и выдача ее в пики нагрузки).
3. Применение потребителей–регуляторов (потребление электроэнергии ночью и снижение потребления или останов в пики нагрузки).
4. Использование перетоков электроэнергии из одних систем в другие.
5. Применение многоставочной системы тарифов на электроэнер-

гии (низкий ночью и высокий в пики нагрузки).

6. Применение водородных надстроек на ТЭС и АЭС для производства водородного топлива во время ночного провала и использования его во время пиков нагрузки.

*Пути повышения доли маневренных мощностей энергосистем:*

1. Создание мощных полупиковых блоков 500...800 МВт с упрощенной тепловой схемой, высокими маневренными характеристиками и низкими капиталовложениями.

2. Создание базово-маневренных блоков ТЭС с возможностью перегрузки на 15...20 %.

3. Создание ГТУ с высокими КПД ( $> 40\%$ ).

4. Широкое внедрение ПГУ.

5. Внедрение на ТЭЦ технологий, повышающих их маневренные характеристики (установка аккумуляторов теплоты, перевод отпуска теплоты с отборов турбин на котлы).

6. Увеличение доли ГЭС и ГАЭС.

При работе электростанций по выполнению графика электрических нагрузок энергосистемы наибольшие сложности возникают в области прохождения минимальных и пиковых нагрузок.

### **1.3. Способы прохождения минимальных и пиковых нагрузок графика**

#### **1.3.1. Способы прохождения минимальных нагрузок графика**

1. *Разгрузка части или всех турбин в регулировочном диапазоне.* Это наиболее надежный способ, т.к. не требует существенных изменений и переключений в схеме, но снижается экономичность работающих турбин. Турбины можно разгружать только в пределах регулировочного диапазона. Подробно работа в этих режимах рассматривается в разд. 2.

2. *Останов части котлов и турбин с последующим пуском.* Недостатками этого способа являются: низкая надежность из-за большого числа выполняемых операций при останове и пуске оборудования, снижение срока службы металла из-за больших изменений параметров теплоносителей и металла (разд. 3). Достоинством является высокая экономичность оставшихся в работе котлов и турбин (разд. 4–6).

3. *Перевод части турбин в моторный режим работы.* Одним из способов, облегчающих прохождение провалов графика нагрузки энергосистем без повышения частоты, является перевод блока или отдельных турбоагрегатов электростанций с поперечными связями в мотор-

ный режим. В этом режиме нагрузка турбины равна нулю, в нее не подается свежий пар, а генератор блока (турбоагрегата) не отключен от сети и работает в качестве двигателя, вращая ротор турбины с синхронной частотой и потребляя из сети активную мощность.

При этом для охлаждения выхлопной части турбины в нее подается через РОУ небольшое количество пара от посторонних источников (общестанционный коллектор собственных нужд, отборы работающих турбин), а в ее конденсаторе поддерживается нормальный вакуум, обеспечивающий низкую плотность и конденсацию охлаждающего пара.

По сравнению с остановочно-пусковым режимом моторный имеет следующие достоинства:

1. Операции перевода агрегата в моторный режим гораздо проще операций, выполняемых при его останове и последующем пуске, и занимают намного меньше времени.

2. Энергосистема не лишается горячего резерва мощности, т.к. агрегат, работающий в моторном режиме, легко переводится в генераторный режим и, как показали испытания, может быть быстрее нагружен до полной мощности.

3. Пуск блока из неостывшего и даже из горячего состояния после его остановки на ночь значительно труднее, длится дольше, чем перевод из моторного в генераторный режим, и часто сопровождается неполадками и авариями. Статистический анализ повреждений запорно-регулирующей арматуры на одной из электростанций, привлекавшейся длительное время к регулированию графика нагрузки энергосистемы (т.е. к работе в остановочно-пусковых режимах), показал, что число повреждений арматуры почти линейно зависит от числа пусков и остановок. Так, при 544 и 456 пусках двух турбоагрегатов 160 МВт возникло соответственно 515 и 411 повреждений арматуры, а при 315 и 123 пусках двух других турбоагрегатов по 275 МВт – соответственно 262 и 183 повреждения.

Увеличение числа пусков турбоагрегатов сопровождается также ростом повреждаемости электрических генераторов, при этом отмечается распушение и выкрашивание зубцов крайних пакетов с обеих сторон сердечника статора, отвинчивание и ослабление затяжки гаек на шпильках стяжных призм, изломы дистанционных распорок в лобовых частях обмотки статора, обрыв отдельных шпилек и т.д.

Особенностью теплового состояния турбины в моторном режиме является повышение температуры рабочих и направляющих лопаток из-за потерь на трение и вентиляцию и, в то же время, естественное остывание наиболее нагретых элементов турбины. В ступенях турбины, в которых потери теплоты в окружающую среду выше тепловых потерь

ступеней, происходит остывание металла лопаток и диафрагм. В тех же ступенях, где потери теплоты в окружающую среду ниже тепловых потерь ступеней, происходит повышение температуры лопаток и диафрагм. При равенстве потерь теплоты в окружающую среду и тепловых потерь ступеней рабочая температура элементов турбины остается постоянной. Первое условие соблюдается во всей проточной части турбин малой мощности и в ЦВД турбин большой мощности. Второе условие характерно для лопаток значительной длины – последних лопаток ЦСД и ЦНД турбин мощностью 100 МВт и выше. Для поддержания температуры лопаток и диафрагм в допустимых пределах в этом случае их охлаждают путем подачи в проточную часть турбины низкопотенциального пара или впрыска конденсата в выхлопную часть турбины.

В настоящее время на основании довольно значительного опыта использования моторного режима на ТЭС и ТЭЦ приходят к выводу, что этот режим более надежен, чем остановочно-пусковой, и может широко применяться для регулирования графиков электрической нагрузки энергосистем. Однако при этом подчеркивается, что тепловое состояние турбины большой мощности (выше 100 МВт) в моторном режиме должно тщательно исследоваться, прежде чем будет допущено применение такого режима. В особенности важно изучение теплового состояния роторов турбины в зонах концевых уплотнений, температура которых подвержена наибольшим изменениям.

Турбины малой мощности, а также ЦВД турбин большой мощности, имеющие сравнительно небольшие диаметры дисков и диафрагм и небольшую высоту лопаток, могут длительное время работать в моторном режиме при нормальном вакууме, сохраняя достаточную надежность и без охлаждения проточной части.

Учитывая большое влияние тепловой изоляции турбины на ее тепловое состояние, следует также обратить внимание на качество этой изоляции. Улучшение качества тепловой изоляции, например ЦВД турбины, позволяет существенно уменьшить темп расхолаживания корпуса турбины при работе в моторном режиме. Этот вывод сделан на основании испытаний двух турбин Т-100-130, ЦВД одной из которых был изолирован способом напыления, а второй – совелитовыми плитами. Разность температур «верх–низ» ЦВД, изолированного напылением, при длительной работе в моторном режиме не превышала 20–25 °С, в то время как эта разность у ЦВД, изолированного совелитовыми плитами, достигла 70–80 °С, что не обеспечивало необходимой надежности работы турбины вследствие повышенного теплового прогиба ЦВД и радиальных задеваний в проточной части турбины.

Недостатком моторного режима блочных турбоагрегатов является

неблагоприятный температурный режим пароперегревателей котла блока, переводимого при этом в резерв. Из-за значительного охлаждения топки и понижения температуры топочных газов снижается перегрев свежего и вторичного пара, вследствие чего задерживается последующий пуск блока из-за захлаживания проточной части ЦСД и возможного недопустимого укорочения ротора ЦСД. Поэтому в тех случаях, когда не предполагается использование генератора блока в режиме синхронного компенсатора, рекомендуется переводить блок в режим горячего вращающегося резерва.

4. *Перевод части энергоблоков в режим горячего вращающегося резерва.* Суть этого режима заключается в том, что турбогенератор энергоблока, отключенный от электрической сети, продолжает вращаться с пониженной частотой в пределах 800–1000 об/мин за счет пропуска небольшого количества пара, вырабатываемого котлом. Работа котла обеспечивается сжиганием мазута в двух растопочных горелках, которые включаются в работу до погашения котла и отключаются автоматом подхвата факела. Давление пара в барабане котла поддерживается в пределах 9...11 МПа, вторичного пара – в пределах 0...0,3 МПа.

Практика эксплуатации показала, что температуры при работе блока в режиме горячего резерва с остановкой котла намного ниже, чем в режиме ГВР. Режим ГВР способствует повышению маневренности (ускорению пуска) и надежности работы блока на протяжении всего процесса пуска, поэтому в период провала графика нагрузки энергосистемы при отсутствии дефектов, требующих остановки блока для их устранения, следует предпочесть перевод блока в режим ГВР. Часто этот режим надежнее и предпочтительнее моторного режима, когда нет необходимости в выработке блоком реактивной мощности.

### **1.3.2. Способы прохождения пиковых нагрузок графика**

Для получения пиковой мощности на ТЭС, при падении частоты тока в энергосистеме, используют следующие способы:

- 1) форсировка котла и выработка пара выше его номинальной паропроизводительности;
- 2) для теплофикационной турбины возможно увеличение электрической мощности за счет снижения тепловой нагрузки путем перевода ее на пиковые водогрейные котлы;
- 3) отключение части системы регенерации (группы ПВД).

Рассмотрим более подробно работу в этих режимах.

Максимальный прирост мощности определяется в первую очередь возможностями по перегрузке основного и вспомогательного оборудо-

вания (форсировочными возможностями котла, пропускной способностью турбины, запасом мощности генератора, конденсирующей способностью конденсатора, запасами подачи дутьевых вентиляторов и дымососов).

При форсировке котла основное ограничение связано, как правило, с его генерирующей способностью, которая зависит от многих факторов: допустимого тепловосприятия поверхностей нагрева, состава и качества сжигаемого топлива, запаса подачи тягодутьевых машин (вентиляторов, дымососов). Поэтому в зависимости от конкретных условий определяются допустимые пределы использования того или другого способа. Как правило, все котлы имеют запас по производительности 5–7 % по сравнению с расходом пара, обеспечивающим номинальную мощность турбины.

При использовании режима форсировки необходимо учитывать, что увеличение расхода пара приводит к увеличению параметров по проточной части турбины и изменению теплоперепадов, в результате возрастают изгибающие напряжения в лопаточном аппарате. При этом максимальной перегрузке подвергаются регулирующая ступень, последние ступени ЦНД и предотборные ступени регулируемых отборов пара теплофикационных турбин. Кроме того, происходит увеличение осевых усилий на ротор турбины и возможна перегрузка упорного подшипника.

Для получения пиковой мощности широко используются теплофикационные турбоагрегаты путем уменьшения тепловой нагрузки отопительных отборов с увеличением расхода пара на турбину и в конденсатор. Для этого режима сначала повышают расход пара на турбину до максимально возможного, сохраняя тепловую нагрузку на неизменном уровне, и только после этого для увеличения электрической мощности начинают снижение тепловой нагрузки турбины. При этом поворотная регулирующая диафрагма постепенно открывается, тепловая нагрузка уменьшается, а электрическая увеличивается за счет увеличения теплоперепада и расхода пара в конденсатор. Этот процесс может продолжаться до момента перевода турбоагрегата полностью в конденсационный режим. Получение дополнительной пиковой мощности в этом случае сопровождается значительным ростом удельного расхода топлива  $b$  на выработку электрической энергии.

На рис. 1.12 приведено изменение удельного расхода топлива при выработке дополнительной электрической мощности на энергоблоке с турбиной Т-250/300-24 за счет передачи отборной теплоты водогрейным котлам. График построен при  $t_{\text{нв}} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $G_{\text{св}} = 800\text{ м}^3/\text{ч}$  и  $D_0 = 950\text{ т/ч}$ .

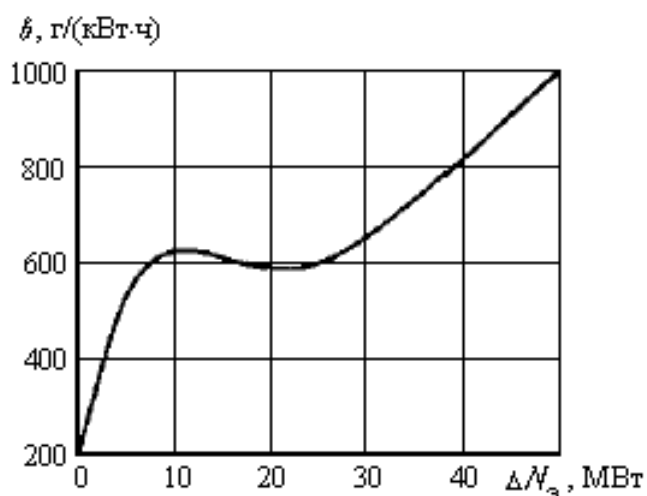


Рис. 1.12. Изменение удельного расхода топлива при получении дополнительной электрической мощности на энергоблоке с турбиной Т-250/300-240 при уменьшении отпуска теплоты

Анализ графика показывает, что при открытии диафрагмы удельный расход топлива на выработку электрической энергии в начальный момент резко возрастает, а затем начинает уменьшаться, этот процесс продолжается до момента, когда диафрагма будет полностью открыта. Дальнейшее уменьшение отпуска теплоты и рост электрической мощности могут достигаться только за счет снижения расхода сетевой воды через сетевые подогреватели. При этом, как видно на рис. 1.12, удельный расход топлива на выработку электроэнергии существенно возрастает. Это объясняется тем, что по мере открытия диафрагмы понижаются давления в регулируемых отборах пара, и рост мощности происходит как за счет увеличения выработки электроэнергии всем потоком пара вследствие повышения теплоперепада, так и за счет работы, совершаемой дополнительным потоком пара, идущим в конденсатор.

При полностью открытой диафрагме дальнейшее увеличение расхода пара в ЦНД и в конденсатор возможно лишь за счет повышения давления в камере регулируемого отбора путем пропуска части сетевой воды в обвод сетевых подогревателей. В этом случае прирост электрической мощности происходит только за счет работы пара в ЦНД, что и приводит к увеличению потери тепла в конденсаторе и резкому росту удельного расхода топлива на выработку электрической энергии. Таким образом, для получения максимального экономического эффекта снижение тепловой нагрузки надо производить до того момента, когда регулирующая диафрагма будет открыта полностью, затем целесообразнее начать снижение тепловой нагрузки на следующем блоке. Этот ре-

жим можно использовать только в том случае, если снижение тепловой нагрузки отборов турбины будет скомпенсировано увеличением отпуска теплоты от ПВК.

Электрогенераторы обычно допускают длительное повышение активной мощности (на 10–15 % номинальной) при одновременном снижении их реактивной нагрузки. Например, турбогенератор типа ТВВ-320-2УЗ, работающий с турбиной К-300-240, допускает повышение мощности на 10 % при  $\cos\varphi = 0,9$ , и возможно повышение мощности генератора до 360 МВт при увеличении  $\cos\varphi$  до 0,95.

Получение пиковой мощности возможно также путем отключения части системы регенерации и увеличения расхода пара в конденсатор. Отключение ПНД для этих целей не практикуется, т.к. дополнительный выигрыш в мощности слишком мал. Кроме того, если деаэратор работает с постоянным давлением, то отключение ПНД приводит к повышению расхода пара в деаэратор, в результате чего выигрыш в мощности практически сводится к нулю. Перевод деаэратора на пониженные параметры пара в таких режимах приводит к усложнению тепловой схемы и снижению надежности, поэтому для получения пиковой мощности используют только отключение ПВД, что позволяет повысить мощность турбины на 10–12 %. Отключение ПВД вызывает понижение температуры питательной воды, поэтому для обеспечения заданных параметров пара на выходе из котла необходимо увеличивать расход топлива на котел.

Наряду с полным отключением группы ПВД используют подачу части питательной воды в обвод их. При этом расход воды через ПВД можно снижать до 30 % номинального. Недостатком повышения мощности за счет отключения ПВД или подачи части питательной воды в обвод их является понижение температуры питательной воды на входе в котел и, как следствие, снижение экономичности цикла и надежности ПВД и котла. Частое отключение ПВД может привести к малоцикловой усталости металла питательных трубопроводов, ПВД, экономайзера и других поверхностей нагрева.

По условиям организации защиты на применяющихся в настоящее время системах ПВД заводы-изготовители разрешают отключать только всю группу ПВД. Учитывая довольно высокий расход удельного топлива на выработку пиковой мощности [ $b_{\text{пик}} = 600 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ ] и снижение надежности работы оборудования, эти режимы используют довольно ограниченно.

Основным критерием допустимости перегрузки блока за счет отключения регенерации является сохранение показателей надежности, заданных заводами-изготовителями. Для котла – это поддержание рас-



четных температур поверхностей нагрева и рабочей среды в пароводяном тракте, отсутствие шлакования при форсировке топчного режима; для турбины – допустимые давления пара в камере регулирующей ступени, за ЦВД и ЦСД; для генератора – допустимые температуры активных частей, охлаждающего газа или дистиллята.

Многочисленные испытания, проведенные на действующих электростанциях страны ведущими научно-исследовательскими институтами и энергосистемами, показали возможность отключения ПВД регенеративной схемы для кратковременного повышения нагрузки практически всех блоков 160–800 МВт в пределах от 5 до 12 % их номинальной мощности. Меньшая степень перегрузки относится к блокам с котлами, работающими на твердом топливе, большая – к блокам с газомазутными котлами. Длительность перегрузки ограничена для котлов на твердом топливе 2–4 часами, а при сильношлакующих углях не рекомендуется вообще.

Экономичность дополнительной выработки электрической энергии за счет отключения ПВД на ТЭЦ приблизительно в два раза ниже, чем при применении этого способа на КЭС, в особенности при сверхкритических параметрах пара. Кроме этого, при пониженной температуре питательной воды, что является следствием уменьшения ее регенеративного подогрева, паровые котлы ТЭЦ могут не обеспечить номинальную производительность по условиям надежности радиационных поверхностей нагрева котлов.

### **Вопросы для самопроверки**

1. Чем опасно нарушение баланса потребления и выработки электроэнергии в энергосистеме?
2. Что понимают под суточным графиком электрических нагрузок?
3. Какие электрические потребители определяют график электрических нагрузок?
4. Для чего используются графики электрических нагрузок?
5. Почему режимы работы ТЭЦ сложнее, чем КЭС?
6. Что понимают под маневренностью ТЭС?
7. Какие характеристики определяют маневренность оборудования ТЭС?
8. Какие способы применяются для выравнивания графиков нагрузок?
9. Каким путем может быть повышена доля маневренных мощно-

стей энергосистем?

10. Какие способы прохождения минимальных нагрузок графика применяются на ТЭС?

11. В чем достоинства и недостатки применения пуско-остановочных режимов на ТЭС?

12. В чем достоинства и недостатки применения моторного режима на ТЭС?

13. Охарактеризовать режим горячего вращающегося резерва на ТЭС.

14. Какие способы прохождения максимальных нагрузок графика применяются на ТЭС?

15. Когда можно применять режим форсировки котла?

16. Как получают пиковую мощность на теплофикационных турбинах?

17. Как получают пиковую мощность путем отключения ПВД?

## 2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ И ПРОЦЕССЫ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

В настоящее время наибольшее распространение для выработки электроэнергии получили паротурбинные и газотурбинные циклы, в которых в качестве двигателя применяются турбины.

### 2.1. Циклы паротурбинных установок

В качестве рабочего тела паротурбинных установок применяется водяной пар. Агрегатное и фазовое состояние рабочего тела изменяется в процессах цикла от жидкости до перегретого пара, включая состояния насыщения: кипящей воды, влажного и сухого насыщенного пара. Этим определяются особенности циклов паротурбинных установок.

Для расчета и анализа циклов используют  $Ts$  и  $hs$ -диаграммы воды и водяного пара.

### 2.2. Цикл Карно на водяном паре

Как известно наиболее эффективным циклом теплового двигателя является цикл Карно, состоящий из изотермических процессов подвода и отвода тепла и адиабатных процессов расширения и сжатия. Применение в качестве рабочего тела воды позволяет использовать цикл Карно, потому что в области насыщения на участке парообразования и конденсации пара, изобарный процесс подвода и отвода тепла является одновременно изотермическим. Цикл Карно в области насыщенного водяного пара приведен на рис. 2.1.

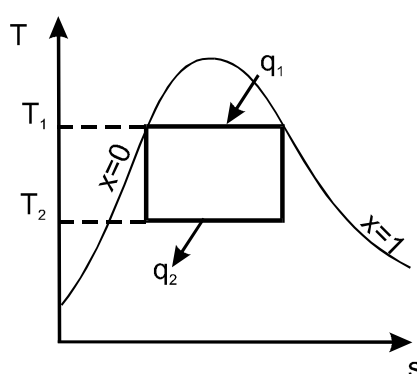


Рис. 2.1. Цикл Карно на водяном паре

Использование цикла Карно в области насыщенного водяного пара оказалось неосуществимым из-за малого диапазона температур подвода и отвода теплоты и в результате низкого КПД, а также ненадежной ра-

боты компрессора и турбины в паре с большой влажностью. Для устранения этих недостатков на ТЭС применяется цикл Ренкина на перегретом паре.

### 2.3. Цикл Ренкина на ТЭС

Схема установки, работающей по циклу Ренкина, приведена на рис.2.2. Перегретый пар с параметрами  $p_0$  и  $t_0$  подводится к турбине. В турбине происходит адиабатное расширение пара до конечного давления  $p_k$ ; в процессе расширения совершается работа, передаваемая электрическому генератору. Отработавший в турбине пар направляется в конденсатор, где отдает теплоту охлаждающей воде и конденсируется при постоянном давлении и, соответственно, температуре. Температура пара в конденсаторе несколько выше температуры охлаждающей воды и составляет  $25...35\text{ }^\circ\text{C}$ , что соответствует давлению в конденсаторе  $3...6\text{ кПа}$  (глубокий вакуум). Из конденсатора конденсат поступает в питательный насос, где в процессе адиабатного сжатия его давление повышается до  $p_0$  и питательная вода с высоким давлением поступает в котел. В паровом котле при сгорании топлива к воде подводится теплота и происходит парообразование, а затем перегрев пара в пароперегревателе, расположенном в газоходе котла.

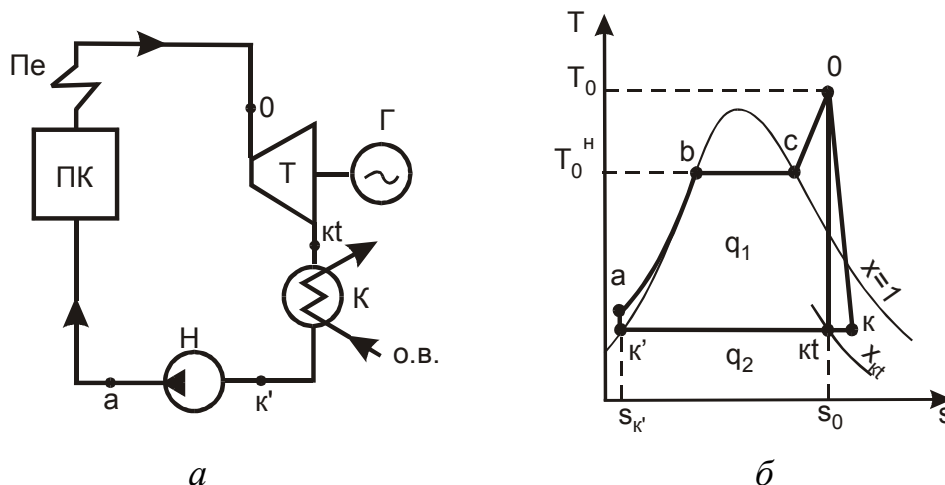


Рис.2.2. Схема паротурбинной установки, работающей по циклу Ренкина (а), и цикл в  $Ts$ -диаграмме (б).

Цикл Ренкина на перегретом паре состоит из следующих процессов:

$0-kt$  – адиабатное расширение пара в турбине, теоретически  $s_0=\text{const}$ ;

$0-k$  – действительный процесс расширения пара с учетом потерь

энергии в турбине;

$\kappa-\kappa'$  – изобарный отвод теплоты в конденсаторе при  $p_{\kappa}=\text{const}$ ;

$\kappa'-a$  – адиабатное повышение давления воды в насосе при  $s_{\kappa'}=\text{const}$ ;

$a-0$  – изобарный подвод теплоты к рабочему телу,  $p_0=\text{const}$ , в том числе:

$a-b$  – нагрев воды до кипения при  $p_0=\text{const}$ ;

$b-c$  – парообразование, изобарно-изотермический процесс при  $p_0=\text{const}$  и температуре насыщения  $T_0^H=\text{const}$ ;

$c-0$  – перегрев пара при  $p_0=\text{const}$ .

Эффективность идеального цикла Ренкина оценивается термическим КПД цикла

$$\eta_t^p = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{(h_0 - h_{\kappa t}) - (h_a - h_{\kappa'})}{h_0 - h_a},$$

где  $q_1, q_2$  – подведенная и отведенная в цикле теплота;  $l_{\text{ц}}$  – полученная в цикле работа;  $h_0, h_{\kappa t}, h_{\kappa'}, h_a$  – энтальпии в характерных точках цикла (рис. 2.2).

Термический КПД цикла Ренкина показывает, какая доля теплоты, подведенной в идеальном цикле, преобразуется в полезную работу. КПД  $\eta_t^p$  учитывает потерю энергии в цикле – теплоту, отводимую от рабочего тела в холодном источнике. Роль холодного источника в цикле паротурбинной установки выполняет конденсатор. Тепло, полученное охлаждающей водой в конденсаторе, отводится в окружающую среду. Полезное использование отводимого в конденсаторе тепла невозможно из-за низкой температуры (20...25 °С). Внутренних потерь в идеальном цикле нет.

Работа питательного насоса незначительна, и ею часто пренебрегают ( $l_{\text{н}}=0$ ) либо учитывают вместе с другими затратами энергии на собственные нужды паротурбинной установки. При этом левую часть цикла полагают идущей по пограничной кривой (линия  $\kappa'-b$  вместо  $\kappa'-a-b$ ). Тогда выражение для термического КПД цикла Ренкина упрощается:

$$\eta_t^p = \frac{h_0 - h_{\kappa t}}{h_0 - h_{\kappa'}}.$$

Термический КПД цикла Ренкина используется для анализа эффективности работы идеальной паротурбинной установки.

## 2.4. Эффективность реального цикла Ренкина

В реальном цикле Ренкина процессы необратимы, т.к. имеют место потери энергии из-за трения и завихрений в потоке рабочего тела. Поэтому работа и мощность установки с учетом потерь меньше, чем в идеальном цикле. Мощность и КПД цикла можно рассматривать с разной степенью учета потерь. При этом различают несколько мощностей и КПД, которые можно рассчитать и измерить в разных точках турбоагрегата.

Рассмотрим для цикла Ренкина мощность и КПД, которые учитывают только внутренние потери турбины. Эти потери сказываются на состоянии рабочего тела, увеличивая энтропию и энтальпию в процессе расширения пара. Линия  $0-k$ , отклоняется от изоэнтропы  $0-kt$  в сторону возрастания энтропии. При этом энтальпия отработавшего пара повышается до  $h_k$ , а разность энтальпий  $H_i = h_0 - h_k$ , представляющая собой действительную или внутреннюю работу  $l_t$ , развиваемую 1 кг пара в турбине, соответственно уменьшается на величину внутренних потерь  $\Delta H = H_0 - H_i = h_k - h_{kt}$ . Разность энтальпий  $H_i = h_0 - h_k$  называют *действительным теплоперепадом турбины*.

Мощность турбины без потерь называют идеальной, она определяется как  $N_0 = G \cdot H_0$ , кВт. Мощность турбины с учетом внутренних потерь называется внутренней мощностью. Она определяется как  $N_i = G \cdot H_i$ , кВт.

Отношение  $N_i/N_0 = H_i/H_0 = \eta_{oi}$  называется *относительным внутренним КПД турбины*. Внутреннюю мощность можно определить как  $N_i = G \cdot H_0 \cdot \eta_{oi}$

Относительный внутренний КПД учитывает только внутренние потери энергии в турбине; он оценивает совершенство конструкции турбины по сравнению с идеальной турбиной.

Отношение  $N_i/Q_1 = H_i/q_1 = \eta_i$  называется *абсолютным внутренним КПД паротурбинной установки*. Этот КПД показывает, какая часть тепла, подводимого к рабочему телу, преобразуется в полезную работу в действительном цикле. Он оценивает совершенство установки с учетом внешних потерь теплоты в конденсаторе и внутренних потерь в турбине.

Абсолютный внутренний КПД турбоустановки можно представить как:

$$\eta_i = \frac{N_i}{Q_1} \cdot \frac{N_0}{N_0} = \eta_t \cdot \eta_{oi}$$

Сомножители, входящие в произведение КПД  $\eta_i$ , учитывают разные виды потерь: термический КПД  $\eta_t$  учитывает потери в холодном источнике,  $\eta_{oi}$  – внутренние потери в турбине.

Для характеристики циклов паротурбинных установок, кроме рассмотренных КПД, используют понятия *удельного расхода теплоты* на турбоустановку  $q_i$  и *удельного расхода пара*  $d_0$ , приходящихся на единицу внутренней мощности или на 1 кВт·ч энергии.

## 2.5. Способы повышения экономичности цикла Ренкина

Для повышения экономичности цикла Ренкина необходимо снижать температуру отвода теплоты и увеличивать среднюю температуру подвода теплоты в цикле. КПД  $\eta_i^p$  увеличивается с ростом  $h_0$  и снижением  $h_{kt}$ , чему соответствует повышение начальных параметров пара  $p_0$  и  $t_0$  и уменьшение конечного давления  $p_k$ . Эти три способа повышения экономичности цикла не требуют изменений в схеме паротурбинной установки. Но их применение возможно в определенных диапазонах изменения параметров пара. Рассмотрим влияние параметров пара на термический КПД цикла  $\eta_i^p$  и относительный внутренний КПД турбины  $\eta_{oi}$ . При этом в каждом случае будем менять только один из параметров, другие будут оставаться неизменными.

### 2.5.1. Снижение давления отработавшего пара $p_k$

Рассмотрим цикл Ренкина (рис.2.3) с разными значениями давления пара в конденсаторе ( $p_k$ ,  $p_k^I$  и  $p_k^{II}$ ).

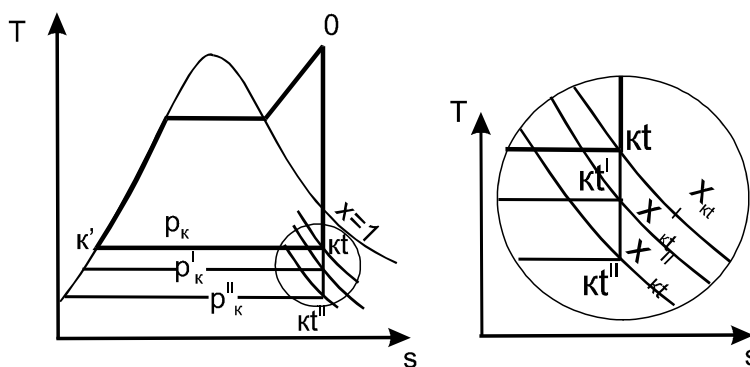


Рис. 2.3. Цикл Ренкина при различных давлениях пара в конденсаторе:

$$T_0 = \text{const}, p_0 = \text{const}, p_k^{II} < p_k^I < p_k, x_{kt}^{II} < x_{kt}^I < x_{kt}$$

Т.к. в области влажного пара изотермы совпадают с изобарами, то чем ниже  $p_k$ , тем ниже температура отвода тепла от пара в конденсаторе  $t_k$ . Это ведет к росту термического КПД  $\eta_i^p$ , так как уменьшаются потери теплоты в цикле (площадь под кривой процесса  $kt-k'$  отвода теплоты в конденсаторе уменьшается при снижении  $p_k$ ). При этом увеличивается

доля теплоты, превращаемой в полезную работу цикла (площадь, ограниченная процессами цикла  $0-kt-k'-0$ ).

На рис. 2.4. показана зависимость термического КПД цикла Ренкина от конечного давления при постоянных начальных параметрах.

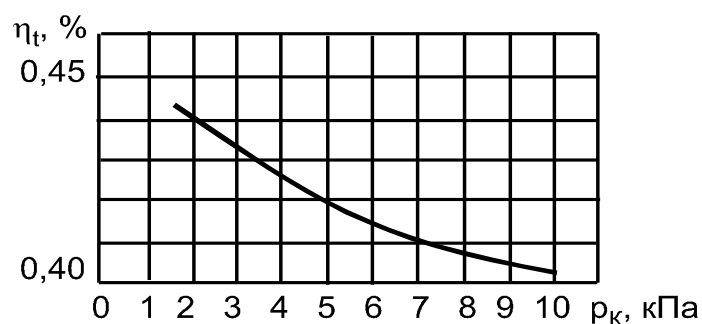


Рис. 2.4. Зависимость КПД  $\eta_t$  цикла Ренкина от конечного давления.

Снижение конечного давления кроме положительного имеет отрицательные эффекты. С понижением давления увеличивается влажность пара в конце процесса расширения в турбине, что ведет к увеличению потерь энергии в турбине и снижению её относительного внутреннего КПД  $\eta_{oi}$ . Также, высокая влажность приводит к интенсивному эрозионному износу деталей последних ступеней турбины, поэтому допустимая влажность пара не должна превышать 12...14%.

Давление пара в конденсаторе, определяется температурой охлаждающей воды. Среднегодовая температура охлаждающей воды на входе в конденсатор составляет приблизительно 10...15°C. Из конденсатора она выходит нагретой до 20...25 °С. Пар может конденсироваться только в том случае, если обеспечен отвод выделяющейся при конденсации теплоты, а для этого нужно, чтобы температура пара в конденсаторе  $t_k$  была больше температуры охлаждающей воды хотя бы на 5...10 °С. Поэтому температура насыщенного пара  $t_k$  составляет обычно 25...35 °С, а абсолютное давление этого пара  $p_k$ , соответственно, 3...5 кПа.

С понижением  $p_k$  сильно растет удельный объем пара в конце процесса расширения в турбине, что ведет к увеличению размеров последних ступеней турбины и конденсатора и их стоимости. Необходимо также учитывать, что для снижения разницы температур между паром в конденсаторе и охлаждающей водой необходимо увеличивать поверхность теплообмена конденсатора, что ведет к росту капитальных затрат.



### 2.5.2. Повышение начальной температуры пара $T_0$

Повышение  $T_0$  всегда приводит к росту  $\eta_t^p$ , так как возрастает средняя температура подвода теплоты в цикле  $T_{г.ср}$  (рис. 2.5, 2.6).

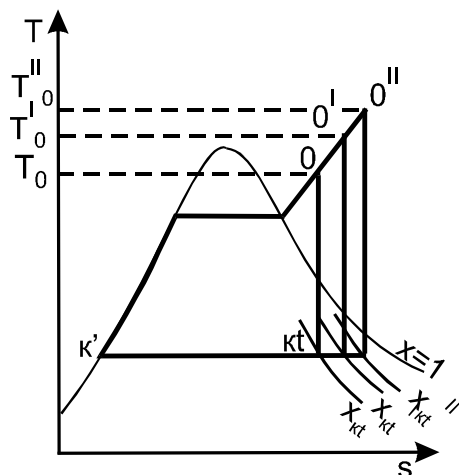


Рис. 2.5. Цикл Ренкина при различных начальных температурах:  
 $T_0^{II} > T_0^I > T_0$ ,  $x_{кт}^{II} > x_{кт}^I > x_{кт}$

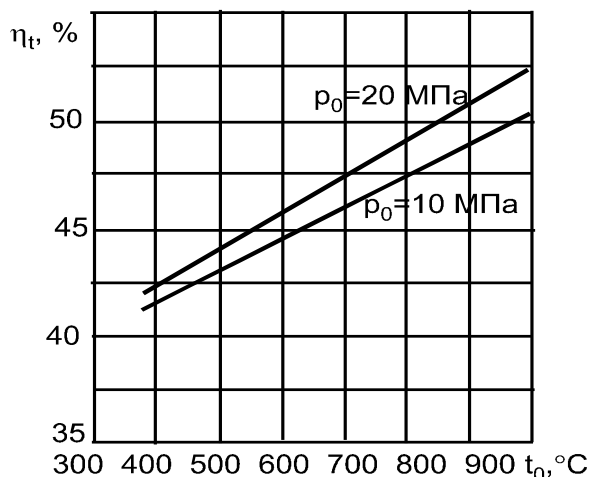


Рис. 2.6. Влияние начальной температуры  $t_0$  на термический КПД цикла Ренкина

Степень сухости пара в конце процесса расширения увеличивается с ростом  $T_0$  (т.е. влажность снижается), что ведет к снижению потерь энергии в турбине и увеличению КПД  $\eta_{oi}$ . Снижение влажности благоприятно сказывается на условиях работы последних ступеней турбины.

Увеличение начальной температуры ограничено удорожанием металла. Например, соотношение в стоимостях углеродистой стали обыкновенного качества, теплоустойчивой легированной стали (перлитного класса), жаропрочной легированной стали (аустенитного класса), сплавов на никелевой основе для работы при температурах 900...1100 °C приблизительно составляет 1:5:20:100.

Поэтому в настоящее время температура пара  $t_0$  ограничена в основном применением теплоустойчивых сталей перлитного класса и составляет 540...565 °C. В последнее время начали изготавливать паротурбинные энергоблоки суперкритических параметров на начальное давление 30 МПа и температуру 600...620 °C с использованием сталей аустенитного класса, а в перспективе возможно повышение давления до 40 МПа температуры  $t_0$  до 700...720 °C.

### 2.5.3. Повышение начального давления $p_0$

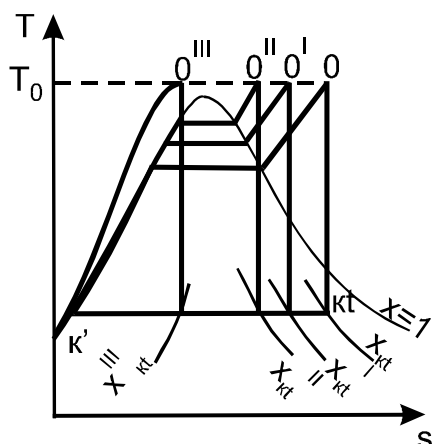


Рис. 2.7. Цикл Ренкина при различных значениях начального давления  $T_0 = \text{const}$ ,  $p_k = \text{const}$ ,  $p_0^{\text{III}} > p_0^{\text{II}} > p_0^{\text{I}} > p_0$ ,  $x_{kt}^{\text{III}} < x_{kt}^{\text{II}} < x_{kt}^{\text{I}} < x_{kt}$

ной температуры и при  $p_k = \text{const}$ .

Влияние начального давления на  $\eta_t^p$  неоднозначно. Как видно из графика, для  $t_0 = 400^\circ\text{C}$  увеличение давления, начиная с 20 МПа, уже не

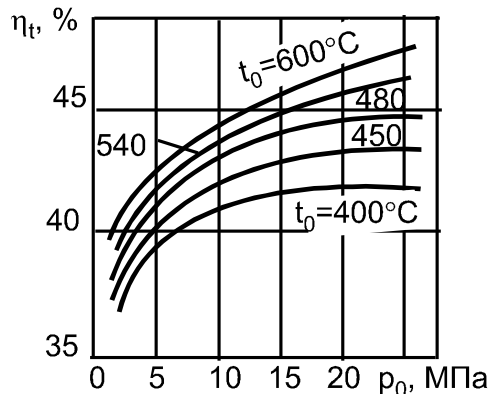


Рис. 2.8. Влияние  $p_0$  и  $t_0$  на термический КПД цикла Ренкина

Увеличение  $p_0$  сопровождается перемещением линии адиабатного процесса расширения пара влево на  $Ts$ -диаграмме (рис.2.7), что приводит к повышению влажности отработавшего пара (снижению сухости  $x_{kt}$ ).

Увеличение влажности вызывает эрозию отдельных элементов турбины и дополнительные потери энергии в турбине, за счет чего КПД турбины  $\eta_{oi}$  уменьшается. Чтобы не допустить превышение предельной влажности отработавшего пара, необходимо одновременно с увеличением начального давления увеличивать температуру пара перед турби-

Повышение  $p_0$  при постоянных значениях температуры  $T_0$  и конечного давления  $p_k$  ведет к росту средней температуры подвода теплоты за счет повышения температуры насыщения, а следовательно, к росту  $\eta_t^p$  цикла Ренкина. На рис.2.7 показан цикла Ренкина при различных значениях начального давления, включая сверхкритическое давление пара  $p_0^{\text{III}}$ .

На рис.2.8 приведена зависимость термического КПД цикла Ренкина  $\eta_t^p$  от начального давления при различных значениях началь-

дает заметного положительного эффекта; для давлений выше 30 МПа  $\eta_t^p$  понижается, т.е. имеет место переход кривой  $\eta_t^p = f(p_0)$  через максимум. При более высоких значениях  $t_0$  этот переход наступает при больших начальных давлениях. Это объясняется тем, что при одном и том же значении  $t_0$  располагаемый теплоперепад турбины  $H_0$  с ростом  $p_0$  сначала увеличивается, а затем, после определенного значения  $H_0^{\text{max}}$ , начинает уменьшаться.

ной (рис.2.9).

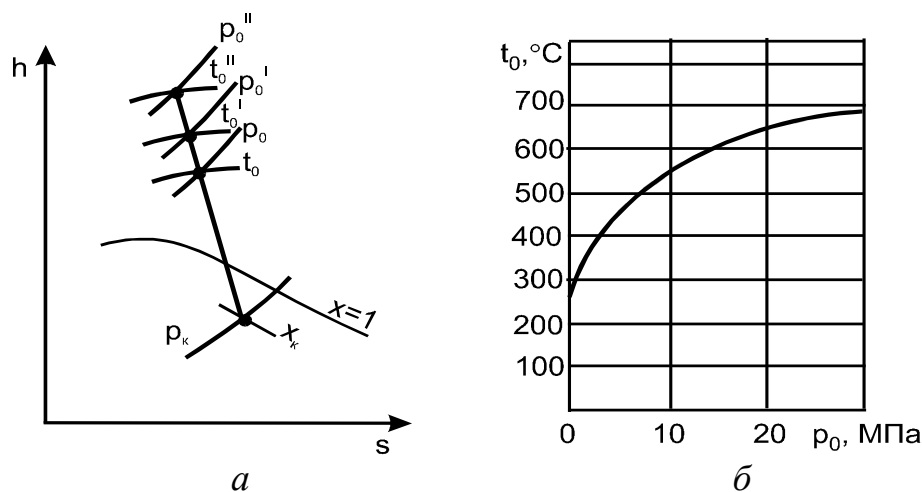


Рис. 2.9. К определению сопряженных начальных параметров пара: *a* – процесс расширения пара в турбине при различных сопряженных начальных параметрах; *б* – зависимость между сопряженными значениями  $p_0$  и  $t_0$  без промежуточного перегрева пара

Пары значений начальной температуры пара и начального давления в установке, работающей по циклу Ренкина, обеспечивающие заданное значение конечной влажности пара, называют *сопряженными параметрами*. При выборе одного из параметров ( $p_0$  или  $t_0$ ) значение другого ограничивается *допустимой влажностью* (степенью сухости  $x_k$ ) пара на выходе турбины.

На рис.2.9, *a* приведены три пары сопряженных начальных параметров пара, соответствующих заданной степени сухости пара  $x_k$  на выходе из турбины:  $p_0$  и  $t_0$ ,  $p_0'$  и  $t_0'$ ,  $p_0''$  и  $t_0''$ .

Типичная зависимость между сопряженными значениями  $p_0$  и  $t_0$  при постоянной конечной влажности  $x_k=13\%$  (при  $p_k=4$  кПа) приведена на рис.2.9, *б*.

В установке, работающей по циклу Ренкина, возможно применение начального давления  $p_0$  до 10 МПа при температуре  $t_0 = 540$  °С без превышения допустимой конечной влажности пара.

Для возможности использования более высоких значений  $P_0$  необходимо применить в цикле Ренкина промежуточный перегрев пара.

#### 2.5.4. Промежуточный перегрев пара

Схеме паротурбинной установки с промежуточным перегревом пара и ее цикл в  $Ts$ -диаграмме приведены на рис.2.10.

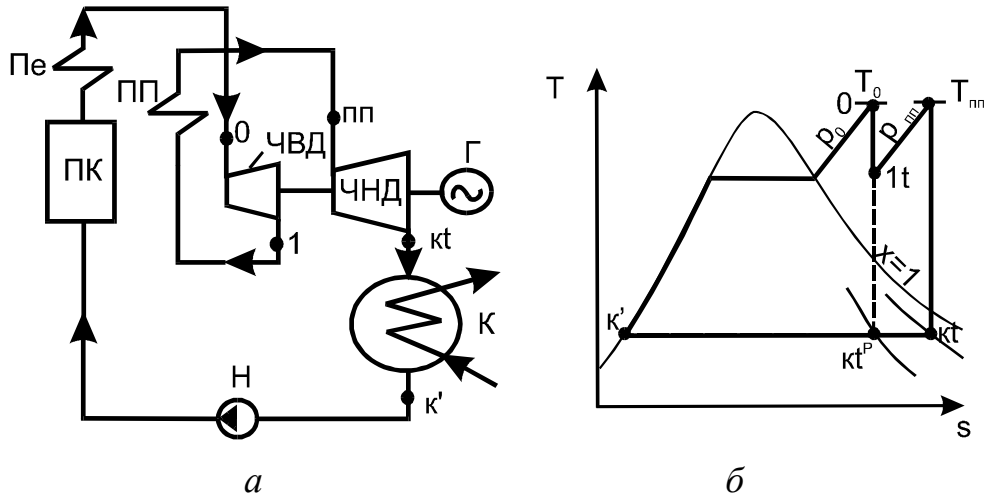


Рис.2.10. Паротурбинная установка с промежуточным перегревом пара:  
 а – схема; б – цикл в  $Ts$ -диаграмме:

ПК – паровой котел; Пе – пароперегреватель; ПП – промежуточный пароперегреватель; ЧВД, ЧНД – части высокого и низкого давления турбины; К – конденсатор; Н – насос; Г – электрогенератор

В этой установке турбина выполняется из двух частей – части высокого давления (ЧВД) и части низкого давления (ЧНД). В ЧВД пар адиабатно расширяется до давления  $p_{\text{пп}}$  и совершает работу, равную действительному теплоперепаду ЧВД –  $H_i^{\text{ЧВД}}$ . Затем пар направляется для повторного перегрева в промежуточный перегреватель, где получает теплоту  $q_{\text{пп}} = \Delta h_{\text{пп}}$  и после этого поступает в ЧНД, в котором адиабатно расширяется до давления  $p_k$  в конденсаторе, совершая при этом работу, равную действительному теплоперепаду ЧНД  $H_i^{\text{ЧНД}}$ . Отработавший в турбине пар поступает в конденсатор, где конденсируется в процессе отвода теплоты. Конденсат насосом подается в котел, где за счет сжигания топлива и подвода теплоты  $q_0$  вода превращается в насыщенный пар, который перегревается в первичном пароперегревателе и поступает в турбину.

Промежуточный перегрев пара позволяет при высоких начальных давлениях пара избежать повышенной влажности в конце процесса расширения и тем самым предотвратить эрозионный износ лопаток турбины, снизить потери в турбине и повысить её относительный внутренний КПД  $\eta_{oi}$ .

Кроме того, правильный выбор давления промежуточного перегрева позволяет также повысить КПД цикла  $\eta_i$  за счет роста средней температуры  $T_{\text{г.ср}}$  подвода теплоты в цикле.

Также достоинством цикла Ренкина с промежуточным перегревом пара является увеличение мощности турбины вследствие увеличения

теплоперепада, что видно из выражения

$$l_T = H_0 = H_0^{\text{ЧВД}} + H_0^{\text{ЧНД}} = h_0 - h_{1t} + h_{\text{пп}} - h_{\text{кт}} = h_0 - h_{\text{кт}} + \Delta h_{\text{пп}},$$

где  $h_0, h_{1t}, h_{\text{пп}}, h_{\text{кт}}$  – энтальпии рабочего тела в характерных точках идеального цикла;  $\Delta h_{\text{пп}} = h_{\text{пп}} - h_{1t}$  – повышение энтальпии пара за счет подвода теплоты в промежуточном пароперегревателе.

Теплота, подводимая к 1 кг рабочего тела в идеальном цикле с промежуточным перегревом пара,

$$q_1 = q_0 + q_{\text{пп}} = h_0 - h_{\text{к}'} + h_{\text{пп}} - h_{1t} = h_0 - h_{\text{к}'} + \Delta h_{\text{пп}}.$$

Термический КПД цикла с промежуточным перегревом пара

$$\eta_t^{\text{пп}} = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{h_0 - h_{\text{кт}} + \Delta h_{\text{пп}}}{h_0 - h_{\text{к}'} + \Delta h_{\text{пп}}}.$$

На рис.2.11 приведена зависимость изменения отношения КПД  $\eta_t^{\text{пп}}/\eta_t^{\text{п}}$  от давления в промежуточном пароперегревателе  $p_{\text{пп}}$ . При определенном значении  $p_{\text{пп}}$ , называемом *оптимальным*, КПД имеет максимальное значение. Это давление зависит от начальных и конечных параметров цикла.

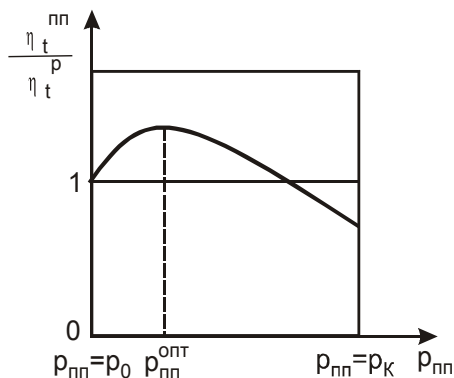


Рис. 2.11. Зависимость относительного прироста термического КПД цикла с промежуточным перегревом пара от давления промежуточного перегрева.

Технико-экономическим анализом показано, что оптимальное давление одноступенчатого промежуточного перегрева составляет  $p_{\text{пп}} = (0,15 \dots 0,20) \cdot p_0$ . Температура промежуточного перегрева по условиям работы металла обычно равна начальной ( $t_{\text{пп}} = t_0$ ).

В настоящее время промежуточный перегрев пара позволяет при температуре  $t_0 = 540 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $560 \text{ }^\circ\text{C}$  применять начальные давления пара 13

и 24 МПа без превышения допустимой конечной влажности пара. Мощность установок с промежуточным перегревом пара на ТЭС составляет 160, 200, 300, 500, 800 и 1200 МВт.

Возможно применение многократного промежуточного перегрева. Каждая дополнительная ступень перегрева связана с потерей давления пара, дополнительной стоимостью и усложнением установки. В настоящее время многократный промежуточный перегрев себя не оправдывает из-за низкой стоимости топлива и высоких расходов на дорогие высокотемпературные элементы (паропроводы промежуточного перегрева и сам вторичный перегреватель).

### 2.5.5. Регенеративный подогрев питательной воды

Для повышения экономичности цикла Ренкина необходимо увеличивать среднюю температуру подвода теплоты в цикле. Ее можно увеличить как за счет увеличения начальных параметров, так и за счет повышения температуры питательной воды перед котлом, от которой начинается подвод теплоты в цикле. Достичь этого можно на основе регенерации теплоты.

В паротурбинных установках с регенеративным подогревом питательной воды (РППВ) принцип регенерации реализуется путем подогрева питательной воды в регенеративных пароводяных подогревателях, в которые поступает пар из отборов турбины. Принципиальная схема паротурбинной установки с двумя отборами пара на регенеративный подогрев питательной воды приведена на рис.2.12.

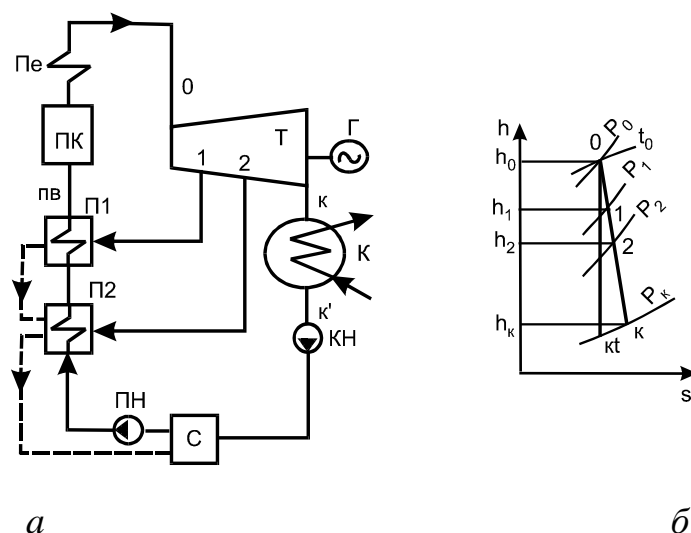


Рис.2.12. Паротурбинная установка с регенеративным подогревом питательной воды:

а – схема; б – процесс расширения пара в турбине в  $hs$  – диаграмме:

ПК – паровой котел; Пе – пароперегреватель; Т – турбина; К – конденсатор; КН – конденсатный насос; ПН – питательный насос; С – смеситель; П1, П2 – регенеративные подогреватели; Г – электрогенератор 1, 2 – отборы пара в турбине; 0-Кт – теоретический процесс расширения пара в турбине; 0-К – действительный процесс расширения пара в турбине.

Из 1 кг пара, поступившего из котла в турбину, через первый отсек турбины (0–1) проходит весь пар. Расширяясь до давления  $p_1$  (рис.2.12 б), он совершает удельную работу  $l_1 = h_0 - h_1$ . После расширения в первом отсеке турбины некоторая доля от 1 кг пара  $\alpha_1$  с энтальпией  $h_1$  отбирается в подогреватель П1, где отдает свою теплоту питательной воде и конденсируется. В приведенной на схеме установке применены регенеративные подогреватели поверхностного типа, вода проходит внутри трубок, пар конденсируется снаружи. Пунктиром показан отвод из подогревателей конденсата греющего пара (дренажа). Во втором отсеке турбины (1–2) оставшееся количество пара  $(1 - \alpha_1)$  расширяется до давления  $p_2$  и совершает удельную работу  $l_{11} = (1 - \alpha_1)(h_1 - h_2)$ . После расширения от него отбирается в подогреватель П2 доля пара  $\alpha_2$  с энтальпией  $h_2$ . Оставшаяся доля пара  $\alpha_k = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)$  расширяется в третьем отсеке турбины до конечного давления  $p_k$ , совершает удельную работу  $l_k = \alpha_k(h_2 - h_k)$  и поступает в конденсатор. С помощью конденсатного и питательного насосов вода, нагреваясь в смесителе и регенеративных подогревателях, подается в котел.

Вода последовательно нагревается в смесителе за счет теплоты конденсата отборного пара из П1 и П2, а затем в регенеративных подогревателях. На выходе из П1 ее температура близка к температуре насыщения  $t_{н1}$  при давлении  $p_1$ , а в установке со смешивающими подогревателями равна  $t_{н1}$ .

Таким образом, по сравнению с циклом Ренкина вода на входе в котел имеет значительно более высокую температуру, и тепло, которое необходимо подвести к 1 кг рабочего тела в котле, значительно меньше.

Учитывая, что при отсутствии регенерации в конденсатор поступает весь расход пара, подаваемый на турбину ( $\alpha_k = 1$ ), получаем, что в турбоустановке с регенерацией расход пара в конденсатор  $\alpha_k = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)$  меньше, чем в установке без регенерации. Следовательно, меньше и потеря теплоты в конденсаторе.

На рис.2.13 показаны кривые относительного повышения термического КПД цикла в зависимости от температуры воды и числа ступеней подогрева  $z$  при равномерном подогреве воды в подогревателях.

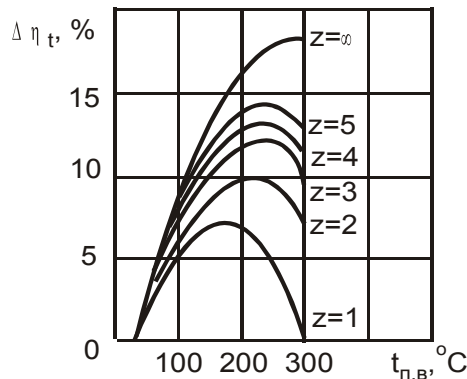


Рис.2.13. Зависимость прироста термического КПД цикла ПТУ с РППВ от температуры питательной воды  $t_{пв}$  и числа ступеней РППВ  $z$

Из графика (рис.2.13) следует:

1. Чем больше число отборов и подогревателей ( $z$ ), тем выше КПД цикла.
2. Максимум КПД достигается при оптимальном значении температуры питательной воды для установки с заданным  $z$ .
3. С увеличением числа ступеней РППВ оптимальная температура питательной воды увеличивается.
4. С увеличением числа  $z$  прирост термического КПД замедляется. Каждый последующий отбор оказывает все меньшее влияние на повышение КПД.

На практике в энергетических ПТУ применяют 7–8 ступеней регенеративного подогрева питательной воды, что позволяет повысить термический КПД ПТУ на 15–17 % (относительных).

Термический КПД цикла паротурбинной установки с регенерацией

$$\eta_t^p = \frac{l_p}{q_1^p} = \frac{h_0 - \alpha_1 h_{1t} - \alpha_2 h_{2t} - \alpha_k h_{kt}}{h_0 - h_{пв}}$$

Расходы пара в отборы турбины  $\alpha_i$  определяются конденсирующей способностью подогревателей. В подогреватель поступает столько пара, сколько может сконденсироваться в нём.

### 2.5.6. Теплофикационный цикл

В соответствии со вторым законом термодинамики отдача теплоты холодному источнику неизбежна для осуществления цикла тепловых двигателей. Даже самые лучшие современные тепловые двигатели передают холодному источнику около половины подведенной теплоты. Превратить эту теплоту в работу практически невозможно, так как она



сообщается при температуре, близкой к температуре окружающей среды. Так, охлаждающая вода, нагретая до температуры  $10...30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , не имеет никакой энергетической ценности. Поэтому для использования ее, например для целей отопления, необходимо повысить температуру воды до  $80...180\text{ }^{\circ}\text{C}$ , для чего следует увеличить давление пара, выходящего из турбины, до  $0,077...1\text{ МПа}$ .

Цикл паротурбинной установки, при реализации которого теоретически можно полностью использовать подведенную от горячего источника теплоту для одновременного получения работы и теплоты, называется *теплофикационным*. Комбинированная выработка электроэнергии и теплоты на тепловых электростанциях называется теплофикацией. Её сущность заключается в том, что отработавший в турбине (полностью или частично) пар отдает тепло потребителю тепловой энергии.

В установках с теплофикационным циклом (рис. 2.14) давление пара на выходе из турбины определяется тепловым потребителем. После турбины пар направляется к потребителю, где отдает теплоту  $q_n$  и конденсируется. Конденсат насосом направляется в паровой котел, где нагревается, превращается в насыщенный пар, который перегревается в пароперегревателе и поступает в турбину.

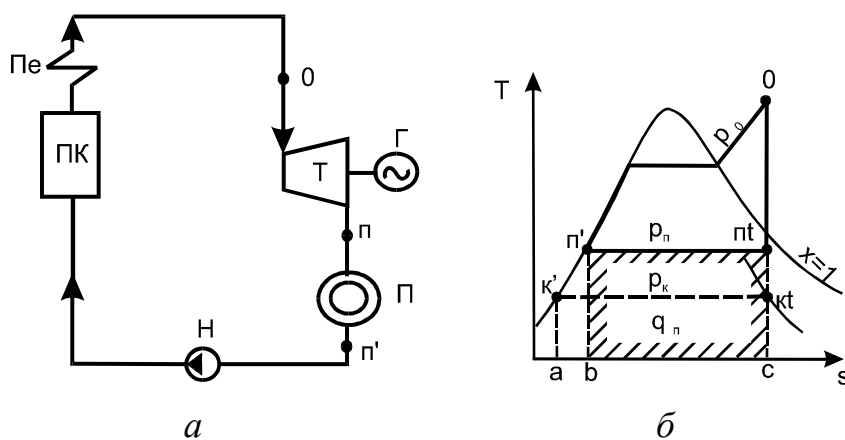


Рис. 2.14. Паротурбинная установка, работающая по теплофикационному циклу:  
а – схема; б – цикл.

На рис.2.14б приведены два идеальных цикла:  $0-kt-k'-0$  – конденсационный и  $0-nt-n'-0$  – теплофикационный. Начальные параметры в обоих циклах одинаковы. В первом цикле с конечным давлением пара  $p_k$  удельная работа  $l$  изображается в масштабе площадью  $0-kt-k'-0$ ; количество теплоты, отданной холодному источнику, равно  $q_2$  и оно пропорционально площади  $kt-k'-a-c-kt$ .

В теплофикационном цикле конечное давление  $p_{\text{п}} > p_{\text{к}}$ ; удельная работа равна  $l_{\text{п}}$ , она пропорциональна площади  $0-n't-0$ ; количество теплоты, отдаваемой потребителю  $q_{\text{п}}$ , изображается в масштабе площадью  $nt-n'-b-c-nt$ . Из рис.2.14б видно, что  $l_{\text{п}} < l$ ,  $q_{\text{п}} > q_2$ . Таким образом, в теплофикационном цикле удельная полезная работа турбины уменьшилась по сравнению с конденсационным циклом на величину, соответствующую площади  $nt-kt-k'-n'-nt$ . При этом количество теплоты, отдаваемое холодному источнику, возросло ( $q_{\text{п}} > q_2$ ). Учитывая, что  $p_{\text{п}} \gg p_{\text{к}}$  и температура отработавшего пара существенно выше, теплота  $q_{\text{п}}$  может быть использована для удовлетворения технологических нужд, промышленности, отопления и других целей. Поскольку давление отработавшего пара, как правило, выше атмосферного, турбины, работающие по такой схеме, называются *турбинами с противодавлением*.

В связи с использованием теплоты отработавшего пара величина термического КПД теряет свой смысл, так как полезной является и та теплота, которая отдается холодному источнику. Поэтому эффективность теплофикационного цикла оценивают коэффициентом использования теплоты топлива ( $\eta_{\text{и}}$ ), представляющим собой отношение общего количества получаемой работы  $l_{\text{п}}$  и теплоты  $q_{\text{п}}$  к подведенной теплоте  $q_1$ :

$$\eta_{\text{и}} = \frac{l_{\text{п}} + q_{\text{п}}}{q_1}.$$

В теоретическом цикле  $\eta_{\text{и}}$  равен 1. В действительности  $\eta_{\text{и}} = 0,7 \div 0,8$  из-за потерь в котле, механических потерь в турбине, потерь в электрическом генераторе, а также из-за расходов энергии на собственные нужды установки.

Отвлечемся от анализа циклов в  $Ts$ -диаграмме и покажем выигрыш в использовании теоретического теплофикационного цикла сравнением расходов теплоты в нём и в паротурбинной установке конденсационного типа. Условием сравнения является равенство работы  $l_{\text{п}}$  в обоих циклах и количества отпускаемой потребителю теплоты  $q_{\text{п}}$ . Равенства работ можно добиться, применив в теплофикационном цикле более высокие начальные параметры.

В теплофикационном цикле количество подводимой теплоты

$$q_1^{\text{T}} = l_{\text{п}} + q_{\text{п}}.$$

Для получения той же работы в цикле конденсационной установки необходимо подвести  $l_{\text{п}}/\eta_t$  тепла, где  $\eta_t$  – термический КПД цикла конденсационной установки. Кроме того, приходится дополнительно под-

водить тепло для нужд потребителя  $q_{\text{п}}$ .

Суммарный расход теплоты, подводимой в конденсационной установке:

$$q_1 = l_{\text{п}}/\eta_t + q_{\text{п}}.$$

Экономия теплоты в теплофикационном цикле

$$\Delta q_1 = q_1 - q_1^{\text{т}} = l_{\text{п}}/\eta_t + q_{\text{п}} - (l_{\text{п}} + q_{\text{п}}) = q_{\text{п}}\varepsilon(1/\eta_t - 1) > 0,$$

поскольку термический КПД  $\eta_t < 1$ .

В этом выражении величина работы для производства электроэнергии, получаемой на единицу теплоты, отпускаемой потребителю:  $\varepsilon = l_{\text{п}}/q_{\text{п}}$ , называется *удельной выработкой электроэнергии на тепловом потреблении*.

Очевидно, что чем больше  $\varepsilon$ , тем больше экономия подводимой теплоты  $\Delta q_1$ . Увеличение же удельной выработки энергии на тепловом потреблении имеет место в том случае, когда при одном и том же конечном состоянии пара повышаются начальные параметры теплофикационного цикла.

Кроме того, экономия подводимого тепла  $\Delta q_1$  увеличивается с ростом количества отпускаемой потребителю теплоты  $q_{\text{п}}$ .

Расход пара на турбину с противодавлением равен расходу пара тепловому потребителю  $G = G_{\text{п}}$ .

Недостаток теплофикационного цикла с противодавлением заключается в том, что внутренняя мощность установки  $N_t = G_{\text{п}}(h_0 - h_{\text{пт}})\eta_{\text{oi}}$  и её тепловая мощность  $Q_{\text{п}} = G_{\text{п}}(h_{\text{пт}} - h'_{\text{п}})$  пропорциональны расходу пара на турбину, т.е. жестко связаны. Это неудобно на практике, поскольку графики потребления электроэнергии и теплоты имеют разный характер.

Чтобы избавиться от такой жесткой связи, в энергетике широко применяют теплофикационные циклы с регулируемым промежуточным отбором пара для отпуска теплоты потребителю.

В этой установке (рис.2.15) турбина выполняется из двух отдельных частей – части высокого давления ЧВД и части низкого давления ЧНД. Пар расширяется в ЧВД турбины до давления регулируемого отбора  $p_{\text{п}}$ , необходимого для теплового потребителя. Часть пара  $G_{\text{п}}$  отбирается для отпуска теплоты тепловому потребителю. Остальной пар в количестве  $G_{\text{к}}$  расширяется в ЧНД турбины и проходит в конденсатор. Регулируя соотношение между  $G_{\text{п}}$  и  $G_{\text{к}}$ , можно независимо менять как тепловую, так и электрическую мощности установки.

От теплового потребителя возвращается конденсат отборного пара.

За счет его теплоты при смешении с основным конденсатом отработавшего пара турбины температура и энтальпия питательной воды на входе в котел повышаются (точка *c* на рис.2.15 б).

При необходимости предусматриваются два и более регулируемых отбора с разным давлением пара. Наряду с регулируемыми отборами каждая турбина имеет ещё несколько нерегулируемых отборов пара, используемых для регенеративного подогрева питательной воды.

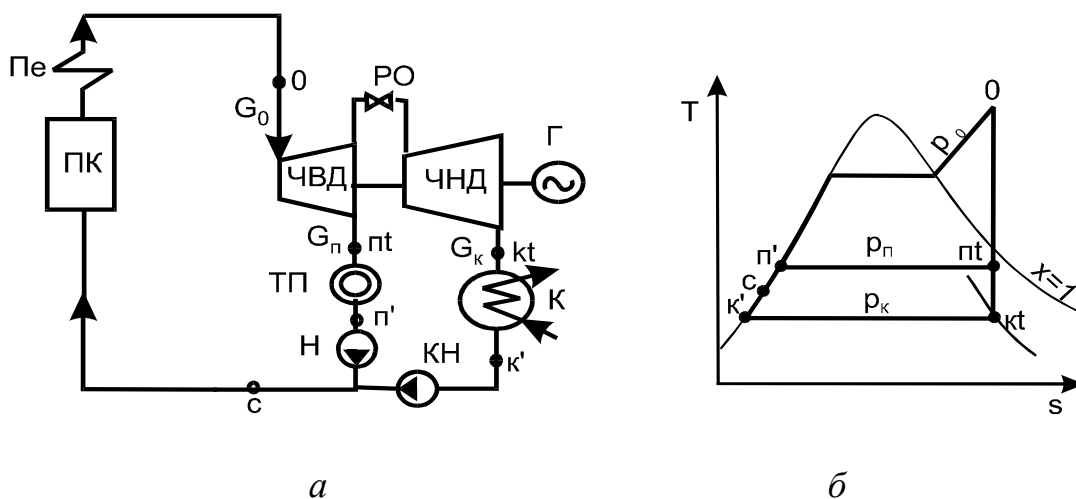


Рис.2.15. Теплофикационная турбоустановка с регулируемым отбором пара:  
а – схема; б – цикл:

ПК – паровой котел; Пе – пароперегреватель; ЧВД, ЧНД – части высокого и низкого давления турбины; РО – регулирующий орган отбора; ТП – потребитель теплоты; Н – насос; КН – конденсатный насос; Г – электрогенератор.

На современных теплофикационных установках коэффициент использования теплоты достигает 60...80 %.

В общем случае циклы современных энергетических паротурбинных установок сочетают в себе все или большинство рассмотренных способов повышения их экономичности.

## 2.6. Циклы газотурбинных установок

Газотурбинная установка (ГТУ) – тепловой двигатель, в котором рабочим телом являются продукты сгорания газообразного или жидкого топлива. Воздух подвергается сжатию в компрессоре, поступает в камеру сгорания, где нагревается за счет теплоты сгорания топлива. Затем энергия сжатого и нагретого газа преобразуется в механическую работу на валу газовой турбины, который связан с ротором электрического генератора. Основным для ГТУ является цикл с подводом теплоты *при постоянном давлении* (рис.2.16).

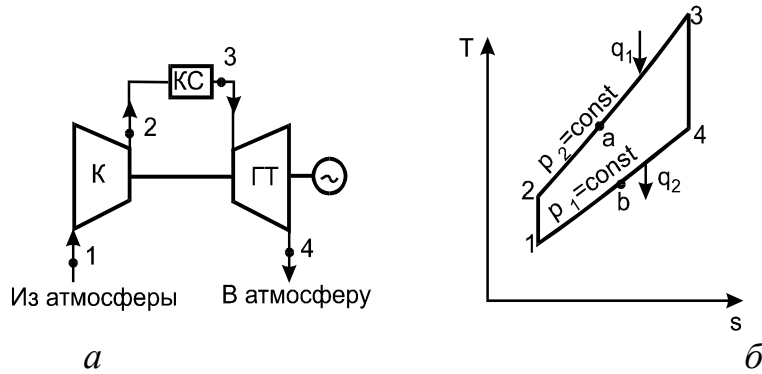


Рис. 2.16. Газотурбинная установка простого цикла:  
*a* – схема; *б* – цикл в  $Ts$ -диаграмме;  
 К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина.

Термический КПД идеального цикла ГТУ, при постоянной изобарной теплоемкости  $c_p = \text{const}$ :

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1}.$$

Одной из основных характеристик цикла ГТУ является степень повышения давления  $\pi = p_2/p_1$ , равная отношению давления воздуха  $p_2$  после компрессора к давлению  $p_1$  перед ним. Если выразим отношение температур в формуле через степень повышения давления  $\pi$  из уравнения адиабаты, то получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{(k-1)/k}}.$$

Откуда видно, что термический КПД ГТУ с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  зависит от степени повышения давления  $\pi$  в процессе адиабатного сжатия и показателя адиабаты  $k$  продуктов сгорания.

При увеличении  $\pi$  растет  $\eta_t$ , но при этом должна увеличиваться и температура газов  $T_3$  перед турбиной. Максимальная температура газов перед турбиной ограничена жаропрочностью металла. В современных ГТУ величина  $\pi$  выбирается такой, чтобы максимально допустимая температура газа  $T_3$  перед турбиной не превышала 1200...1450 °С. Допустимый по условиям жаропрочности уровень температуры в точке 3 обеспечивается за счет избытка количества воздуха, подаваемого в камеру сгорания, по сравнению с теоретически необходимым для полного сгорания топлива.

С целью повышения экономичности применяются усовершенствованные циклы ГТУ (регенеративный цикл, цикл со ступенчатым сгоранием топлива и сжатием воздуха и др.). Регенеративный цикл ГТУ

мало отличается от рассмотренного выше. На выходе из газовой турбины устанавливается теплообменник – регенератор, в котором происходит передача теплоты от отработавших в турбине газов к воздуху, поступающему из компрессора в камеру сгорания.

Существенного повышения КПД ГТУ достигают также за счет ступенчатого сгорания топлива и ступенчатого сжатия воздуха, благодаря чему процессы подвода и отвода теплоты приближаются к изотермическим. Эффективно применение теплофикации, которая осуществляется в газодляном сетевом подогревателе, устанавливаемом на выходе из газовой турбины. Сетевая вода в нем подогревается за счет теплоты отработавших газов, имеющих температуру 500...550 °С. При этом потеря теплоты в окружающую среду снижается, а потребитель получает теплоту.

### Вопросы для самопроверки

1. Почему цикл Карно не применяют на электростанциях?
2. В чем достоинства цикла Ренкина?
3. Как определяется КПД цикла Ренкина через энтальпии?
4. Какие потери энергии возникают в реальном цикле Ренкина?
5. Какие КПД оценивают процесс преобразования тепловой энергии в электрическую в турбогенераторе?
6. Какие способы применяют для повышения КПД цикла Ренкина?
7. Как влияет снижение конечного давления на экономичность и надежность турбоустановки и затраты в нее?
8. Как влияет повышение начального давления на экономичность и надежность турбоустановки и затраты в нее?
9. Как влияет повышение начальной температуры на экономичность и надежность турбоустановки и затраты в нее?
10. Для чего был введен промежуточный перегрев пара в цикл Ренкина?
11. Почему введение регенерации теплоты повышает термический КПД цикла?
12. Почему в регенеративном цикле применяют не больше 9...12 ступеней подогрева?
13. В чем достоинства и недостатки теплофикационного цикла?
14. В чем достоинства теплофикационных турбин с конденсатором?
15. Как определяется термический КПД цикла ГТУ?
16. Какие способы применяют для повышения КПД цикла ГТУ?

### 3. ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ И НАДЕЖНОСТЬ МЕТАЛЛА

#### 3.1. Влияние давлений и температур на характеристики металла

Работа энергооборудования ТЭС – котлов, турбин, насосов, паропроводов, запорной арматуры и др. – протекает в жестких условиях: при непрерывном и длительном воздействии высоких температур и давлений, напряженном состоянии металла, коррозионном воздействии агрессивной среды и топочных газов, абразивном воздействии золы твердых топлив. В результате в металле практически всех ответственных узлов и элементов оборудования постепенно происходят необратимые изменения структуры, в нем возникают непрерывные пластические деформации при напряжениях, меньших предела текучести, которые ведут к увеличению размеров (ползучесть), постепенно снижается его прочность. Последнему способствует абразивный износ поверхностей нагрева (например, в котлах со сжиганием твердого топлива) и коррозионное воздействие на них топочных газов.

Изменение структуры металла и его разупрочнение, сопровождающееся понижением пределов прочности и текучести, является одним из самых серьезных последствий высокого нагрева деталей оборудования. Например, предел текучести мягкой углеродистой стали, составляющий при комнатной температуре примерно 55% предела прочности, при 560 °С уменьшается до 25 %, т. е. почти на одну треть.

Ползучесть приводит к увеличению размеров (диаметр, длина деталей). При этом толщина стенки трубы, например, уменьшается, а напряжение в ее материале растет. Процесс ползучести приведен на рис. 3.1.

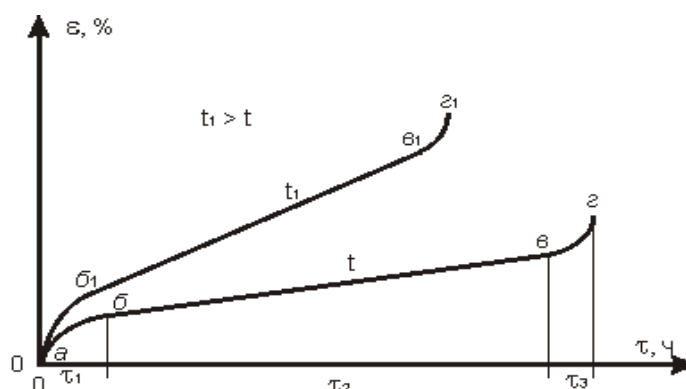


Рис. 3.1. Графики ползучести.

Различают три фазы процесса. В первой, быстро проходящей, скорость ползучести убывает до некоторого установившегося значения (участок  $a-b$ ), во второй – процесс протекает с этой установившейся скоростью (участок  $b-v$  длительностью  $\tau_2$  с относительной деформацией  $\varepsilon_2$ ), и наконец, в третьей фазе скорость ползучести резко увеличивается, напряжение в материале быстро достигает разрушающего значения (участок  $v-z$ ) и происходит разрыв стенки детали.

Необходимые уровень надежности и продолжительность работы энергооборудования (срок службы) обеспечиваются правильным выбором марок сталей и повышенными требованиями к металлам для отдельных узлов и деталей оборудования. При этом основным является требование сохранения прочности металла, достаточной для надежной работы оборудования, причем в течение длительной (не менее 100 тыс. ч) эксплуатации. Это так называемый предел длительной прочности и обозначается он  $\sigma_{дл}$ .

Он определяет, что по истечении 100 тыс. ч непрерывной работы металл сохранит с известным запасом (обычно 1,3) достаточную прочность, чтобы выдерживать приложенные к нему в процессе эксплуатации нагрузки.

Кроме основного к металлам предъявляются и другие требования, а именно:

- способность к перераспределению напряжений (деформационная способность);
- высокая сопротивляемость хрупким разрушениям;
- сохранение стабильности и однородности структуры на протяжении длительной эксплуатации.

Все эти свойства вместе с длительной прочностью характеризуются термином жаропрочность. Жаропрочность стали отражает способность стали сохранять прочность, пластичность, стабильность структуры, коррозионную стойкость в условиях ползучести металла при эксплуатационных температурах не выше 585 °С – в течение расчетного срока службы.

Связь между временем до разрушения  $\tau_{разр}$  при заданной температуре и пределом длительной прочности  $\sigma_{дл}$  определяется выражением

$$\sigma_{дл} = A/\tau_{разр}^n,$$

где  $A$  и  $n$  — постоянные, зависящие от вида стали.

Построенная в логарифмических координатах эта зависимость



представляет собой прямую линию и позволяет экстраполировать результаты даже краткосрочных испытаний на длительную прочность при разных температурах (рис. 3.2).

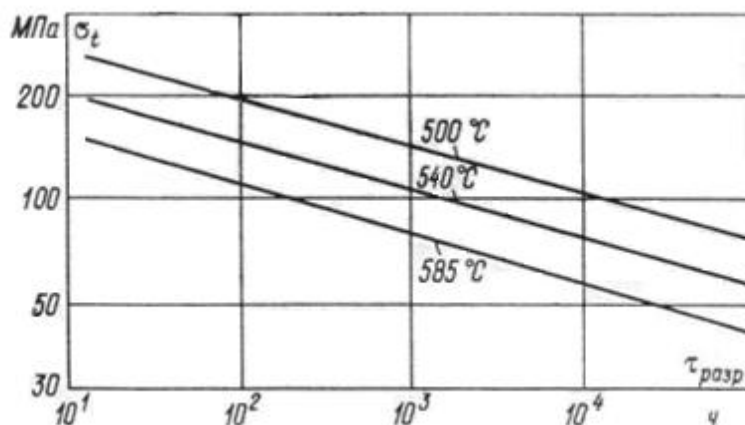


Рис. 3.2. Зависимость времени до разрушения и напряжений от температуры.

Как видно из рисунка, длительная прочность сильно зависит от рабочей температуры металла: при повышении температуры сверх расчетной всего на 40 °C  $\tau_{\text{разр}}$  уменьшается на порядок (в 10 раз).

Отсюда следует важный для эксплуатации вывод, что при любых изменениях режима энергооборудования, сопровождающихся изменениями его теплового состояния, нельзя допускать превышения расчетных рабочих температур его элементов.

К металлу труб, работающих в зоне высоких температур рабочей среды и топочных газов, предъявляется требование окалиностойкости, или жаростойкости. Образование окалины на поверхности труб может быть вызвано повышением их температуры при резких изменениях режима, например при значительном уменьшении расхода пара (переход на нагрузку собственных нужд или на холостой ход) или форсировке котла. В этом случае температура металла может оказаться достаточной для окисления, выгорания из него углерода и образования тонкой пленки окалины, из-за отслоения которой уменьшается толщина стенки трубы. При этом напряжение в металле повышается, а скорость ползучести увеличивается, что в конечном счете может привести к разрушению трубы.

Окалиностойкость характеризует способность стали сопротивляться окисляющему воздействию топочных газов при температурах 500...800 °C и выше без заметного понижения рабочих свойств на всем протяжении расчетного срока службы.

Критерием окалиностойкости служит удельная потеря массы ме-

талла при его окислении в течение определенного промежутка времени, например 100 тыс. ч.

В условиях эксплуатации скорость ползучести контролируется путем измерения внешнего диаметра труб, который не должен увеличиваться более чем на 1 % за 100 тыс. ч, а окалиностойкость проверяют по толщине стенки трубы, скорость уменьшения которой не должна превосходить 0,08 мм в год.

Повышение жаропрочности и окалиностойкости стали достигается путем ее легирования, т. е. введения в ее состав элементов, придающих ей необходимые свойства.

В России приняты следующие условные обозначения легирующих элементов: Б – ниобий, В – вольфрам, Г – марганец, Д – медь, М – молибден, Н – никель, Р – бор, С – кремний, Т – титан, Ф – ванадий, Х – хром, Ю – алюминий.

Детали паровых котлов, рабочая температура которых не превышает 450 °С, выполняются из качественных углеродистых сталей 15ГНМ ( $\sigma_{дл} = 70 \dots 80$  МПа).

Для деталей с температурой в диапазоне 450...550 °С используется слаболегированная хромомолибденованадиевая сталь 12Х1МФ ( $\sigma_{дл} = 110$  МПа), 12Х2МФСР ( $\sigma_{дл} = 85$  МПа) и 15Х1М1Ф ( $\sigma_{дл} = 110$  МПа).

Для труб выходных пакетов пароперегревателей, температура которых может достигать 650 °С, применяют высоколегированную хромоникелевую сталь аустенитного класса 1Х18Н12Т ( $\sigma_{дл} = 85 \dots 110$  МПа), содержащую до 35 % легирующих элементов.

Корпусные детали турбин изготавливают из низколегированной хромомолибденованадиевой стали 15Х1М1ФЛ ( $\sigma_{дл} = 110$  МПа), а вал и диски ротора из стали 25Х1М1Ф ( $\sigma_{дл} = 150$  МПа).

Для рабочих лопаток ЦВД и ЦСД турбин применяется сталь 15Х11МФ ( $\sigma_{дл} = 140$  МПа).

Ограниченное применение высоколегированных сталей (позволяющих работать при  $t > 600$  °С) объясняется экономическими причинами: стоимость низколегированных сталей лишь в 1,5...2 раза выше стоимости качественной углеродистой стали, в то время как сталь Х18Н12Т дороже качественной углеродистой стали 15ГНМ в 5 раз, сталь Х23Н18 – в 7,5 раз, а сталь Х14Н18В2БР – в 20 раз.

### 3.2. Температурные напряжения в металле

Особенностью напряженного состояния металла энергооборудования ТЭС является возникновение в нем во время работы дополни-

тельных, так называемых температурных (термических) напряжений  $\sigma_t$ , которые накладываются на напряжения от внутреннего давления среды и во многих случаях повышают общее напряжение в металле.

Передача теплоты в стационарных режимах через стенки труб парового котла для нагрева рабочей среды (пар, вода) возможна только при перепаде температур  $\Delta t$  в толщине стенки, который должен быть тем большим, чем больше удельный тепловой поток  $q$  и толщина стенки  $\delta$  и чем меньше теплопроводность  $\lambda$  металла:

$$\Delta t = q\delta/\lambda.$$

При этом наружные и внутренние слои металла стенки будут нагреты неодинаково (рис. 3.3).

Будучи упруго связанными между собой молекулярными силами, слои металла не смогут свободно удлиняться в соответствии со своей температурой. Более нагретые («горячие») слои окажутся сжатыми, так как основная масса металла мешает им удлиниться, а менее нагретые («холодные») слои по той же причине окажутся растянутыми.

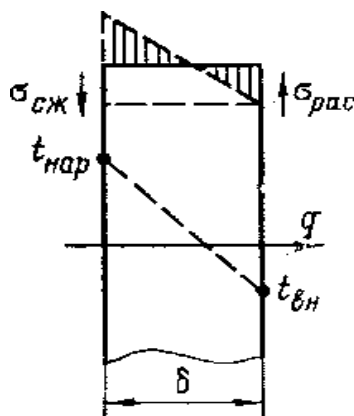


Рис. 3.3. Изменение температур и напряжений в стенке при прогреве.

Температурные напряжения сжатия и растяжения в стенке рассчитываются по формуле

$$\sigma_t = [\alpha E/(1-\mu)]\Delta t,$$

где  $\alpha$  - коэффициент линейного расширения;  $E$  - модуль упругости;  $\mu$  - коэффициент Пуассона.

Температурные напряжения  $\sigma_t$  накладываются на постоянно действующие в рабочем режиме напряжения от внутреннего давления среды  $\sigma_p$  и, будучи одного знака с ними на внутренней стенке трубы (растягивающими), увеличивают общее напряжение на внутренней поверхности

трубы во время работы котла:

$$\sigma_{\text{вн}} = \sigma_{\text{вн.р}} + \sigma_{\text{вн.т}}$$

Температурные напряжения на наружной поверхности трубы имеют другой знак, поэтому они вычитаются из растягивающего,

$$\sigma_{\text{нар}} = \sigma_{\text{нар.р}} - \sigma_{\text{нар.т}}$$

Общее напряжение на наружной поверхности уменьшается, и облегчается работа металла трубы.

Напряжения от внутреннего давления среды  $\sigma_p$  на внутренней поверхности трубы равны:

$$\sigma_{\text{вн.р}} = p(\beta^2 + 1)/(\beta^2 - 1),$$

а на наружной

$$\sigma_{\text{нар.р}} = 2p/(\beta^2 - 1),$$

где  $p$  – давление рабочей среды;  $\beta = d_{\text{нар}}/d_{\text{вн}}$ .

Суммарные напряжения на внутренней поверхности трубы от толщины стенки  $\delta$  при различных тепловых нагрузках  $q$  и номинальных давлениях рабочей среды  $p$  приведены на рис. 3.4.

Рис. 3.4 построен при чистой внутренней поверхности труб и при напряжениях меньших предела текучести.

При наличии накипи коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  металла резко падает и температура стенки трубы возрастает, что приводит к значительному уменьшению предела текучести металла и к возрастанию температурных напряжений  $\sigma_t$ .

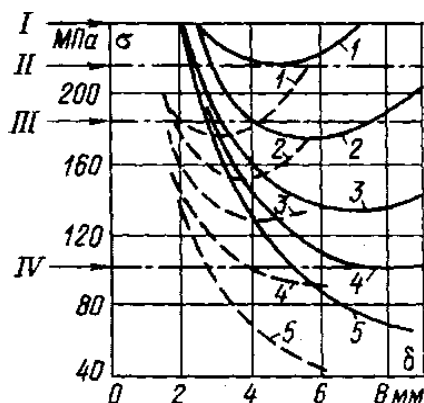


Рис. 3.4. Напряжения на внутренней поверхности обогреваемых труб в зависимости от  $q$  и  $\delta$  при  $P = 15$  МПа (—) и  $P = 24$  МПа (---).

1,2,3,4,5 - тепловые нагрузки  $q = 300, 200, 100, 50$  и  $0$  кВт/м<sup>2</sup>;

I, II, III, IV – предел текучести стали 12Х1МФ при  $t = 300, 400, 500, 560$  °С.

### 3.3. Температурные напряжения при переменных режимах

Через стенки необогреваемых элементов энергооборудования – барабанов и коллекторов котлов, а также паропроводов и корпусов турбин в стационарных режимах передаются лишь тепловые потери. При этом основной перепад температуры приходится на тепловую изоляцию и температурные напряжения в стенках необогреваемых элементов практически отсутствуют (рис.3.5). Они возникают лишь при сменах теплового состояния энергооборудования во время пуска, остановки или изменения нагрузки – по причине медленного распространения теплоты в толстостенных элементах этого оборудования.

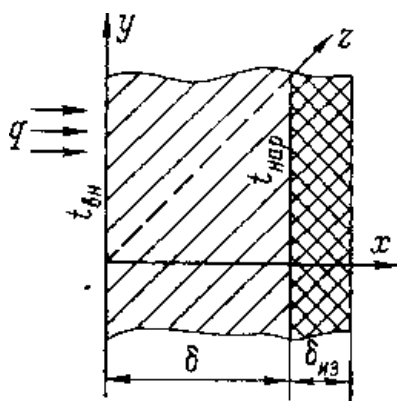


Рис. 3.5. Стенка с тепловой изоляцией.

Температурные напряжения определяются по формуле

$$\sigma_t = [\alpha E / (1 - \mu)] \Delta t,$$

где разность температур  $\Delta t$  в переходном режиме зависит от скорости изменения режима и ее максимальное значение, определяющее максимальные температурные напряжения  $\sigma_t$ , должно находиться с учетом скорости распространения теплоты по толщине стенки. Эта скорость зависит от коэффициента температуропроводности материала, равного

$$a = \lambda / c_p \rho.$$

При определении приближенной зависимости перепада температуры от скорости ее изменения обычно исходят из уравнения нестационарной теплопроводности Фурье

$$dt/dt = a(d^2t/dx^2 + d^2t/dy^2 + d^2t/dz^2),$$

в котором полагают  $d^2t/dy^2 = d^2t/dz^2 = 0$ .

В результате получаем уравнение  $dt/dt = a(d^2t/dx^2)$ .

Решение этого уравнения при граничных условиях  $dt/dx|_{x=\delta} = 0$ ,  $t_{x=0} = t_{\text{вн}}$  (считая, что теплота не распространяется через тепловую изоляцию), будет

$$t_x = t_{\text{вн}} + (x^2/2a) (dt/dt) - (x\delta/a)(dt/dt),$$

т. е. разность температур по толщине стенки (рис. 5)

$$\Delta t_{\delta} = t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}} = (\delta^2/2a) (dt/dt).$$

Температурный перепад, определяющий напряжения на внутренней стенке

$$\Delta t_{\text{вн}} = (\delta^2/3a) (dt/dt).$$

Температурный перепад, определяющий напряжения на наружной стенке:

$$\Delta t_{\text{нар}} = \Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{вн}} = (\delta^2/6a) (dt/dt).$$

Таким образом, температурные напряжения на внутренней поверхности стенки цилиндра турбины

$$\sigma_{t.\text{вн}} = -[\alpha E/(1-\mu)](\delta^2/3a)(dt/dt), \quad (3.1)$$

а на внешней

$$\sigma_{t.\text{нар}} = +[\alpha E/(1-\mu)](\delta^2/6a)(dt/dt), \quad (3.2)$$

где знак (-) говорит о напряжении сжатия, а (+) – растяжения.

Учитывая, что для каждого определенного элемента или узла энергооборудования его физические и конструктивные параметры можно считать постоянными, формулы (2.1) и (2.2) можно представить в виде

$$\sigma_{t.\text{вн}} = -C_1(dt/dt), \quad (3.3)$$

$$\sigma_{t.\text{нар}} = C_2(dt/dt), \quad (3.4)$$

где

$$C_1 = [\alpha E/(1-\mu)](\delta^2/3a),$$

$$C_2 = [\alpha E/(1-\mu)](\delta^2/6a).$$

Откуда можно найти предельные скорости повышения  $t$

$$(dt/dt)_{\text{вн.пред}} = \sigma_{t.\text{вн.пред}}/C_1.$$

Задаваясь предельными допустимыми значениями напряжений сжатия или растяжения, можно при помощи формул (3.3) и (3.4) ориентировочно определить предельные допустимые скорости изменения температуры при пуске, расхолаживании или изменении нагрузки энер-

гооборудования.

Например, предельная скорость изменения температуры пара при прогреве стального паропровода в процессе пуска блока при условии, что  $\sigma_{t, \text{вн}}$  не должны превышать 100 МПа

$$(dt/dt)_{\text{вн.пред}} = 15 \text{ }^\circ\text{C/мин.}$$

При определении допустимых скоростей прогрева и охлаждения во время пуска и остановка энергооборудования, а также колебаний температуры при изменениях нагрузки необходимо учитывать дополнительно напряженное состояние металла от весовых нагрузок, холодной затяжки шпилек фланцевых соединений, внутреннего давления среды, а также возможности теплового удара при скачке температуры греющего пара, которые требуют снижения скоростей против расчетных.

### 3.4. Циклическая и тепловая усталость металла

Известно, что при длительном воздействии на металл знакопеременной нагрузки в нем постепенно накапливаются структурные изменения и развиваются локальные дефекты в виде пор, переходящих в трещины, в результате чего прочность падает и после определенного цикла изменений нагрузки металл разрушается при напряжениях меньших предела прочности. Это явление называют циклической усталостью, а пониженный предел прочности, при котором металл разрушается, – циклической прочностью (рис. 3.6).

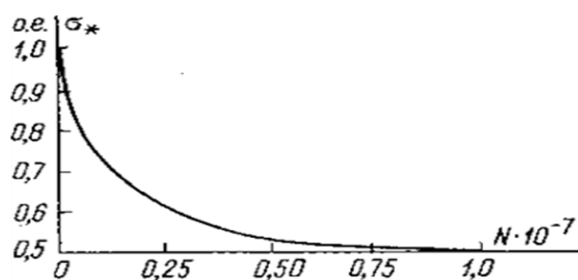


Рис. 3.6. Кривая усталости металла от числа циклов.

Если циклическая усталость возникает при изменениях температуры металла из-за температурных напряжений знакопеременных или без изменения знака (что имеет место при переменных режимах энергооборудования), она называется тепловой усталостью металла. Тепловая усталость также приводит к понижению прочности и долговечности металла и многократное повторение теплосмен завершается его разрушением.

Критерием оценки циклической прочности металла при частых те-

плосменах принято считать максимальное напряжение цикла, при действии которого еще не происходит усталостного разрушения металла в течение заданного числа циклов нагружения. Это напряжение называют пределом усталости. Другим критерием оценки циклической прочности принято считать разрушающее число циклов изменения нагрузки с заданной амплитудой деформаций или напряжений.

При больших амплитудах температурных напряжений, что характерно, например, для повторяющихся циклов «пуск – остановка – расхолаживание – пуск», разрушающее число циклов сравнительно невелико (тысячи или даже сотни).

В особенности подвержены тепловой усталости аустенитные стали ввиду специфичности их структуры. Поэтому в узлах и элементах регулирующего энергооборудования, изготовленных из этих сталей, например в трубах выходных пакетов пароперегревателей или на внутренней поверхности корпусов цилиндров высокого давления (ЦВД) турбин, чаще, чем в других, возникают усталостные повреждения (трещины) из-за частого и быстрого изменения теплового состояния.

### 3.5. Эксплуатационный контроль металла

Большое значение для надежности имеет своевременное выявление дефектов в металле, которые могут постепенно развиваться и привести к серьезным повреждениям энергооборудования. Поэтому при эксплуатации применяются различные способы контроля состояния металла. В особенности важен контроль для оборудования, работающего с продленным сверх 100 тыс. ч сроком службы. При этом главным образом используются методы неразрушающего контроля, не вызывающие повреждения контролируемых деталей и поэтому обеспечивающие проверку максимального числа элементов.

Основные направления контроля (ГОСТ 18353-79):

*дефектоскопия*, предназначенная для обнаружения дефектов, нарушающих сплошность металла (трещины, раковины и т. п.);

*толщинометрия*, фиксирующая изменение геометрических размеров и конфигурации элементов энергооборудования;

*структуроскопия*, выявляющая структурные изменения в металле, приводящие к его старению.

Различают девять видов неразрушающего контроля (ГОСТ 18353-79):

акустический, в котором используется свойство ультразвуковых импульсов, отраженных от неоднородностей (нарушений сплошности), изменять свою амплитуду; время их пробега указывает на местоположе-



ние неоднородности;

капиллярный, основанный на дефектоскопии проникающими в металл жидкостями, которые затем при облучении ультрафиолетовыми лучами люминесцируют и указывают характер и расположение дефекта;

магнитный, основанный на регистрации полей рассеяния дефектов при намагничивании исследуемых узлов с помощью магнитного порошка;

оптический, при котором размеры элемента (диаметр, толщина) определяются измерением длительности образования светового импульса при развертке изображения этого элемента;

индукционный (вихретоковый), основанный на возбуждении в контролируемом образце вихревых токов и последующем измерении взаимодействия электрических и магнитных полей;

радиационный, в котором для выявления дефектов используется фотография теневого изображения детали в рентгеновских или  $\gamma$ -лучах (флюорография);

радиоволновой, основанный на измерении ослабления прошедшей через контролируемую деталь радиоволны СВЧ-диапазона;

тепловой и электрический, основанные на фиксации изменений теплопроводности и электрического сопротивления дефектных узлов.

В настоящее время на всех крупных электростанциях создаются лаборатории неразрушающего контроля металла, которые оснащаются комплектами стационарной и передвижной аппаратуры, применение которой регламентируется специальными инструкциями.

Обязательному контролю металла подлежат все детали турбин, работающие при температурах 450 °С и выше: корпуса клапанов автоматического затвора, корпуса регулирующих клапанов, сопловые коробки, корпуса цилиндров, тело ротора, рабочие лопатки, диафрагмы, паровпускные и перепускные трубопроводы, гайки и шпильки фланцевых разъемов, сварные швы. Детали турбин, работающие при температурах ниже 450 °С, подвергаются периодическому контролю на наличие трещин визуальным способом, а также при помощи магнитопорошковой и ультразвуковой дефектоскопии.

В котельных установках контролируется металл всех трубопроводов, коллекторов, труб поверхностей нагрева, арматуры, фланцевых соединений и крепежа, работающих при температурах 450 °С и выше. Металл трубопроводов с температурой среды от 250 до 450 °С, с давлением 1,6 МПа и выше контролируется выборочно и периодически – не реже, чем через 100 тыс. ч.

Контроль ползучести металла паропроводов и коллекторов производят путем периодических измерений прироста диаметра этих элемен-

тов котельных установок.

### Вопросы для самопроверки

1. Что происходит в металле при высоких давлениях и температурах?
2. Из-за чего происходит ползучесть металла?
3. Как контролируют ползучесть металла на электростанции?
4. Что понимают под пределом длительной прочности?
5. Какие свойства характеризуют жаропрочность металла?
6. Каким свойством должен обладать металл при взаимодействии с огнем и дымовыми газами?
7. Почему нельзя допускать превышения расчетных рабочих температур в элементах энергетического оборудования?
8. Каким путем достигают необходимых свойств металла?
9. Когда в металле возникают температурные напряжения и от чего они зависят?
10. На какой стенке оборудования напряжения выше – наружной или внутренней и почему?
11. Когда температурные напряжения в стенках необогреваемых элементов практически отсутствуют?
12. От чего зависят предельные допустимые скорости изменения температуры при пуске?
13. Когда возникает и чем опасна тепловая усталость металла?
14. Почему имеется ограничение по числу пусков турбин из холодного и горячего состояния за период эксплуатации?
15. Какие виды контроля металла применяются для энергетического оборудования?

## 4. ТОПЛИВО И ПАРОВЫЕ КОТЛЫ ТЭС

На ТЭС сжигают **органическое топливо**, которое выделяет тепло при окислении кислородом воздуха горючих элементов.

**Органическое топливо** по агрегатному состоянию может быть – *твердое* (уголь, торф, горючий сланец, растительное топливо), *жидкое* (мазут, бензин, керосин и др.), *газообразное* (природный и искусственный газы).

### 4.1. Состав топлива

**Элементарный состав** твердых и жидких топлив состоит из следующих компонентов: углерода **C**, водорода **H**, кислорода **O**, азота **N**, серы **S**, минеральных соединений **A** и влаги **W**. Сера может присутствовать в топливе в трех видах: органическая  $S_o$ , колчеданная  $S_k$  и сульфатная  $S_c$ . Сумму  $S_o + S_k = S_l$  называют летучей серой.

Для твердого топлива различают рабочую, сухую, горючую и органическую массы, а для жидкого – рабочую и сухую. Сухой беззольной, или *горючей*, называют часть массы топлива, состоящую из углерода, водорода, кислорода, азота и летучей серы. Влага и минеральные соединения ( $SiO_2$ ,  $Al_2O_3$ ,  $CaSO_4$  и т.д.) составляют негорючую массу топлива, называемую *балластом*. Горючая масса и минеральные соединения составляют *сухую массу* топлива. Сухая масса топлива и влага образуют *рабочую массу* топлива.

Элементарный состав твердых и жидких топлив принято представлять в виде суммы масс химических элементов, выраженных в %:

$$C^p + H^p + S_l^p + O^p + N^p + A^p + W^p = 100\%$$

Индекс «*p*» означает, что состав топлива рассчитан на рабочую массу.

В справочных данных приводится состав горючей массы топлива. Пересчет состава топлива с горючей на рабочую или сухую массы производится с помощью коэффициентов:

$$K^p = [100 - (A^p + W^p)]/100; \quad K^c = (100 - A^c)/100.$$

Основными компонентами газообразного топлива являются метан  $CH_4$ , высшие углеводородные соединения  $C_mH_n$ , водород  $H_2$ , азот  $N_2$ , оксид углерода  $CO$ , диоксид углерода  $CO_2$ , сероводород  $H_2S$ , кислород  $O_2$ . Состав газообразного топлива может быть представлен в виде суммы долей объема составляющих его компонентов в %:



## 4.2. Теплота сгорания топлива

**Теплотой сгорания** топлива называют количество теплоты, выделившейся при полном сгорании единицы массы или объема топлива. Теплоту сгорания разделяют на высшую и низшую. *Высшей теплотой сгорания*  $Q_{\text{В}}^{\text{P}}$  называют количество теплоты, полученное при сгорании количественной единицы топлива и конденсации водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания. *Низшая теплота сгорания*  $Q_{\text{Н}}^{\text{P}}$  (кДж/кг) не включает в себя теплоту конденсации водяных паров. Высшая и низшая теплота сгорания связаны между собой зависимостью

$$Q_{\text{Н}}^{\text{P}} = Q_{\text{В}}^{\text{P}} - \frac{2}{5}, 1 (9\text{H}^{\text{P}} + \text{W}^{\text{P}}) .$$

Обычно, уходящие из энергетических установок газы имеют температуру выше температуры конденсации водяных паров, поэтому теплота конденсации водяных паров не используется, и расчеты установок ведут по низшей теплоте сгорания.

Низшую теплоту сгорания твердого и жидкого топлива с достаточной для технических расчетов точностью можно рассчитать по формуле Д. И. Менделеева

$$Q_{\text{Н}}^{\text{P}} = 338\text{C}^{\text{P}} + 102,5\text{H}^{\text{P}} - 108,5(\text{O}^{\text{P}} - \text{S}_{\text{Д}}^{\text{P}}) - 25\text{W}^{\text{P}} .$$

Для различных видов топлива этот показатель лежит в следующих пределах (МДж/кг): для торфа – 6...9; бурых углей – 8...16; каменных углей – 14...30; антрацитов – 25...29; горючих сланцев – 5...13; нефти – 40...42. Различие теплоты сгорания топлив связано с тем, что горючая органическая часть и балласт находятся в топливах в различном соотношении.

Для сопоставления экономичности работы энергетических установок и расхода различных топлив применяется понятие *условное топливо*, теплота сгорания которого принята 29,3 МДж/кг (7000 ккал/кг). Пересчет расхода натурального (используемого) топлива  $B$  (кг/с) с теплотой сгорания  $Q_{\text{Н}}^{\text{P}}$  (кДж/кг) на расход условного топлива производится по формуле

$$B_{\text{усл}} = BQ_{\text{Н}}^{\text{P}} / (Q_{\text{Н}}^{\text{P}})_{\text{усл}} = BQ_{\text{Н}}^{\text{P}} / 29300 ,$$

где  $B_{\text{усл}}$  – расход условного топлива, кг/с.

### 4.3. Характеристики органического топлива

Зольность, влажность и выход летучих веществ являются техническими характеристиками топлива. Они существенно влияют на конструкцию парового котла и всей котельной установки, а также на организацию ее эксплуатации.

**Зольность топлива  $A$ .** Ископаемое топливо содержит негорючие минеральные вещества, состоящие из глины, силикатов, железного колчедана, сульфатов кальция и железа, окислов металлов и пр. После сгорания топлива образуется несгоревший остаток, состоящий в основном из минеральных примесей; он называется *золой*. Часть золы в процессе горения топлива под действием высоких температур оплавляется и превращается в *шлак*.

Отношение массы золы к массе топлива, выраженное в процентах, называют *зольностью  $A$* . Бурые и каменные угли имеют зольность сухой массы топлива  $A^c = 10 \dots 55$  % (в зависимости от месторождения), сланцы – 40...60 %, жидкие топлива – 0,05...0,1 %.

Из свойств золы особое значение имеет ее плавкость. *Температурные характеристики золы* определяют экспериментально, нагревая в тигле пирамидку из золы и отмечая:

$t_1$  – температуру начала деформации (1000...1200 °С);

$t_2$  – температуру начала размягчения, (1100...1400 °С);

$t_3$  – температуру начала жидкоплавкого состояния, (1200...1500 °С).

Зольность топлива и свойства золы влияют на процесс горения. Зола уменьшает теплоту сгорания топлива, усиливает абразивный износ и загрязнение поверхностей нагрева, снижает интенсивность теплообмена вследствие загрязнения поверхностей и необходимости ограничения скорости газов, увеличивает сопротивление газового тракта, удорожает оборудование для размола топлива, золоулавливания и золоудаления, загрязняет окружающую среду. Расплавленная зола ухудшает выгорание топлива.

Вместе с тем зола иногда используется в производстве строительных материалов, в сельском хозяйстве – как удобрение. Из золы некоторых топлив добывают редкие и рассеянные элементы (например: германий, галлий и др.).

**Влажность топлива  $W$**  – это количество влаги (воды) в топливе, выраженное в процентах. Повышенная влажность снижает теплоту сгорания топлива, увеличивает объем продуктов сгорания и потерю теплоты с уходящими газами, усиливает коррозию и загрязнение поверхностей нагрева и вызывает большие трудности при сжигании. Высокую влажность – до 50 % – имеют бурые угли и торф, и поэтому их теплота

сгорания невелика – 8...10 МДж/кг. Влажность каменных углей значительно ниже и составляет 5...8 %.

**Выход летучих  $V^Г$**  является важным показателем в характеристике твердого и жидкого топлива. Выход летучих представляет собой смесь горючих и негорючих газов, которые выделяются из массы топлива при его нагревании от 110 до 1100 °С. Его определяют при нагревании пробы топлива без доступа воздуха до температуры 850°С в течение 7 мин. Величина выхода летучих  $V^Г$  равна уменьшению массы топлива (за вычетом содержащейся в топливе влаги), отнесенному к горючей массе топлива. Чем больше выход летучих, тем ниже температура воспламенения топлива и легче его зажигание.

Выход летучих зависит в основном от возраста топлива и условий его формирования. Так, выход летучих у торфа, имеющего самый молодой возраст, составляет 70 %, бурого угля – 45...50 %, каменных углей – 25...40 %, а у антрацита – 3...4 %.

#### 4.4. Процессы горения топлива

**Горение** – экзотермическая окислительно-восстановительная реакция топлива с окислителем (кислородом воздуха), сопровождающаяся выделением теплоты и света. Различают *гомогенное* горение, протекающее в объеме, когда топливо и окислитель находятся в одинаковом агрегатном состоянии (например, горение газа в воздухе), и *гетерогенное*, происходящее на поверхности раздела фаз, когда топливо и окислитель находятся в различных агрегатных состояниях (например, горение твердых и жидких топлив).

Процесс горения может идти с различной скоростью: от медленного до мгновенного окисления горючих элементов во всем объеме топлива. В энергетических установках практическое значение имеет такая скорость реакции, при которой происходит устойчивое горение с постоянной во времени концентрацией топлива и окислителя (воздуха). Такой процесс горения осуществляется, например, в топочной камере парового котла. При нарушении соотношения между концентрациями топлива и воздуха, например, при *избытке* воздуха (бедная смесь) или топлива (богатая смесь), скорость реакции снижается и вследствие этого уменьшается тепловыделение на единицу объема. Существуют нижний и верхний пределы концентрации топлива, вне которых горение становится невозможным.

Количество воздуха, участвующего в процессе горения топлива, должно быть достаточным для его полного сгорания. Оно определяется

на основе химических реакций окисления горючих элементов топлива кислородом.

*Теоретически необходимое количество воздуха*,  $\text{м}^3$ , на 1 кг твердого или жидкого топлива определяется по формуле:

$$V_0 = L_0 / \rho_{\text{O}_2} = 0,0889(C^P + 0,375S^P) + 0,265H^P - 0,0333O^P, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

В реальных условиях в процессе горения с теоретически необходимым количеством воздуха не удается достигнуть полного сгорания из-за несовершенства процесса смесеобразования топлива с окислителем. Поэтому процесс горения проводится с некоторым избытком воздуха.

*Коэффициентом избытка воздуха* называют отношение действительного количества воздуха  $V_B$  к теоретически необходимому  $V_0$   $\alpha_B = V_B / V_0$ . Его значение, в зависимости от вида топлива, способа сжигания, конструкции топки и других факторов, изменяется в пределах:

- при сжигании твердых топлив  $\alpha_B = 1,15 \dots 1,25$ ;

- при сжигании жидких топлив  $\alpha_B = 1,05 \dots 1,10$ ;

- при сжигании газообразных топлив  $\alpha_B = 1,02 \dots 1,10$ .

Продукты сгорания топлива представляют собой смесь газообразных веществ, куда входят сухие трехатомные газы (углекислый и сернистый газы), водяной пар, образующийся при окислении водорода и при испарении влаги топлива, азот и часть кислорода воздуха, неиспользованного в процессе горения. При полном сгорании топлива объем продуктов сгорания,  $\text{м}^3/\text{кг}$  (или  $\text{м}^3/\text{м}^3$ ) определяется по формуле:

$$V_T = 0,0168(C^P + 0,375S^P) + 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + (\alpha_B - 0,21) \cdot V_0.$$

Знание состава газов – продуктов сгорания – необходимо для расчета их теплоемкости и количества отдаваемой теплоты при проектировании котельного агрегата. На практике состав газов дает представление о режиме работы топки или камеры сгорания. Например, наличие на выходе из топочной камеры заметных количеств продуктов неполного горения ( $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{CH}_4$ ) говорит о плохой организации топочного процесса.

#### 4.5. Способы сжигания топлива

*Слоевое сжигание* твердого топлива может происходить при ручной или механизированной подаче топлива на колосниковую решетку (рис.4.1а). На решетке топливо поддерживается в слое и сгорает. Воздух подается снизу.

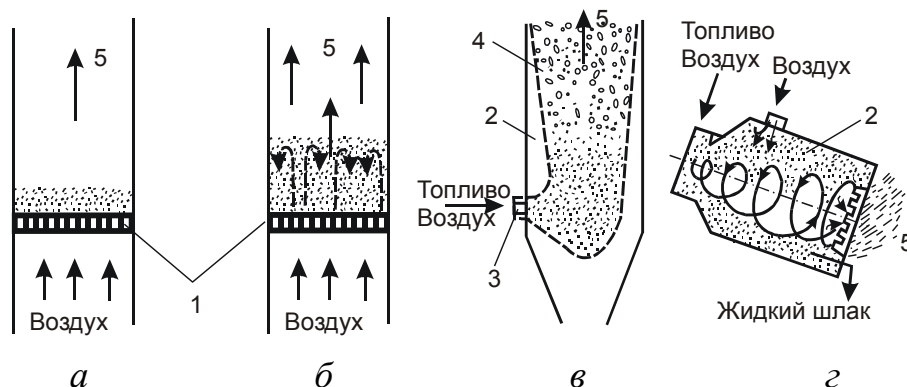


Рис. 4.1. Способы сжигания топлива:

- а* – сжигание в неподвижном слое; *б* – сжигание топлива в кипящем слое;  
*в* – факельное сжигание; *г* – циклонное сжигание  
 1 – колосниковая решетка; 2 – топочная камера; 3 – горелки;  
 4 – факел; 5 – продукты горения

При сжигании твердого топлива в неподвижном горизонтальном слое обычно не происходит полного сгорания. Для увеличения площади контакта топлива с воздухом применяют различные средства разрушения неподвижного слоя: располагают его наклонно, делают колосниковую решетку движущейся и др. Кроме того, организуют сжигание топлива в так называемом «*кипящем*» слое, состоящем из взвешенных в сильном потоке воздуха кусочков топлива (рис. 4.1б).

**Камерное сжигание** топлива осуществляется при подаче его в топочную камеру под давлением через горелки (пылевидное и газообразное топлива) или форсунки (жидкое топливо). При таком способе сжигания топливо сгорает в факеле, поэтому его называют еще **факельным** (рис.4.1в).

Образование смеси топлива с воздухом может происходить вне топки и внутри ее. В первом случае воздух подается в топку уже смешанный с топливом, а во втором – топливо подается в топку, где находится воздух, смешивается с ним и сгорает. Существуют и промежуточные методы смесеобразования, когда топливо в виде аэропыли подается в топочную камеру вместе с частью воздуха (*первичный воздух*) через горелку или форсунку, а другая часть воздуха (*вторичный воздух*) подается непосредственно в топку.

**Циклонное сжигание** (см. рис.4.1г) обеспечивает увеличение пути топлива в заданном объеме топки и большее время пребывания в топке смеси топлива и воздуха. Движение топлива происходит по спиральной траектории за счет тангенциальной подачи топлива и использования завихрителей.



#### 4.6. Подготовка топлива к сжиганию

**Газообразное топливо.** Подготовка газообразного топлива наиболее проста и не требует больших площадей и материальных затрат. Природный газ, подаваемый по газопроводу, имеет давление, значительно превышающее необходимое при сжигании. Поэтому предварительно на газораспределительных станциях (ГРС) или пунктах (ГРП) электростанции снижают давление газа, а также очищают его от механических примесей и влаги. Искусственный газ (коксовый, доменный), наоборот, требует повышения давления для транспортировки по газопроводам к месту потребления.

**Жидкое топливо.** Горение жидкого топлива происходит после его испарения. Скорость испарения жидкости, а следовательно, и горения, тем выше, чем больше ее удельная поверхность, т.е. поверхность, приходящаяся на единицу массы топлива. Чтобы получить большую удельную поверхность жидкого топлива, его распыляют на мелкие частицы. Для качественного распыления и надежной транспортировки по трубопроводам мазут марок М40 и М100 предварительно подогревают до температуры  $95 \div 135$  °С, чтобы уменьшить его вязкость. Кроме того, мазут, как и газообразное топливо, очищают от механических примесей, а также повышают до определенных значений его давление (в зависимости от типа горелок).

**Твердое топливо.** Подготовка твердого топлива наиболее трудоемка. В современных котлах твердое топливо сжигается в виде пыли размером от 0,1 до 1000 мкм, которая подается в топочную камеру воздухом и во взвешенном состоянии сгорает в ее объеме. Для получения угольной пыли поступающее на станцию топливо подсушивают и измельчают. Степень подсушки и измельчения топлива в основном зависит от его начальной влажности и *выхода летучих*. Чем больше выход летучих, тем лучшей способностью к воспламенению обладает топливо и тем крупнее может быть угольная пыль.

#### 4.7. Паровые котлы

Назначение парового котла – получение перегретого пара требуемых параметров в процессе преобразования химической энергии органического топлива в тепловую энергию теплоносителя. Для непрерывного отвода теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, в паровом котле используются теплообменные поверхности (поверхности нагрева) в виде системы труб, внутри которых под высоким давлением движется теплоноситель (вода или пар). Теплообменные поверхности состоят из

трех основных частей: экономайзера, испарительной поверхности и пароперегревателя.

Процесс получения перегретого пара из воды включает три этапа: подогрев питательной воды до температуры кипения в экономайзере, образование из воды сухого насыщенного пара в испарительной поверхности, и перегрев пара в пароперегревателе. Этот процесс может быть организован по-разному, в зависимости от *схемы генерации пара*, т.е. от того, как происходит движение теплоносителя в паровом котле.

Возможны 3 схемы генерации пара, различающиеся организацией движения среды в испарительной поверхности (см. рис. 4.2).

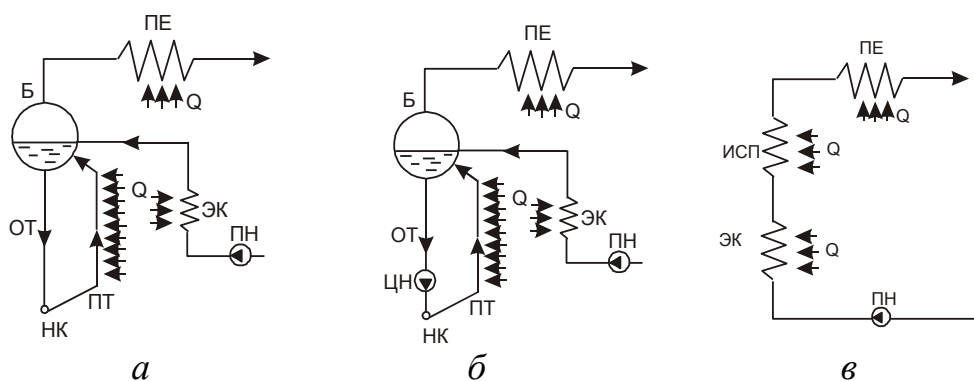


Рис. 4.2. Схемы генерации пара:

*а* – с естественной циркуляцией; *б* – с принудительной циркуляцией; *в* – прямоточная;

*Б* – барабан; *ОТ* – опускные трубы; *ПТ* – подъемные трубы; *НК* – нижний коллектор; *ПЕ* – пароперегреватель; *ЭК* – экономайзер; *ИСП* – испарительные трубы; *ПН* – питательный насос; *ЦН* – циркуляционный насос; *Q* – подвод теплоты.

В схеме с *естественной циркуляцией* (рис. 4.2 *а*) создается непрерывное движение воды и пароводяной смеси в замкнутом испарительном контуре. Этот контур образован *необогреваемыми опускными трубами*, по которым вода поступает из барабана к нижнему коллектору, и системой *обогреваемых подъемных труб*, по которым образующаяся пароводяная смесь вновь поступает в барабан. Такая система называется контуром естественной циркуляции. Движение среды в нем происходит под действием движущей силы естественной циркуляции, которая возникает за счет разности гидростатических давлений. Движущий напор естественной циркуляции  $\Delta p_{дв} = g \cdot H(\rho_{в} - \rho_{см})$ , где  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $H$  – высота контура циркуляции;  $\rho_{в}, \rho_{см}$  – плотности воды и пароводяной смеси, кг/м<sup>3</sup>. Всегда  $\rho_{в} > \rho_{см}$ , так как в обогреваемых подъемных трубах в процессе парообразования плотность среды понижается. Очевидно, что движущий напор циркуляции  $\Delta p_{дв}$  тем больше, чем больше высота контура. В схемах с естест-

венной циркуляцией обычно  $\Delta p_{\text{дв}} > 0,1$  МПа, этого достаточно для поддержания движения среды в циркуляционном контуре с вертикальными трубами.

Питательная вода под напором питательного насоса проходит через экономайзер, где нагревается до температуры кипения, и поступает в барабан. В барабане смесь воды и пара разделяется на насыщенный пар и воду.

Пар из верхней части барабана уходит в пароперегреватель, откуда после перегрева направляется в турбину. При однократном прохождении по контуру испаряется от 5 до 30 % воды. Неиспарившаяся вода повторно поступает в опускные трубы, так происходит многократная естественная циркуляция воды одновременно с парообразованием.

Схема с *многократной принудительной циркуляцией* (рис. 4.2 б) отличается наличием в контуре циркуляционных насосов, т.е. циркуляция осуществляется принудительно. При использовании принудительной циркуляции:

- нет необходимости развешивать контур в высоту;
- можно использовать испарительные поверхности меньшего диаметра;
- испарительные трубы могут располагаться любым образом, не только вертикально.

Недостатком этой схемы является сложность конструкции циркуляционных насосов и большие затраты энергии на перекачку воды. В отечественной энергетике эта схема применения не нашла, она применяется в паровых котлах судовых установок.

Паровые котлы, имеющие циркуляционный контур и барабан, называются *барабанными*. Достоинством этих котлов являются менее жесткие требования к качеству питательной воды (допустимо некоторое количество примесей – растворенных солей, взвешенных продуктов коррозии). При выпаривании воды в котле концентрация примесей увеличивается, так как они практически не переходят в пар. Это дает возможность выводить примеси из барабана вместе с небольшим количеством воды, которая называется *продувочной*.

В *прямоточной схеме* (рис. 4.2 в) весь поток питательной воды, пройдя экономайзер, поступает в испарительный тракт, где полностью испаряется, выработанный пар перегревается в пароперегревателе и затем направляется в турбину. Паровые котлы, работающие по этой схеме, называются *прямоточными*. В этой схеме нет необходимости в сепарации пара от воды, отсутствует барабан. Прямоточный принцип движения среды по всему тракту позволяет использовать эту схему и

при *сверхкритических* давлениях, что невозможно в схемах с многократной циркуляцией. Достоинством прямоточной схемы является простота и возможность применения для любых давлений. Недостаток ее заключается в повышенной чувствительности котла к качеству питательной воды. В испарительных трубах происходит полное испарение воды, поэтому возможно образование на стенках труб накипи, которая имеет очень низкую теплопроводность. Это ухудшает теплопередачу и может привести к перегреву стенок труб и их повреждению.

#### 4.8. Компоновка парового котла

Современные энергетические котлы предназначены для выработки перегретого пара с температурой 545...565 °С с докритическим (13,8 МПа) и сверхкритическим (25 МПа) давлением. Котлы являются сложными агрегатами больших габаритов с высотой, достигающей 80 м. Общая длина труб всех поверхностей превышает 250 км.

Основными конструктивными элементами котла, в которых размещаются теплообменные поверхности, являются *топочная камера (топка) и газоходы*. Их взаимное расположение (компоновка) определяется свойствами топлива, параметрами и расходом пара. Различают П-, Т-, Н- *образные* и *башенную* компоновки котла. При сжигании газа и жидкого топлива чаще всего применяется П-образная компоновка (рис. 4.3, 4.4), при которой котел имеет два вертикальных газохода (топочную камеру и конвективную шахту) и соединяющий их горизонтальный газоход. При сжигании твердого топлива она применяется в котлах паропроизводительностью до 1600 т/ч.

Топливо и воздух, необходимый для горения, подаются через горелки или форсунки в топочную камеру. Топливо сгорает в факеле при высокой температуре (приблизительно 1700 °С). Газы, образующиеся при горении, движутся вверх. При этом происходит догорание топлива и одновременное охлаждение продуктов сгорания в теплообменных поверхностях. Газы удаляются через газоходы.

При сжигании твердого топлива зола в топочной камере находится в жидком состоянии в виде капель из-за высоких температур. Часть из них (летучая зола) уносится из топки потоком газов. Остальная часть выпадает на дно топки, образуя *шлак*. Для вывода шлака из топки используется два способа: сухое и жидкое *шлакоудаление*. При *сухом* способе нижняя часть топочной камеры конструктивно выполняется с наклонными стенками, образующими холодную воронку, где шлак затвердевает и скатывается вниз, откуда удаляется чаще всего гидравлическим способом (смывается водой). При *жидком* шлакоудалении низ

топки выполняется в виде слабонаклоненного *пода* для сохранения температуры шлака и его стекания в жидком виде.

Поверхности нагрева в котлах по виду теплообмена разделяются на радиационные и конвективные.

В *радиационных* поверхностях нагрева теплообмен происходит, главным образом, за счет теплового излучения факела горящего топлива. Они состоят из одного ряда труб, расположенных по периметру топки и называемых *экранами*. Как правило, в этих трубах происходит парообразование.

В *конвективных* поверхностях нагрева теплообмен происходит путем теплопередачи. К конвективным поверхностям относятся: экономайзер, пароперегреватель, промежуточный пароперегреватель и воздухоподогреватель.

В *экономайзере* питательная вода подогревается до температуры кипения. Он расположен в конвективной шахте и выполнен в виде горизонтальных змеевиков труб с коллекторами, подвешенных в несколько рядов по ширине шахты. Трубы экономайзера имеют диаметр 28...42 мм. Змеевики располагаются в газоходе в шахматном порядке.

*Испарительные поверхности* – экраны выполняются из труб диаметром 30...80 мм. Они расположены на передней, задней и боковых стенках топки и называются соответственно *фронтальным, задним и боковыми* экранами. Экраны приварены к коллекторам, выполненным из труб диаметром 150...350 мм.

В *пароперегревателе* происходит перегрев первичного пара. В паровых котлах высокого давления обычно имеется *промежуточный перегреватель* пара, поступающего из цилиндра высокого давления турбины. Он устанавливается в конвективной шахте и выполняется часто двухступенчатым. В промежуточном пароперегревателе газы охлаждаются до температуры 500...600 °С. Конструктивно пароперегреватель представляет собой систему коллекторов и параллельно работающих змеевиков из труб диаметром 28...42 мм.

*Регулирование температуры* перегрева пара осуществляется в *пароохладителях* путем впрыска в пар питательной воды (в прямоточных котлах) или дистиллята сухого насыщенного пара (в барабанных котлах). Впрыскиваемая вода при испарении отнимает часть теплоты у пара и снижает его температуру. Регулятор температуры по импульсу от датчика температуры за котлом воздействует на клапан, который уменьшает или увеличивает расход впрыскиваемой воды. Регулирование температуры пара промперегрева осуществляется изменением расхода пара через первую ступень промежуточного пароперегревателя, например, с помощью трехходового крана, изменением топчного ре-

жима, рециркуляцией газов и другими мерами.

Для предотвращения повышения давления пара выше предельно допустимых значений котлы оснащены автоматически открывающимися *предохранительными клапанами*, выпускающими пар в атмосферу.

Воздухоподогреватель служит для подогрева воздуха, подаваемого для горения топлива. Он выполняется *рекуперативного* либо *регенеративного* типа. Чаще применяются воздухоподогреватели рекуперативного (трубчатого) типа: дымовые газы проходят внутри вертикальных труб диаметром 25...51 мм, а воздух нагревается при движении в межтрубном пространстве до температуры 450 °С. С целью обеспечения необходимой скорости движения воздуха устраивается несколько ходов по высоте воздухоподогревателя с помощью поперечных перегородок и перепускных коробов. Регенеративные воздухоподогреватели с вращающейся теплообменной поверхностью применяются на газомазутных котлах. В них через одну половину поверхности теплообмена проходят горячие дымовые газы и нагревают ее, а через вторую половину идет воздух и нагревается от нее. Основным недостатком регенеративных воздухоподогревателей является повышенный присос воздуха в дымовые газы, что увеличивает затраты электроэнергии на дымососы и вентиляторы котла.

Подача воздуха в воздухоподогреватель, а затем к горелкам котла производится *дутьевыми вентиляторами*.

Отсос дымовых газов из топки и выброс их в дымовую трубу осуществляется *дымососами*, которые создают разрежение в топке и газоходах котла, чтобы предотвратить выбивание горящих газов из котла. Из-за неплотностей происходит подсос некоторого количества воздуха из помещения цеха в котел. Этот воздух называется *присосом*.

Современные паровые котлы могут работать *под наддувом* за счет напора дутьевого вентилятора. В топке поддерживается избыточное давление 3–4 кПа, при этом дымосос отсутствует. Такой котел должен быть герметичным.

**Барабанный котел** (рис. 4.3) реализует схему генерации пара с естественной циркуляцией. *Барабан* выполняет функцию емкости, позволяющей организовать циркуляцию в гидравлическом контуре, он фиксирует экономайзерную, испарительную, пароперегревательную зоны. Другой функцией барабана является отвод продувочной воды из его нижней точки. Барабан расположен над потолком топочной камеры; он представляет собой горизонтальный цилиндр, который вместе с контуром заполнен водой.

Уровень воды на 150...200 мм ниже оси барабана котла. Часть объема барабана, заполненную водой, называют *водяным объемом*, а

часть, занятую паром, – *паровым объемом*. Поверхность, разделяющую водяной и паровой объемы, называют *зеркалом испарения*.

Трубы топочных экранов, расположенные вертикально на передней, задней и боковых стенках топки, врезаны в барабан.

Питательная вода подается в экономайзер и нагревается до температуры насыщения. Из экономайзера по отводящим трубам вода поступает в барабан, а из него по необогреваемым опускным трубам попадает в нижние коллекторы, откуда раздается по подъемным трубам топочных экранов. Пароводяная смесь, образуемая в обогреваемых подъемных трубах, собирается в барабане, где происходит отделение пара от воды. Сухой насыщенный пар из барабана котла поступает на перегрев в пароперегреватель.

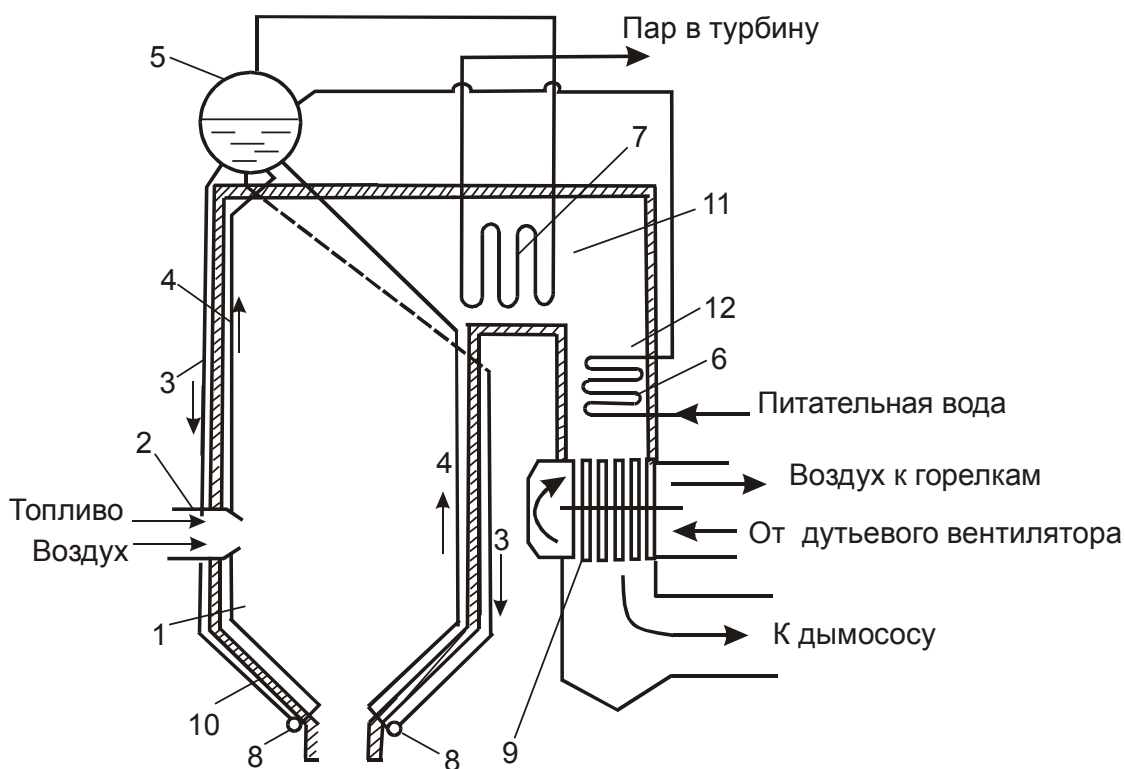


Рис. 4.3. Схематическое устройство парового котла барабанного типа: 1 – топочная камера; 2 – горелки; 3 – опускные трубы; 4 – подъемные трубы; 5 – барабан; 6 – экономайзер; 7 – конвективный пароперегреватель; 8 – нижние коллекторы; 9 – воздухоподогреватель; 10 – теплоизоляционная обмуровка; 11 – горизонтальный газоход; 12 – вертикальный газоход

Количество движущейся в контуре воды в несколько раз больше образующегося пара. Отношение расхода циркулирующей в контуре воды  $G_B$  к количеству образовавшегося пара  $G_{II}$  называют *кратностью циркуляции  $m$* . В котлах с естественной циркуляцией величина  $m = G_B / G_{II}$

составляет 5...15. Барабанные котлы с естественной циркуляцией способны надежно работать только при давлениях, не превышающих 16 МПа, так как с ростом давления уменьшается разность плотностей насыщенных воды и пара, в результате чего снижается напор естественной циркуляции. Обычно давление, при котором работают барабанные котлы, не превышает 14 МПа, а их паропроизводительность – 230 кг/с.

**Прямоточный котел** (рис. 4.4) предназначен для получения пара сверхкритического или докритического давления.

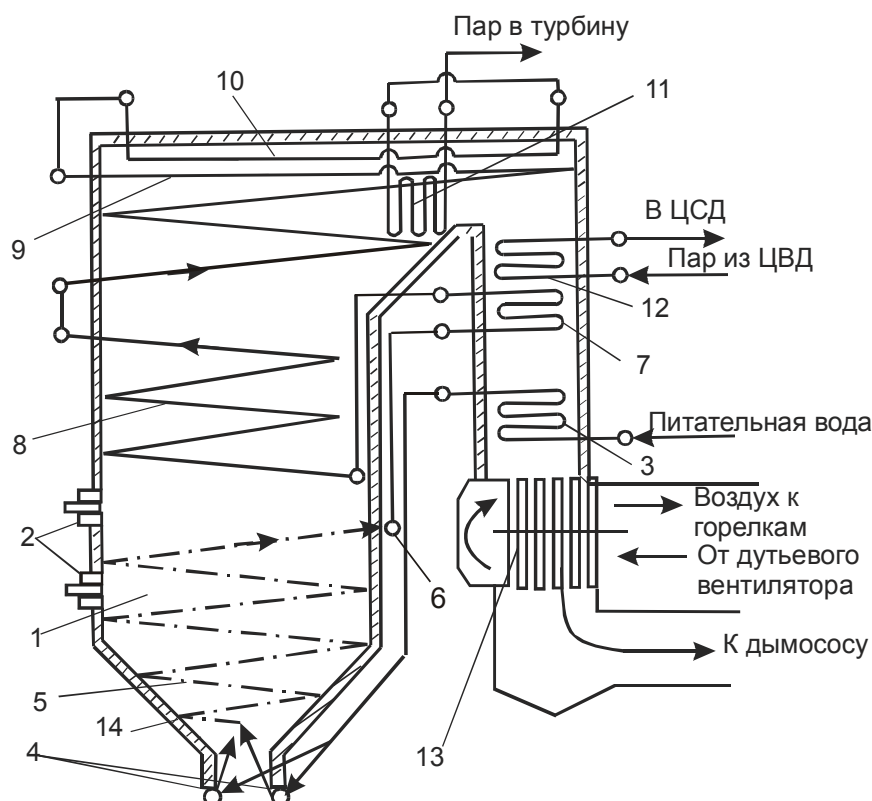


Рис. 4.4. Схематическое устройство прямооточного парового котла:

1 – топочная камера; 2 – горелки; 3 – экономайзер; 4 – нижние коллекторы; 5 – нижняя радиационная часть; 6 – выходной коллектор НРЧ; 7 – переходная зона; 8 – средняя радиационная часть; 9 – верхняя радиационная часть (ВРЧ); 10 – потолочный пароперегреватель; 11 – конвективный пароперегреватель; 12 – промежуточный пароперегреватель; 13 – воздухоподогреватель; 14 – теплоизоляционная обмуровка

В таких котлах экономайзер, парообразующая поверхность и перегревательная зона соединены последовательно. Рабочее тело проходит через все поверхности нагрева однократно ( $m = 1$ ). Питательная вода после экономайзера поступает в парообразующие трубы, которые размещаются в нижней части топочной камеры и называются *нижней ра-*



*диационной частью* (НРЧ). Здесь вода нагревается до кипения и почти полностью испаряется. Обычно в выходном коллекторе из НРЧ пар содержит 10...20 % воды, в которой растворена основная часть солей, попавших в тракт с питательной водой. При такой концентрации примесей возможно образование накипи на стенках труб. Чтобы облегчить условия работы металла труб, часть поверхности нагрева, в которой возможно выпадение накипи, располагают не в топочной камере, а в конвективном газоходе, где интенсивность обогрева слабее. В этой части поверхности нагрева, называемой *переходной зоной*, происходит окончательное испарение воды и небольшой (на 10...15 °С) перегрев пара.

Дальнейший перегрев пара происходит в последовательно включенных пароперегревательных трубах, расположенных в топочной камере и образующих топочные экраны. Эти поверхности нагрева называются *средней радиационной частью* (СРЧ), *верхней радиационной частью* (ВРЧ) и *потолочным пароперегревателем*. Окончательно пар перегревается в конвективном пароперегревателе, находящемся в горизонтальном газоходе.

Температура продуктов сгорания за конвективным пароперегревателем составляет 550...650 °С. Перед переходной зоной расположен промежуточный пароперегреватель, в котором происходит вторичный перегрев отработавшего в ЦВД турбины пара. После переходной зоны температура продуктов сгорания еще высока. Содержащаяся в них теплота используется в экономайзере и в воздухоподогревателе.

Прямоточные котлы по конструкции проще барабанных, и могут применяться для получения пара при любых давлениях.

Недостатком их является сложность эксплуатации, связанная с необходимостью полного удаления примесей из питательной воды для предотвращения образования накипи, пережога экранных труб и аварии котла. Вода, поступающая в прямоточный котел, предварительно проходит очистку в блочной обессоливающей установке.

## **4.9. Маневренные характеристики котлов**

### **4.9.1. Диапазон регулирования нагрузки котла**

*Минимальную нагрузку* котла определяют следующие факторы: устойчивость процесса горения, гидравлический режим испарительных поверхностей котла, режим работы пароперегревателей и низкотемпературная коррозия хвостовых поверхностей котла.

#### *1. Устойчивость процесса горения.*

Уменьшение нагрузки котла ведет к снижению устойчивости горения топлива в топочной камере, и при некотором критическом значении возникает пульсация факела, завершающаяся его срывом и погасанием. Это критическое значение и определяет минимальную нагрузку котла по условиям устойчивости горения.

Существуют две причины неустойчивости горения: неустойчивость подачи топлива при малых нагрузках и общее понижение температуры в топке.

При уменьшении нагрузки котла сначала уменьшают подачу топлива и воздуха через все включенные горелки (качественное регулирование). Это снижает турбулентность потока топливоздушнoй смеси, замедляет распространение пламени и ослабляет интенсивность горения, что приводит к общему понижению температуры в топке, а это ведет к снижению стабильности факела, к возникновению пульсации и погасанию его при дальнейшем понижении нагрузки.

Поэтому разгрузка котла, начиная с уровня  $(0,80-0,75)D_{0н}$ , производится количественным регулированием, т.е. отключением части горелок, что дает возможность повысить тепловую мощность оставшихся в работе горелок и поддержать необходимую для жидкого шлакоудаления температуру в нижней части топки. При этом способе регулирования удается снизить нагрузку лишь до  $(0,60-0,65)D_{0н}$ .

Технические минимумы нагрузки котлов по условиям устойчивости процесса горения неодинаковы для различных типов котлов и составляют от 0,6 до  $0,75D_{0н}$ , т.к. температура и длительность воспламенения, зависящие от влажности топлива и выхода летучих и характеризующие реакционную способность топлива, различны для разных его видов.

У мазутных котлов устойчивость факела практически не лимитирует минимальной нагрузки ввиду высокой реакционной способности мазута (температура воспламенения –  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), однако необходимо следить за распыливанием мазута при низких нагрузках, т.к. понижение его расхода сопровождается понижением давления и ухудшением распыливания. При пониженных давлениях распыливания укрупненные капли мазута могут испаряться не полностью, выноситься из топки и осаждаться на холодных хвостовых поверхностях котла (в основном на воздухоподогревателе). Эти отложения при неблагоприятных условиях могут воспламениться и вызвать пожар в воздухоподогревателе. При недостаточной тонкости распыливания возможно также забивание выходного отверстия форсунки коксовыми остатками мазута и прекращение ее нормальной работы.

Относительно высокая температура воспламенения газа ( $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

объясняется значительной термической стойкостью углеводородов, входящих в его состав.

Расширение диапазона регулирования котлов, работающих на АШ и тощих углях с малым выходом летучих, достигается с помощью утепления топки в зоне расположения горелок. К экранным трубам в этой зоне по всему периметру топки приваривают шипы, на которые наносится огнеупорная хромитовая (CrO) или более стойкая карборундовая (SiC) масса, образующая так называемый зажигательный пояс. Положительная роль этих поясов заключается, с одной стороны, в том, что они, закрывая экранные трубы, уменьшают их тепловосприятие, повышая, таким образом, температуру в зоне горелок. С другой стороны, в процессе работы котла в зажигательном поясе запасается большое количество теплоты. Эта аккумулированная теплота смягчает колебания температуры в топке при изменениях нагрузки котла и позволяет заметно понизить технический минимум его по условиям устойчивости факела. В некоторых случаях зажигательные пояса устанавливают в котлах, сжигающих топливо с большой и часто меняющейся влажностью, для интенсификации его подсушки, а также в котлах, сжигающих сильно забалластированные угли с тугоплавкой золой.

В случае необходимости возможно поддержание устойчивости горения на малых нагрузках путем подсвечивания факела мазутом. Как правило, на пылеугольных котлах устанавливают для этого растопочные мазутные горелки.

Таким образом, устойчивость процесса горения в основном определяется видом сжигаемого топлива. В зависимости от вида сжигаемого топлива минимальная тепловая нагрузка котла составляет: при работе на газе и мазуте – 8–10 % от номинальной, на бурых углях – 40–50 %, каменных углях – 55–75 % и тощих углях и АШ – 80–85 %.

## *2. Гидравлический режим испарительных поверхностей котла.*

Нормальный режим парообразования в испарительных экранах без перегрева металла происходит при пузырьковом процессе кипения. Такой режим кипения обеспечивается, если степень сухости пароводяной смеси не превышает 25 %. При этом расход питательной воды через испарительные экраны должен быть не меньше 30 % номинального.

Нарушения гидравлики в барабанных и прямоточных котлах носят различный характер и поэтому должны быть рассмотрены отдельно.

Барабанные котлы для блочных установок и для электростанций с поперечными паровыми связями выполняются для номинальных давлений 9,8 и 13,7 МПа с производительностью от 220 до 640 т/ч с топками для всех видов энергетического топлива: бурых и каменных углей,

мазута, газа, торфа и сланцев.

Нарушения естественной циркуляции в циркуляционном контуре барабанного котла (рис. 4.5) проявляются в виде замедления, полного прекращения (застоя) или даже изменения направления (опрокидывания) движения рабочей среды в трубах контура. Во всех этих случаях ухудшается охлаждение металла труб, что вызывает опасное повышение его температуры.

Особенно опасен застой циркуляции, при котором в парогенерирующих подъемных трубах происходит расслоение воды и пара, образуются паровые пробки и резко ухудшается теплоотдача от металла к пару, что приводит к аварийному повышению температуры труб на этом участке и часто завершается их пережогом.

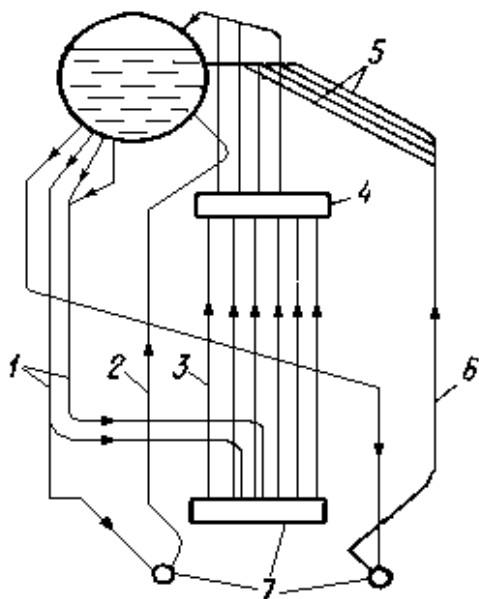


Рис. 4.5. Циркуляционный контур барабанного котла:

1 – опускные трубы; 2 – фронтальной экран; 3 – боковой экран; 4 – верхний коллектор; 5 – фестон; 6 – задний экран; 7 – нижние коллекторы

Основной причиной таких нарушений гидравлического режима в контуре циркуляции барабанных котлов является понижение их нагрузки до некоторого критического значения. Всякое понижение производительности барабанного котла связано с необходимостью уменьшения тепловой нагрузки топки и понижением температуры горения топлива. При этом снижается обогрев подъемных

труб циркуляционного контура и повышается точка закипания, что приводит к падению полезного напора циркуляции и к ее ослаблению.

При достижении критической минимальной нагрузки перемещение рабочей среды по контуру прекращается, кратность циркуляции становится равной нулю и возникает застой циркуляции. Как показывает практика эксплуатации, опасными являются режимы, при которых степень сухости пароводяной смеси в подъемных трубах превышает 30–50 %, что соответствует кратностям циркуляции 2–3 при нормальной кратности 6–14 для котлов 9,8 МПа и 5–8 для котлов 13,7 МПа. Рекомендуется не уменьшать кратность циркуляции ниже 4, когда степень сухости пароводяной смеси в подъемных трубах не превышает 25 %.

Режимы с меньшей кратностью опасны потому, что возможен переход к пленочному кипению, образование накипи (даже при нормальном водном режиме), ухудшение теплоотдачи металла и, как результат, недопустимое повышение температуры металла труб. Необходимо также отметить, что при малой кратности циркуляции возможен захват пара из барабана в опускную систему контура и образование паровых пробок в опускных трубах. Этот режим может также привести к застою циркуляции и повреждению труб подъемной системы.

Основными элементами прямоточного котла являются трубные панели, состоящие из большого числа труб, присоединенных параллельно друг другу к входному и выходному коллекторам (рис. 4.6). Панели соединены между собой последовательно, и по этой параллельно-последовательной системе труб под действием напора питательного насоса совершается с большой скоростью (до 10–12 м/с) принудительное перемещение рабочей среды (вода, пароводяная смесь, пар).

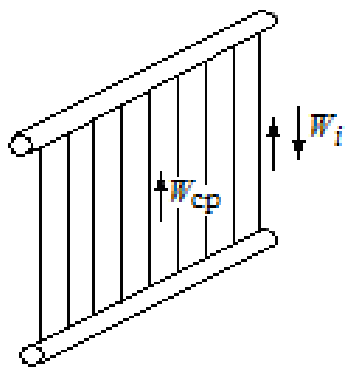


Рис. 4.6. Трубная панель прямоточного котла

Одним из главных условий надежности работы прямоточного котла является равномерность распределения рабочей среды между отдельными трубами панелей. Гидравлика системы панелей надежна тогда, когда расход воды (рабочей среды) в каждой параллельно включенной трубе равен среднему расходу.

Одним из главных условий надежности работы прямоточного котла является равномерность распределения рабочей среды между отдельными трубами панелей. Гидравлика системы панелей надежна тогда, когда расход воды (рабочей среды) в каждой параллельно включенной трубе равен среднему расходу.

Трубные панели смонтированы и «настроены» таким образом, что при полной нагрузке котла это условие практически выполняется. Отклонения в отдельных трубах от средней скорости незначительны, и гидравлическая неравномерность, так называемая гидравлическая развертка, вызванная неодинаковостью гидравлических сопротивлений отдельных труб, не проявляет себя заметно. Однако при понижении нагрузки котла и уменьшении расхода рабочей среды в трубах усиливается влияние неодинаковости гидравлических сопротивлений и, кроме того, возникает так называемый коллекторный эффект (изменение статического напора вдоль коллектора), поэтому гидравлическая неравномерность усиливается.

При понижении нагрузки котла гидравлическая неравномерность усугубляется еще усилением тепловой неравномерности, т.е. отклонением тепловосприятности отдельных труб от среднего. Это отклонение существует и при полной нагрузке котла, но существенно увеличивается по мере снижения тепловой нагрузки топки из-за увеличения неодно-

родности температурного поля.

Вследствие неодинакового обогрева отдельных труб из-за тепловой развертки плотность рабочей среды в них становится также неодинаковой, и это сказывается на значении нивелирного напора, который уменьшается там, где обогрев больше среднего, и увеличивается там, где обогрев меньше. В результате разность статических напоров на концах труб, определяющая расход рабочей среды в них, становится еще больше, вследствие чего гидравлическая неравномерность в панели усиливается. При некоторых критических значениях нагрузки котла неравномерность обогрева различных труб панели может оказаться настолько значительной, что в наименее обогреваемых трубах нивелирный напор окажется больше разности давлений в коллекторе. В этом случае рабочая среда в наименее обогреваемых трубах начнет двигаться в обратную сторону, т.е. сверху вниз, и произойдет опрокидывание циркуляции рабочей среды. Промежуточным режимом является прекращение движения рабочей среды в трубе и образование паровых пробок – застой циркуляции. В этом случае из-за резкого ухудшения теплообмена возможен перегрев металла труб и их повреждение. Эта критическая нагрузка и определяет технический минимум нагрузки прямоточного котла по условиям надежной гидравлики. Для каждого конкретного котла его технический минимум должен быть определен опытным путем.

### *3. Режим работы пароперегревателей.*

Пароперегреватель является наиболее теплонапряженным элементом парового котла. Общее тепловосприятие пароперегревательных поверхностей возрастает с повышением номинальных параметров пара с 30 % у котлов 13,7 МПа до 70 % у прямоточных котлов сверхкритического давления. В котлах 9,8 МПа все пароперегревательные поверхности являются конвективными, и он установлен в поворотной камере топки, в то время как у котлов 13,7 МПа значительная часть пароперегревателя выполнена в виде радиационных поверхностей, расположенных в верхней части топочной камеры. Еще больше развиты радиационные поверхности в пароперегревателях котлов сверхкритического давления. Эти конструктивные особенности определяют температурный режим металла труб пароперегревателей и минимальные нагрузки котлов разных типов по условиям надежного охлаждения этих труб.

При снижении нагрузки котлов уменьшается расход пара через пароперегреватель, а следовательно, массовая и линейная скорость пара. В результате этого температура перегрева пара на выходе из радиационного пароперегревателя повышается, т.к. лучистая энергия факела поглощается здесь меньшим количеством пара. В ширмовых паропере-

гревателях, включенных между радиационными и конвективными поверхностями, происходит интенсивный лучистый и конвективный теплообмен, так что суммарное тепловосприятие ширм мало зависит от нагрузки. Поэтому дополнительный перегрев пара, возникший в радиационных панелях, сохранится и на выходе из ширм, причем температура его может значительно превышать расчетную температуру пара. Одновременно из-за снижения линейной скорости парового потока резко ухудшается теплоотдача от металла к пару (рис. 4.7).

Совокупное действие обеих этих причин приводит при пониженной нагрузке котла к значительному возрастанию температуры металла труб пароперегревателя.

Как видно из рис. 4.8, при тепловых нагрузках  $300 \text{ кВт/м}^2$  (обычных в зоне радиационных панелей) и при условии применения для труб пароперегревателя стали 12Х1МФ с предельной допустимой рабочей температурой  $575 \text{ }^\circ\text{C}$  скорость пара должна быть не меньше  $5 \text{ м/с}$ . Эта скорость соответствует расходу пара примерно  $0,5$  от номинального, и, таким образом, минимальная нагрузка барабанного котла  $13,7 \text{ МПа}$  с комбинированным пароперегревателем, по условиям надежности металла труб пароперегревателя, составляет около  $50 \%$  номинальной паропроизводительности котла.

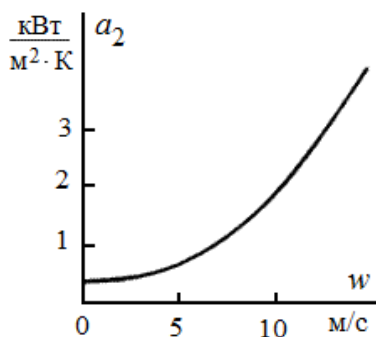


Рис. 4.7. Зависимость коэффициента теплоотдачи от металла пароперегревателя к пару от скорости пара

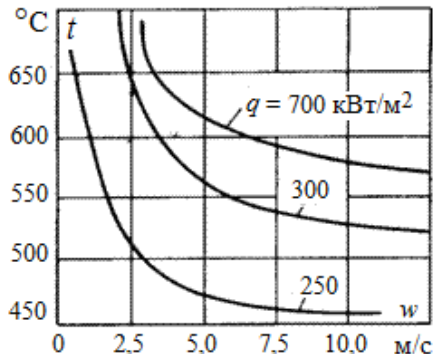


Рис. 4.8. Зависимость температуры наружной поверхности труб пароперегревателя от скорости пара при различных тепловых нагрузках

У барабанных котлов  $9,8 \text{ МПа}$ , имеющих только конвективный пароперегреватель, этот минимум может быть несколько ниже (около  $40 \%$ ). У прямоточных котлов  $13,7 \text{ МПа}$  ограничения минимальной нагрузки по условиям надежности пароперегревателя те же, что и у барабанных котлов такого же давления, а у котлов сверхкритического давления  $24,5 \text{ МПа}$ , трубы пароперегревателей которых выполнены из жа-

ропрочной стали аустенитного класса с допустимой рабочей температурой 650 °С, минимальная нагрузка может быть такой же, как у барабанных котлов с конвективным пароперегревателем.

Необходимо отметить затруднения с поддержанием температуры перегрева вторичного пара, возникающие при малых нагрузках котлов с вторичным пароперегревателем, расположенным обычно в опускной (конвективной) шахте. В некоторых случаях именно пароперегреватель котла ограничивает глубину его разгрузки, заставляя значительно повышать коэффициент избытка воздуха (до 3,0) для поддержания в норме температуры вторичного перегрева пара.

#### *4. Низкотемпературная коррозия хвостовых поверхностей котла.*

При наличии в составе топлива серы неизбежно присутствие в уходящих газах паров серной кислоты, которая образуется при взаимодействии паров воды, свободного кислорода и оксидов серы.

Температура конденсации паров серной кислоты (точка росы) зависит от их парциального давления в смеси сухих топочных газов и водяных паров. Это давление возрастает при уменьшении нагрузки котла, и с ним возрастает температура конденсации. Температура уходящих газов от нагрузки котла имеет обычно возрастающий характер. Конденсация паров серной кислоты происходит при соприкосновении их с металлом воздухоподогревателей в тех случаях, когда температура его оказывается ниже точки росы, а это имеет место при нагрузках котла, меньших  $(0,4-0,5)D_{0н}$ .

Интенсивность сернокислотной коррозии зависит не только от сернистости топлива, но и от его вида и способа сжигания. При сжигании твердого топлива и сухом шлакоудалении в серный ангидрид переходит около 0,8 % всей серы топлива и интенсивность коррозии не столь велика. При жидком шлакоудалении серный ангидрид практически не образуется, и в таких котлах коррозия воздухоподогревателей невелика. Наиболее интенсивно проявляет себя коррозия воздухоподогревателей у котлов, работающих на сернистых мазутах, т.к. в этом случае возможно превращение в серный ангидрид до 7 % всей содержащейся в топливе серы. Поэтому при сжигании сернистых мазутов рекомендуется вести топочный процесс с наименьшими избытками воздуха (1,02–1,03), при которых серный ангидрид почти не образуется и тем самым сернокислотная коррозия сводится к минимуму. Также рекомендуется не уменьшать нагрузку мазутных котлов ниже  $0,5D_{0н}$ .

***Максимальную нагрузку*** котла определяют следующие факторы:

##### *1. Механизмы собственных нужд.*

Повышение нагрузки барабанных и прямоточных котлов сверх но-



минальной требует форсировки тяги и дутья, т.е. увеличения расхода воздуха и топочных газов, что ведет к перегрузке дутьевых вентиляторов и дымососов. При этом растут присосы воздуха и увеличивается гидравлическое сопротивление тракта котла, падает напор и производительность тягодутьевых установок, что ограничивает повышение нагрузки и даже приводит к необходимости ее понижения. Таким образом, режим тягодутьевых установок является одним из серьезных факторов, лимитирующих повышение нагрузки котельных агрегатов выше номинальной.

Механизмы собственных нужд котла выбираются с запасом по расходу и напору на 10–15 %, но при эксплуатации этот запас быстро исчезает из-за износа и загрязнения оборудования и может привести к ограничению производительности котла ниже 100 % номинальной.

## *2. Шлакование поверхностей нагрева.*

Шлакование поверхностей нагрева происходит при сжигании углей с шлакующими свойствами золы и происходит обычно при нагрузках котла выше 100 %.

Форсировка топочного процесса при попытках увеличения производительности котельного агрегата сверх номинальной часто приводит к повышению температуры топочных газов выше расчетной, что ведет к превышению температуры плавления золы и интенсивному шлакованию поверхностей нагрева. Обычно процесс шлакования начинается в зоне максимального тепловыделения – в нижней радиационной части. Топочные экраны НРЧ в зависимости от сорта угля покрываются либо плотным слоем шлака, либо вязким, который, стекая на скаты холодной воронки, образует глыбы, способные при падении поломать шнеки шлакоудаления. Вследствие понижения тепловосприятости экранов НРЧ, покрытых плотным слоем шлака, температура топочных газов перед ширмами и в поворотной камере может повыситься сверх нормы на 100 °С и больше, что приводит к шлакованию конвективного пароперегревателя и лобовых змеевиков ширм по всей высоте. Рыхлые отложения шлака с ширм периодически срываются вниз, а часть сносится газовым потоком в поворотную камеру в зону конвективного пароперегревателя, что создает дополнительные очаги шлакования. Следствием этого является не только падение производительности котла из-за уменьшения теплопроводности зашлакованных поверхностей нагрева и ухудшения теплообмена через них, но и аварийное повышение температуры металла труб и необходимость аварийной остановки котла для расшлаковки.

Процесс шлакования развивается очень быстро, причем в условиях

повышенной нагрузки котла, при сжигании в нем сильношлакующих углей, существующие методы расшлаковки путем паровой или водяной обдувки не могут предотвратить аварийного развития процесса, в особенности в зоне НРЧ. Максимальный темп шлакования экранов НРЧ необычайно высок и тепловосприятие труб экранов НРЧ может резко снизиться за 30–40 мин. С такой же большой скоростью на поверхностях нагрева образуются многотонные наросты шлака. На практике неоднократно случались обвалы глыб шлака и поломка подовых экранов холодной воронки, вынуждающая производить аварийный останов котла.

Существует понятие «бесшлаковочной» мощности котельного агрегата, т.е. такой производительности, при которой температурный режим в топке не вызывает шлакования поверхностей нагрева. При всяком изменении (по сравнению с расчетными) плавкостных характеристик золы топлива, поступающего на станцию, необходимо определять опытным путем «бесшлаковочную» мощность котлов с учетом этих изменений, а также с учетом образования эвтектических смесей, понижающих температуру плавления золы. Номинальная нагрузка котла должна быть, как правило, несколько ниже этой производительности и не превышать ее ни при каких условиях.

### *3. Износ хвостовых поверхностей котла.*

Износ происходит при сжигании углей с высокоабразивными свойствами золы при нагрузках котла выше 100 %. При этом скорости газа и золовых частиц превышают расчетные, а скорость эрозии металла зависит от скорости золовых частиц в третьей степени. Максимальной абразивностью обладают частицы более тугоплавких зол, состоящих из твердых минералов. Котлы, сжигающие топливо с такой тугоплавкой золой, выполняются с сухим шлакоудалением, т.к. пока не существует надежных технических решений для котлов с жидким шлакоудалением или циклонными топками из-за быстрого затвердевания тугоплавкой золы.

В котлах с сухим шлакоудалением доля золы в уносе составляет 85–90 %, при жидком шлакоудалении она равна 70–80 %, а в циклонных топках – 30–50 %. Частицы золы при сухом шлакоудалении обладают большой абразивностью, т.к. не оплавлены и имеют острые края, в то время как в топках с жидким шлакоудалением и в циклонных топках абразивность золы минимальна, поскольку ее частицы перед выходом из топки успевают оплавиться почти до шарообразной формы.

Таким образом, наибольшие ограничения в повышении производительности сверх номинальной, по условиям абразивного износа поверх-

ностей нагрева, возникают в котлах, сжигающих топливо с тугоплавкой золой, и особенно при высокой его зольности. Предельные допустимые скорости топочных газов в котлах, сжигающих такие угли, подсчитанные с учетом приемлемого срока службы металла труб поверхностей нагрева, находятся на низком уровне (6–7 м/с). Их дальнейшее понижение с целью уменьшения золового износа труб недопустимо из-за резкого ухудшения теплообмена и снижения КПД котла. С другой стороны, эти скорости, будучи предельными по условиям долговечности металла труб, не могут и повышаться, что ограничивает максимальную производительность котельного агрегата.

В котлах с жидким шлакоудалением и с циклонными топками абразивный износ хотя и существует, но его интенсивность намного меньше, и этот фактор в них почти не ограничивает предельной мощности.

#### *4. Нарушение сепарации в барабане.*

Серьезное ограничение максимальной производительности барабанных котлов обусловлено ухудшением сепарации влаги в барабане котла при повышенных нагрузках. При работе современных турбин предъявляются очень жесткие требования к влажности пара, которая не должна превышать 0,1 %. Объясняются эти требования недопустимостью твердых отложений в проточной части турбины, а также во всем пароводяном тракте энергоблока. Отложения образуются из растворенных в уносимой паром влаге летучих (углекислота) и нелетучих (соли натрия, кальция, кремния, ванадия) примесей. Отложения в пароперегревателях котла ухудшают теплообмен, понижают температуру перегрева пара и вызывают опасное повышение температуры труб. Отложения в запорной арматуре паропроводов и в регулирующих клапанах турбины приводят к неплотностям их посадки и «прикипанию» подвижных деталей (штоков). Занос солями проточной части турбины снижает ее мощность и КПД. По данным эксплуатации, отложения толщиной 0,08 мм понижают КПД ступени турбины на 1 %. Так, на одном из блоков 300 МВт отложения в ЦВД турбины (степень заноса 7,5 %) вызвали повышение давления в камере регулирующей ступени на 1,2 МПа, мощность турбины уменьшилась на 3 %, перерасход топлива составил около 10 г/(кВт·ч).

Также нарушение сепарации пара в барабане может привести к забросу влаги в пароперегреватели и тепловым ударам.

#### *5. Высокотемпературная коррозия поверхностей нагрева.*

Высокотемпературная коррозия поверхностей нагрева происходит при сжигании топлив с катализаторами высокотемпературной коррозии.

При нагрузках котла выше 100 % эти процессы ускоряются из-за повышения температуры в топке. Особенно сильно от этих процессов страдают потолочные и ширмовые пароперегреватели.

Для увеличения диапазона регулирования котла применяются следующие способы:

Конструктивные:

1. Зажигательные пояса, пережим топки, вихревое сжигание топлива.
2. Подовые горелки при жидком шлакоудалении.
3. Рециркуляция испарительных экранов.

Эксплуатационные:

1. Подсветка твердого топлива газом или мазутом.
2. Переход на регулирование скользящим давлением.

#### **4.9.2. Аккумулирующая способность котла**

Аккумулирующая способность в переходных процессах при изменениях режимов работы котлов и турбин, с одной стороны, замедляет эти процессы и понижает маневренность ТЭС, а, с другой стороны, аккумулированная теплота смягчает колебания параметров пара при изменениях режима, облегчая регулирование нагрузки и способствуя устойчивому горению в топке котельного агрегата.

Аккумулирующая способность котла проявляется при изменении давления в пароводяном тракте. Если давление падает, то процесс парообразования происходит при более низкой температуре насыщения и все элементы котла (металл, вода и пар), имеющие более высокую температуру, отдают тепло воде, что увеличивает выход пара без изменения тепловыделений в топке. При росте давления все происходит наоборот.

Аккумулирующая способность котлов проявляется по-разному, завися от характера изменения режима и от типа котельного агрегата. При нарушениях теплового баланса котла, сопровождающихся изменениями давления пара, производительность его в течение некоторого времени сохраняется за счет теплоты, запасенной в аккумулирующих емкостях. Такое самовыравнивание режима очень помогает регулированию нагрузки котла и объясняется физическими свойствами пароводяной смеси, находящейся в состоянии насыщения. При увеличении, например, потребления пара турбиной тепловой баланс котла становится отрицательным. Это происходит потому, что в первые моменты после наброса нагрузки на котле на  $\Delta D$  топочный режим еще не перестроен и тепловыделение топки  $Q_T$  меньше, чем потребление теплоты турбиной

при повышенном расходе пара в новом режиме:

$$Q_T - (D + \Delta D)h'' = -\Delta Q,$$

где  $h''$  – энтальпия насыщенного пара.

Вследствие этого небаланса давление пара в котле понизится от  $P_0$  на  $\Delta P$ , рабочая среда окажется перегретой по отношению к температуре насыщения при  $P_0$  и во всем водяном объеме котла испарится дополнительное количество воды, которое будет компенсировать увеличенную нагрузку котла. При этом в образовании добавочного пара также будет участвовать избыточная теплота металлических элементов котельного агрегата (трубы, коллекторы, барабан), которые при новом режиме окажутся также перегретыми.

Произойдет вытеснение в турбину добавочного количества пара вследствие уменьшения его плотности при понижении давления. Таким образом, дополнительный расход пара на турбину будет покрыт за счет понижения давления и освобождения аккумулированной теплоты.

Переход к новому режиму с пониженными параметрами пара растягивается во времени на несколько десятков секунд или минут и этим облегчает задачу регулирования при перестройке режима горения и питания котла в соответствии с новой нагрузкой.

Таким образом, в паровом котле существует статическая зависимость давления от расхода пара. Эта зависимость нелинейная, но для малых отклонений давления можно принять, что

$$\Delta D = \Delta D_{\text{ак}} \Delta P,$$

где  $\Delta D_{\text{ак}}$  – аккумулирующая способность котла, кг/МПа.

Чем больше  $\Delta D_{\text{ак}}$ , тем меньше колебания давления при внезапных изменениях нагрузки.

Полная аккумулирующая способность соответствует всему количеству теплоты, запасенному в котле:

$$\Delta D_{\text{ак}0} = \Delta D_{\text{ак}} P_0 = \Delta D \cdot P_0 / \Delta P.$$

Время, в течение которого был бы получен полный расход пара за счет аккумулированной теплоты при изменении давления на 1 МПа, называется постоянной аккумулирования, с/МПа:

$$T_{\text{ак}} = \Delta D_{\text{ак}} / D_0 = (\Delta D / D_0) / \Delta P.$$

Это время определяет переходные процессы, связанные с использованием аккумулированной в котле теплоты.

Аккумулирующая способность барабанного котельного агрегата может быть определена по формуле

$$\Delta D_{\text{ак}} = (0,75V_{\text{м}}\rho_{\text{м}}C_{\text{м}} + V_{\text{в}}\rho_{\text{в}}C_{\text{в}})\Delta t_{\text{с}}/r + Vn\Delta\rho''.$$

где  $r$  – удельная теплота парообразования, кДж/кг;  $C_{\text{м}}, C_{\text{в}}$  – удельная теплоемкость воды и металла, кДж/(кг · °С);  $\Delta t_{\text{с}}$  – изменение температуры насыщения при изменении давления на 1 МПа, °С;  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, и  $V$ , м<sup>3</sup>, – плотность и объем металла, воды и пара;  $\Delta\rho''$ , кг/м<sup>3</sup>, – изменение плотности насыщенного пара при изменении давления на 1 МПа.

В этом выражении учтено только 75 % аккумулированной в металле теплоты, т.к. за рассматриваемый короткий промежуток времени только это количество передается кипящей воде. Передача остальных 25 % может затянуться до бесконечности.

Более точно аккумулирующая способность котельного агрегата определяется экспериментально.

Аккумулирующая способность сильно зависит от конструкции котельного агрегата и его параметров. Так, аккумулирующая способность прямоточных котлов в три-четыре раза меньше, чем барабанных, т.к. у них объемы воды и металла значительно меньше. У прямоточных котлов аккумулирование теплоты происходит главным образом за счет металла (до 70 %), а у барабанных – за счет воды (до 70 %). С повышением номинального давления котлов их аккумулирующая способность падает, однако при номинальном давлении выше 17 МПа быстро растёт за счет повышения удельного веса пара и относительного увеличения объема пароперегревателя.

Аккумулирующая способность проявляется во всех переходных режимах, когда изменяется давление, и является мерой инерционности процессов. Чем больше  $\Delta D_{\text{ак}}$ , тем медленнее идет процесс, поэтому переходные процессы в прямоточных котлах протекают примерно в три раза быстрее, чем в барабанных.

### 4.9.3. Переходные процессы в котле

Большое влияние на динамические характеристики котлов оказывает вид топлива: топки, работающие на газовом и мазутном топливе, обладающем высокой реакционной способностью, менее инерционны и допускают более быстрые изменения топочного режима при регулировании производительности котлов, чем топки, работающие на твердом топливе. Но и последние должны быть дифференцированы в зависимости от вида сжигаемого топлива и таких его характеристик, как выход летучих, температура и длительность воспламенения и др.

Наконец, на предельно допустимую скорость большое влияние оказывает исходное состояние оборудования. Здесь следует различать

изменения мощности после длительной работы на полной нагрузке, частичной нагрузке, после пуска из «холодного», «горячего» и «неостывшего» состояния, после остановки в горячий резерв (простой менее часа). Во всех этих случаях скорости изменения паропроизводительности будут различны, завися от теплового состояния ответственных узлов энергооборудования.

Полное представление о динамических свойствах котла можно получить лишь при совместном рассмотрении переменных режимов парообразующих поверхностей котла, топки и топливоподающей системы. При этом следует учесть, что ввиду большой сложности протекающих в топке взаимосвязанных газодинамических и физико-химических процессов их точное математическое описание даже для стационарных режимов очень сложно.

В рамках настоящего изложения основной целью является приближенная качественная оценка влияния топки на маневренные характеристики котельного агрегата и блока. При этом топочное устройство, также обладающее аккумулирующей способностью и определенной инерционностью, может быть представлено в виде отдельного запаздывающего звена системы «топка – котел», которое включено последовательно со звеном, представляющим собой парогенерирующие элементы котла. В такой двухзвенной системе процесс, например, восстановления давления  $P$  в котле после его кратковременного снижения может быть приближенно описан уравнением сложной экспоненты (рис. 4.9), учитывающим как запаздывание топки, так и запаздывание собственно котла с помощью постоянных времени соответственно  $T_t$  и  $T_p$ :

$$K_y \Delta Q_B = T_t T_p (d^2 P / d\tau^2) + (T_t + T_p) (dP / d\tau) + P.$$

Здесь коэффициент усиления  $K_y = K_t K_p$ ;  $\Delta Q_B$  – дополнительная подача топлива.

С учетом того, что постоянная времени топки  $T_t$  на порядок или даже на два порядка меньше постоянной времени парогенерирующих элементов котла  $T_p$ , возможно дальнейшее упрощение качественного анализа переходного режима, которое заключается в представлении системы «топка – котел» лишь одной экспонентой, описывающей процесс повышения давления в парогенерирующих элементах котла (рис. 4.10):

$$P_0 = P_1 + \Delta P [1 - \exp(-\tau / T_p)],$$

где  $T_p = D_{ак} P_0 / (D_0 h'')$ .

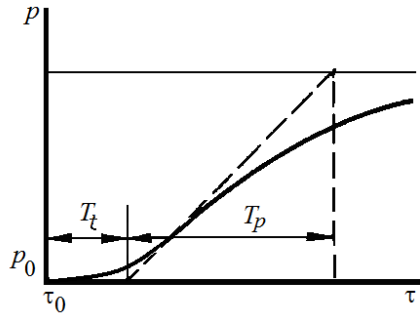


Рис. 4.9. Характер повышения давления пара в котле при увеличении расхода топлива:

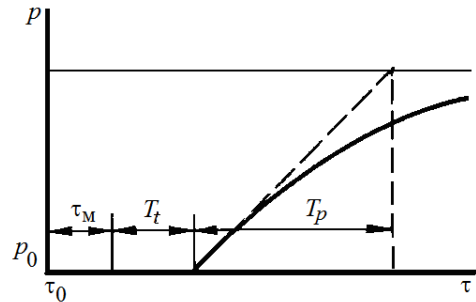


Рис. 4.10. Упрощенное представление процесса повышения давления в котле

Постоянная времени топки  $T_t$  прибавляется к так называемому мертвому времени топки  $\tau_m$ , увеличивая, таким образом, общее время запаздывания перестройки топочного процесса:

Мертвое время топки складывается из собственного времени регулирующих устройств  $\tau_{рег}$ , транспортного времени (времени подачи топлива)  $\tau_B$  и длительности воспламенения топлива  $\tau_{воспл}$ :

$$\tau_m = \tau_B + \tau_{рег} + \tau_{воспл}.$$

Мертвое время топки зависит от рода топлива, типа топки и способов пылеприготовления. Если значение  $\tau_{рег}$  практически одинаково для всех типов топок, а значением  $\tau_{воспл}$  можно пренебречь, поскольку оно измеряется долями секунды, то транспортное время  $\tau_B$  сильно влияет на время запаздывания. Для газового и мазутного топлива транспортное время ничтожно мало, для пылеугольных котлов с промежуточным бункером оно может достигать 5 с, а для мельничных систем с прямым вдуванием пыли (без промежуточного бункера) – даже 20–25 с. Особняком стоят топки с шахтными мельницами, транспортное время которых может достигать 100–250 с.

Постоянная времени топки  $T_t$ , характеризующая инерционность топки после воспламенения топлива, сильно зависит от степени экранирования топки. Чем больше степень экранирования, тем меньше постоянная времени процесса повышения температуры в ней. В газомазутных топках стенки топочной камеры почти полностью экранированы, и повышение температуры в них происходит с постоянной времени 2–5 с. Обычно рекомендуется принимать значение  $T_t$  для этих топок равным 4 с. В пылеугольных котлах с сухим шлакоудалением  $T_t = 7–10$  с, а в котлах с трудновоспламеняющейся пылью может достигать 20–25 с из-за наличия огневых поясов.



#### 4.9.4. Колебания давления в котле

В условиях установившегося режима работы котла происходят непрерывные колебания давления около его среднего значения.

С одной стороны, колебания вызываются некоторой нестабильностью процесса горения и генерации пара, т.к. вследствие несовершенства механизмов подачи топлива, воды и воздуха происходят непрерывные колебания давления газового или мазутного топлива в газомазутных котлах, пульсация питателей пыли в пылеугольных котлах, изменения подачи первичного воздуха и питательной воды, неравномерная работа тягодутьевых установок.

С другой стороны, колебания обусловлены непрерывными флуктуациями нагрузки, которые не регулируются ввиду их малости. Так как тепловыделение топки остается при этом практически неизменным, а если даже изменяется в силу указанных выше причин, то часто не в нужном направлении, усиливая нарушения теплового баланса и увеличивая амплитуду этих колебаний. Обычно эти колебания нагрузки компенсируются за счет аккумулированной теплоты, вследствие чего и возникают колебания давления.

Колебания давления обычно не выходят за пределы нечувствительности регуляторов  $\pm (0,5 \dots 1,0 \%)$  и не являются опасными. Недопустимы длительные отклонения одного знака, превышающие  $2 \dots 3 \%$ , т.к. они снижают надежность и ухудшают экономичность не только котла, но и энергоблока в целом.

При длительном повышении давления возникает опасность ускорения ползучести металла в котельных и турбинных элементах, находящихся под воздействием высоких температур, возможны повреждения прокладок паропроводов и прогиб диафрагм турбин, нарушающий их надежную работу.

Длительное понижение давления, с одной стороны, приводит к снижению надежности работы барабанных котлов, ухудшая циркуляцию, и может вызвать ее застой и опрокидывание, а с другой – обуславливает усиленную эрозию последних ступеней турбины из-за повышения влажности пара в них. Также понижение давления приводит к уменьшению КПД турбины. Понижению давления на  $10 \%$  соответствует уменьшение теплоперепада турбины на  $1 \%$  и внутреннего относительного КПД турбины на  $0,5 \%$ .

Кратковременные толчки давления при сбросах и набросах нагрузки в аварийных условиях допускаются в более широких пределах. Так, понижение давления при толчках нагрузки может быть допущено до  $10\text{--}15 \%$  номинального, в зависимости от типа котла. При этом следует

учитывать, что скорость понижения давления должна быть ограничена, иначе может произойти вскипание воды в опускных трубах с нарушением циркуляции или заброс воды в пароперегреватели или даже турбину из-за «набухания» уровня воды в барабане котла.

Резкие повышения давления при сбросах нагрузки опасны для прокладок паропроводов. Поэтому на паропроводах и на котлах устанавливаются контрольные и предохранительные клапаны импульсного типа.

Изменение давления в паровых котлах во всех случаях происходит по экспоненциальному закону:

- при понижении

$$P = P_1 + \Delta P(\exp(-\tau/T_p));$$

- при повышении

$$P = P_1 + \Delta P[1 - \exp(-\tau/T_p)],$$

где  $T_p = \Delta D_{ак} P_0 / (a_1 D_0)$  – постоянная времени экспоненты;  $P_0$  – номинальное давление, МПа;  $D_0$  – номинальная производительность котла, т/ч;  $a_1 = r\rho' / (\rho' - \rho'')$ ,  $r$  – скрытая теплота парообразования, МДж/кг;  $\rho'$ ,  $\rho''$  – плотности воды и насыщенного пара, кг/м<sup>3</sup>.

#### 4.9.5. Скорость изменения давления в котле

Важным показателем переменного режима котла является скорость изменения давления  $dP/d\tau$ , в конечном счете, определяющая значения допустимых скоростей изменения его нагрузки. В переходном режиме после внезапного наброса нагрузки возникает нарушение материального и энергетического баланса в котле:

$$(W - D)d\tau = d(\rho'V' + \rho''V''); \quad (4.1)$$

$$(Wh_{эк} + Q_T + Dh'' + C_M G_M \partial t_M / \partial P)d\tau = d(h'\rho'V' + h''\rho''V'') - VdP, \quad (4.2)$$

где  $W$  – расход питательной воды, кг/с;  $V'$ ,  $V''$  – объемы воды и пара, м<sup>3</sup>;  $h_{эк}$ ,  $h'$ ,  $h''$  – энтальпии воды после экономайзера и воды и пара в состоянии насыщения, кДж/кг;  $C_M, G_M, t_M$  – теплоемкость, кДж/(кгК), масса, кг, и температура, К, металла.

Уравнения (4.1) и (4.2) нелинейные, т.к. плотность пара и воды, а также их энтальпия зависят от давления, однако при малых отклонениях давления, обычно наблюдающихся в эксплуатации, возможна линеаризация этих уравнений без внесения значительных погрешностей в результаты. При линеаризации, т.е. подстановке в уравнения значения функции в стационарном режиме с линейными приращениями и их совместном решении, для искомой скорости изменения давления получа-

ется следующее выражение:

$$d\Delta P^*/d\tau = \Delta Q^*/T_Q + \Delta W^*/T_W - \Delta D^*/T_D - \Delta P^*/T_p, \quad (4.3)$$

где  $\Delta P^* = \Delta P/P_0$ ,  $\Delta Q = \Delta Q/Q_0$ ,  $\Delta W^* = \Delta W/W_0$ ,  $\Delta D^* = \Delta D/D_0$  – относительное изменение соответственно давления, подвода теплоты, расхода питательной воды и пара.

Постоянные времени по теплоте, воде, пару и саморегулированию можно определить следующим образом:

$$T_Q = A_0 P_0 / Q_0; \quad T_W = A_0 P_0 / [(a_2 - \Delta h) W_0];$$

$$T_D = A_0 P_0 / (a_1 D_0); \quad T_p = A_0 / (D_0 \partial h'' / \partial p - W_0 \partial h' / \partial p),$$

где  $\Delta h = h' - h_{эж}$  – недогрев питательной воды в экономайзере, кДж/кг;  $a_1 = r\rho'' / (\rho' - \rho'')$ ;  $a_2 = r\rho' / (\rho' - \rho'')$ ;  $A_0 = a_W V' + a_D V'' + a_M G_M$ ;  $a_W$ ,  $a_D$ ,  $a_M$  – удельная аккумулирующая емкость по воде, пару, кДж/(МПа·м<sup>3</sup>), и металлу, кДж/(МПа·кг), определяются как

$$a_W = \rho' \partial h' + a_1 \partial \rho' / \partial P; \quad a_D = \rho'' \partial h'' + a_2 \partial \rho'' / \partial P; \quad a_M = C_M \partial t / \partial P$$

или по рис. 4.11.

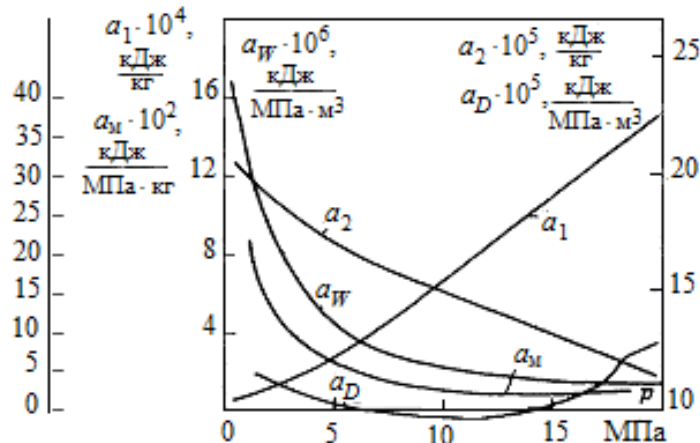


Рис. 4.11. Составляющие удельной аккумулирующей емкости котла

Обычно принимают, что постоянные времени  $T_Q$  и  $T_D$  не меняются при отклонениях давления от номинального. Постоянная времени  $T_W$  стремится к бесконечно большому значению при уменьшении недогрева питательной воды. Это означает, что изменения подачи питательной воды почти не оказывают влияния на давление.

Учитывая, что последним членом уравнения (4.3) можно пренебречь ввиду его малости, максимальную скорость изменения давления, например, при полном сбросе нагрузки можно определить в предположении, что  $\Delta D^* = -1$ . В этом случае подвод теплоты и питательной воды

постоянен, т.е.  $\Delta Q^* = \Delta W^* = 0$ , а т.к.  $T_D$  для котлов различных типов колеблются в пределах 110–420 с, то  $\Delta P_{\max}^* = 1/T_D = (0,002–0,009) 1/\text{с}$ , что соответствует значениям  $dP/d\tau$ , равным для котлов среднего давления 0,6–1,8, а для котлов высокого и сверхкритического давления – 2,4–3,0 МПа/мин.

Для барабанных котлов такие скорости могут оказаться недопустимыми по условиям нарушения циркуляции из-за вскипания воды в опускных трубах и быстрого подъема («набухания») уровня в барабане при сильном вскипании воды в барабане и экранах.

Максимальная скорость падения давления в опускной трубе без вскипания воды определяется по уравнению

$$dP/d\tau = \omega_{\text{оп}} \rho' g [1 - (\xi_{\Sigma}/H) \omega_{\text{оп}}^2 / 2],$$

где  $\omega_{\text{оп}}$  – скорость воды в опускной трубе;  $H$  – высота уровня воды в опускной трубе;  $\xi_{\Sigma}$  – гидравлическое сопротивление опускной трубы.

По условиям кавитации скорость воды в опускных трубах не должна превышать 3 м/с, при этом предельная скорость падения давления не должна быть больше 1,2–1,8 МПа/мин.

Таким образом, предельная скорость падения давления по условию «набухания» уровня для котлов высокого давления составляет 2,4–3 МПа/мин, а для котлов среднего – 0,6–1,8 МПа/мин. Откуда следует, что для котлов высокого давления опасным является закипание воды в опускных трубах, а для котлов среднего – «набухание» уровня в барабане.

Испытания показали, что для прямоточных котлов предельная скорость падения давления составляет 3,5–4,5 МПа/мин по условию расслоения пароводяной смеси в НРЧ.

#### **4.9.6. Скорость изменения нагрузки котла**

В управляемом процессе регулирования путем изменения тепловыделения в топке допустимая скорость повышения нагрузки барабанного котла в первую очередь ограничивается температурным режимом пароперегревателя, т.к. из-за большой аккумулирующей способности рост паропроизводительности отстает от повышения тепловыделений в топке и начинает расти температура пара и металла пароперегревателей. При этом больших изменений давления и его скорости не допускается, и поэтому факторы вскипания воды в опускных трубах и «набухания» уровня в барабане не проявляются.

При большой аккумулирующей способности рост паропроизводительности можно повысить опережающим открытием регулирующих

клапанов турбины при допустимом падении давления пара в котле и неизменных тепловыделениях в топке.

По результатам испытаний для барабанных котлов допустимая скорость повышения паропроизводительности на твердом топливе может составлять 15–25 т/ч в минуту, а на газе до 40 т/ч в минуту.

У прямоточных котлов аккумулирующая способность примерно в три раза ниже, чем у барабанных, поэтому они допускают большую скорость повышения паропроизводительности, которая для разных типов котлов и видов топлива определяется экспериментально, что говорит о том, что прямоточные котлы обладают значительно большей маневренностью, чем барабанные.

Скорость нагружения котлов на скользящем давлении в два раза ниже, чем при постоянном, из-за проявления аккумулирующей способности и снижения расхода пара через пароперегреватели.

#### **4.9.7. Процессы в котле при набросах нагрузки**

При резком (скачкообразном) набросе электрической нагрузки на блок в первое время рост паропроизводительности котла происходит за счет аккумулирующей способности в результате падения давления при резком открытии регулирующих клапанов. Величина и скорость падения давления не должны выходить за допустимые пределы по условиям надежной работы котла.

Предельное понижение давления не рекомендуется допускать больше 10 % от номинального, т.к. это сказывается на надежности работы котла и турбины.

Предельные скорости падения давления в котле при сбросе нагрузки в зависимости от его типа и параметров рассмотрены в разд. 4.9.5, и они определяют *приемистость* котла, характеризующую способность оборудования быстро реагировать на резкое изменение нагрузки. Из-за малой аккумулирующей способности приемистость прямоточных котлов в 2–3 раза выше, чем у барабанных.

#### **4.9.8. Процессы в котле при сбросах нагрузки**

При сбросе нагрузки из-за закрытия регулирующих клапанов и сокращения пропуска пара в турбину растет давление свежего пара. Пропуск пара через турбину снижается с  $D_n$  до  $D_k$ , при этом происходят уплотнение пара в паровом объеме  $V$  котла и паропроводов и повышение его давления. Этот процесс описывается уравнением

$$D_{\text{н}} - D_{\text{к}} d\tau = V \frac{\rho_{\text{н}}}{P_0} dP + \Delta D_{\text{ак}} dP,$$

где  $t$  – время;  $\rho_{\text{н}}$  – начальная плотность пара;  $P_0$  – давление свежего пара;  $\Delta D_{\text{ак}}$  – аккумулирующая способность котла, откуда можно найти повышение давления за время  $\Delta\tau$ :

$$\Delta P = \frac{D_{\text{н}} - D_{\text{к}}}{V \frac{\rho_{\text{н}}}{P_0} + \Delta D_{\text{ак}}} \Delta\tau.$$

Величина роста давления не должна выходить за допустимые пределы. Предельное повышение давления по условиям прочности паропроводов не должно быть больше 8–10 % номинального. При росте давления сначала срабатывает БРОУ для сброса пара в конденсатор, а если давление достигнет предельного, срабатывают предохранительные клапаны.

#### 4.10. Пуск барабанного котла

Растопку котла желательно вести при небольшом числе горелок с обеспечением хорошей подачи воздуха и низкой теплонапряженности топки. Скорость увеличения давления пароводяной среды при растопке регулируют изменением сопротивления растопочной линии и тепловыделения в топке. В начальный момент воздух с паром выпускают через воздушник на барабане, затем его закрывают и воздух с паром выпускают через воздушники перед ГПЗ котла.

При растопке контролируют разность температур верх–низ барабана (40–50°С) для предупреждения прогиба.

Для котлов барабанного типа высокого давления время растопки определяется по скорости повышения температуры насыщения  $< 2$  °С/мин.

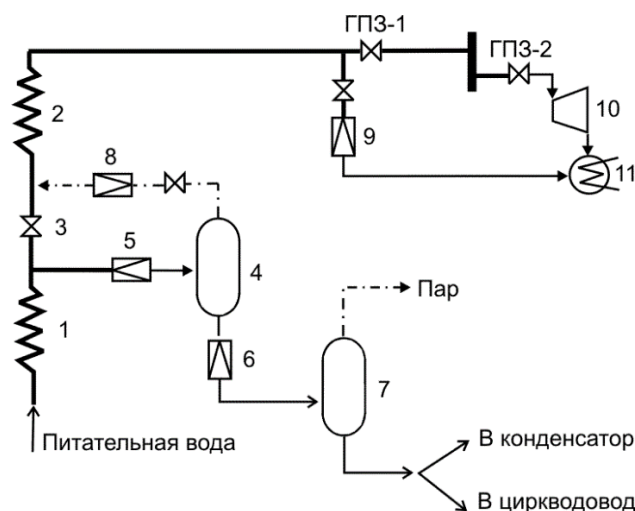
При пуске этих котлов охлаждающие расходы пара через пароперегреватель в начале растопки не должны быть менее 5 % от номинального значения, и менее 20 % при достижении давления в барабане 8 МПа.

#### 4.11. Сепараторный пуск прямоточного котла

Сепараторный пуск положен в основу технологии пусков из различных тепловых состояний котла и турбины на скользящих параметрах.

Пусковая схема (рис. 4.12) имеет 2 обязательных элемента: ВЗ - встроенную задвижку, ВС - встроенный сепаратор. Встроенная задвижка 3 делит водопаровой тракт котла на две части, отсекая парогенери-

рующую 1 от пароперегревательной 2.



#### 4.12. Принципиальная схема сепараторного пуска прямоточного котла:

1 – испарительные экраны; 2 – пароперегреватели; 3 – встроенная задвижка; 4 – встроенный сепаратор; 5, 6, 8 – дроссельные регулирующие клапаны; 7 – растопочный расширитель; 9 – БРОУ; 10 – турбина; 11 – конденсатор.

В стартовый период пуска принимают расход топлива 14–15 % номинального, при таких низких расходах топлива температура металла ширм и пароперегревателя не превышает 600 °С и они работают в безрасходном режиме без опасности пережога.

В начальный период при закрытой ВЗ 3 проводят прокачку среды только через испарительные экраны 1 до встроенной задвижки в сепаратор 4, где происходит разделение среды на сухой пар и воду. Пока не будет достигнут стабильный 10 % выход пара в ВС вся среда через клапан 6 сбрасывается в РР 7.

На этом этапе при температуре 180 °С проводят горячую отмывку испарительных экранов со сбросом воды после РР 7 в циркуловод.

При достижении 10% выхода пара в ВС открывается клапан 8 и пар подается в ПП.

Полученный в ВС 4 насыщенный пар используется для прогрева пароперегревателя 2, паропроводов и турбины. Давление этого пара регулируется клапаном 8. Вода после ВС 4 проходит вторую ступень расширения - растопочный расширитель 7, откуда пар отводится в конденсатор или на собственные нужды, а вода либо сбрасывается в циркуловод (при низком качестве) или отводится в конденсатор.

Параметры среды во встроенном сепараторе 4 регулируются клапанами 5, 6 и 8.

Для стабилизации теплогидравлического режима в испарительных экранах поддерживают постоянное рабочее давление.

Вода из растопочного расширителя 7 в зависимости от ее качества может сбрасываться в циркуляционный водовод или баки загрязненного конденсата (БЗК), а после достижения необходимого качества в конденсатор 11, пар поступает на прогрев турбины 10 или на собственные нужды.

После достижения температуры среды перед встроенной задвижкой 410 °С и выравнивания давлений перед и после ВЗ 3 она открывается и котел переводится на прямоточный режим, после чего растопочный узел отключается.

Указанная схема пуска имеет следующие преимущества:

- в промежуточный пароперегреватель подают пар в количестве до 12–14 % растопочного расхода среды, которого достаточно для толчка ротора;
- с помощью дроссельных устройств 5 и 8 можно поддерживать любое давление перед турбиной в процессе пуска, таким образом, становится возможным пуск турбины на скользящих параметрах пара;
- в пароперегреватель не выносятся соли и продукты коррозии; они оседают во встроенном сепараторе, растопочном расширителе и вымываются из этих элементов с конденсатом.

#### **4.12. Аварийный останов котла**

**Немедленный останов котла** в соответствии с ПТЭ производится при следующих случаях:

- а) выхода из строя всех расходомеров питательной воды прямоточного котла;
- б) прекращения действия всех питательных устройств (насосов);
- в) недопустимого повышения давления в пароводяном тракте котла;
- г) прекращения действия более 50% предохранительных клапанов;
- д) недопустимого повышения или понижения давления в тракте прямоточного котла до встроенных задвижек;
- е) разрыва труб пароводяного тракта или обнаружения трещин, вспучин в основных элементах котла, коллекторах, паропроводах;
- ж) погасания факела в топке;
- з) отключения всех дымососов или дутьевых вентиляторов;
- и) взрыва в топке, взрыва или загорания горючих отложений в газоходах и золоулавливающей установке;
- к) прекращения расхода пара через промежуточный пароперегреватель;
- л) пожара, угрожающего персоналу, оборудованию или цепям дистанционного управления отключающей арматуры, входящей в схему



защиты котла;

м) исчезновения напряжения на устройствах дистанционного и автоматического управления или на всех контрольно-измерительных приборах;

н) разрыва мазутопровода в пределах котла

о) недопустимом повышении или понижении уровня в барабане котла.

### Вопросы для самопроверки

1. Из каких компонентов состоит органическое топливо?
2. Какое топливо называется условным?
3. Какие характеристики топлива определяют устойчивость процесса горения?
4. Какой способ сжигания топлива является основным для энергетических котлов ТЭС и почему?
5. Какие факторы определяют минимальную нагрузку котла?
6. Почему расход питательной воды через испарительные экраны прямоточного котла должен быть не меньше 30 % номинального?
7. Почему для высокосернистых топлив нагрузка 50 % часто является минимально допустимой?
8. Какие факторы определяют максимальную нагрузку котла?
9. Что понимают под аккумулярующей способностью котла?
10. Что происходит в пароводяном тракте котла при изменении давления?
11. Какие факторы определяют аккумулярующую способность котла?
12. Почему барабанные котлы имеют более высокую аккумулярующую способность, чем прямоточные?
13. Чем опасна работа котла с недопустимыми отклонениями давления пара от номинального?
14. Чем опасны большие скорости падения давления пара в котле?
15. Почему прямоточные котлы более маневренны, чем барабанные?
16. Что происходит в котле при резком набросе нагрузки на блок?
17. Что происходит в котле при резком сбросе нагрузки на блок?
18. Как пускают барабанные котлы?
19. Как пускают прямоточные котлы?
20. Когда требуется немедленный аварийный останов котла?

## 5. ТУРБИНЫ ТЭС

### 5.1. Конструкция турбины

Турбина является тепловым двигателем *роторного* типа. Турбины по сравнению с другими типами тепловых двигателей (паровыми машинами, двигателями внутреннего сгорания) имеют ряд существенных преимуществ, к которым относятся: постоянная частота вращения ротора, возможность получения частоты вращения, одинаковой с частотой вращения электрогенератора, экономичность работы и большая концентрация единичных мощностей в одном агрегате. На ТЭС применяют паровые и газовые турбины. Паровые турбины имеют такие важные достоинства, как использование глубокого вакуума в конденсаторе, возможность применения любых видов топлива. Поэтому паровая турбина является основным типом теплового двигателя, служащего для привода электрических генераторов ТЭС, а также АЭС.

Преобразование энергии пара в турбине происходит последовательно в два этапа. Сначала тепловая энергия пара или газа преобразуется в процессе его расширения в соплах в кинетическую энергию потока, затем кинетическая энергия потока преобразуется на рабочих лопатках в механическую энергию вращения ротора.

Устройство простейшей одноступенчатой турбины активного типа приведено на рис. 5.1.

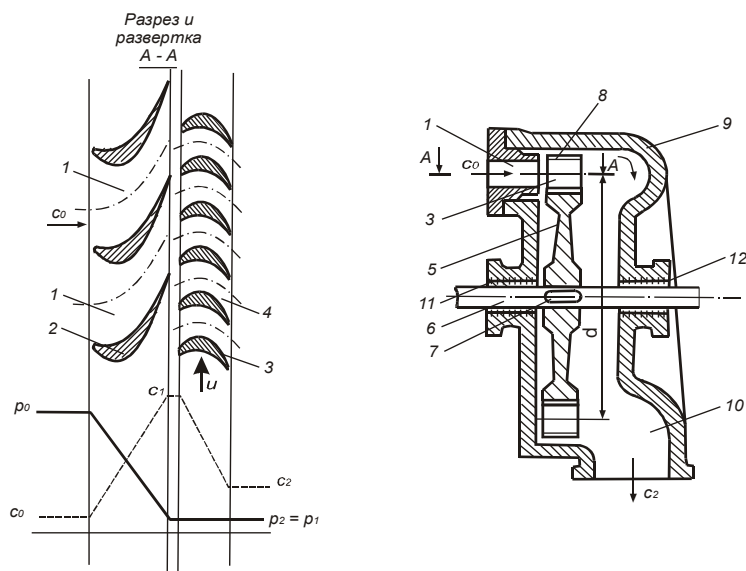


Рис.5.1. Схема конструкции одноступенчатой активной турбины:  
1 – сопла; 2 – сопловые лопатки; 3 – рабочие лопатки; 4 – рабочие каналы; 5 – диск;  
6 – вал; 7 – осевая шпонка; 8 – бандажная лента; 9 – корпус турбины; 10 – выхлопной патрубок; 11, 12 – переднее и заднее концевые уплотнения турбины;  $d$  – средний диаметр ступени;  $p$  и  $c$  – давление и скорость пара.



Экономичность преобразования энергии в решетках турбинной ступени характеризуется *относительным лопаточным КПД*

$$\eta_{ол} = \frac{\bar{H}_0 - \Delta h_c - \Delta h_p - \Delta h_{вс}}{\bar{H}_0}$$

Все потери энергии в ступени характеризует *относительный внутренний КПД*

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{\bar{H}_0} = \frac{\bar{H}_0 - \Delta h_c - \Delta h_p - \Delta h_{вс} - \Delta h_{ут} - \Delta h_{тр} - \Delta h_{парц} - \Delta h_{вл}}{\bar{H}_0}$$

Для расхода пара  $G$ , кг/с, внутренняя мощность ступени в кВт

$$N_i = G \cdot \bar{H}_0 \cdot \eta_{oi} = G \cdot \bar{H}_i$$

Наибольшее влияние на величину потерь и КПД оказывает отношение скоростей  $x_\phi = u/c_\phi$ . Зависимости потерь и КПД  $\eta_{ол}$ ,  $\eta_{oi}$  от  $u/c_\phi$  для турбинной ступени показаны на рис. 5.3.

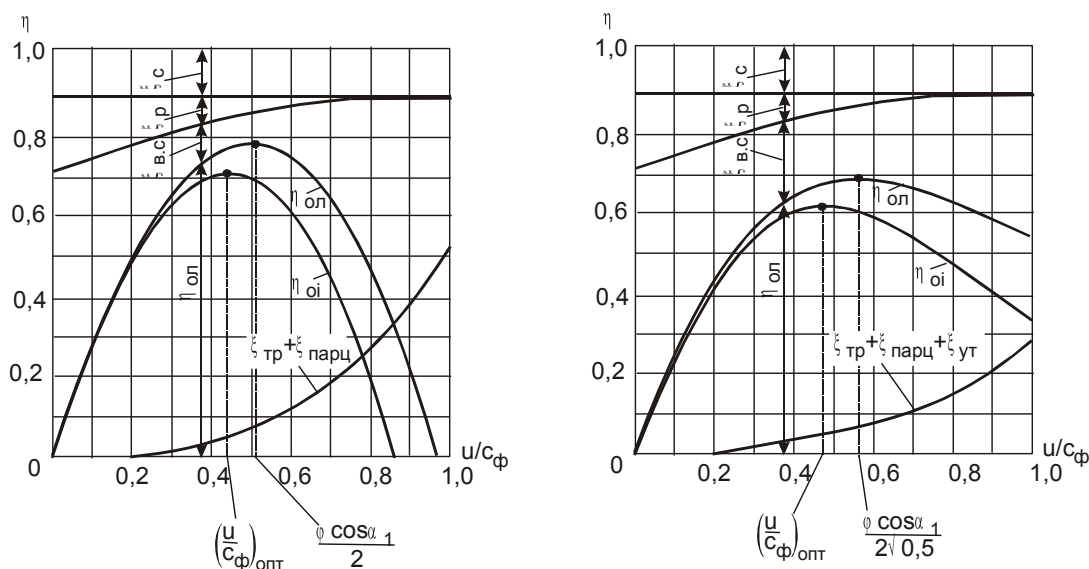


Рис. 5.3. Зависимости потерь и КПД  $\eta_{ол}$  и  $\eta_{oi}$  от  $u/c_\phi$  :

*а* – для активной ступени; *б* – для ступени с реактивностью  $\rho=0,50$

### 5.3. Многоступенчатые турбины

Современные мощные турбины имеют многоступенчатую конструкцию. Достоинство многоступенчатых турбин состоит в том, что выбранное число ступеней может обеспечить в каждой из них такие ско-

рости, которые позволяют получить наивысший КПД. Кроме того, преимуществом многоступенчатых турбин является возможность выполнения камер отбора пара для регенеративного подогрева питательной воды, а также для теплофикации, что способствует повышению тепловой экономичности турбинной установки в целом. Эти турбины можно выполнить с промежуточным перегревом пара.

В каждой ступени многоступенчатой турбины происходят такие же процессы превращения энергии, как и в одноступенчатой турбине: в соплах уменьшается давление и увеличивается скорость потока, на рабочих лопатках кинетическая энергия переходит в механическую, а скорость падает. При этом в каждой ступени используется лишь часть энергии рабочего тела. Число ступеней в турбинах бывает от 3 до 30 и более.

Процесс расширения рабочего тела (пара) в проточной части многоступенчатой турбины, построенный по отдельным ступеням, и по осредненному значению относительного внутреннего КПД проточной части турбины в целом, показан в  $hs$ -диаграмме на рис. 5.4 *а* и *б*.

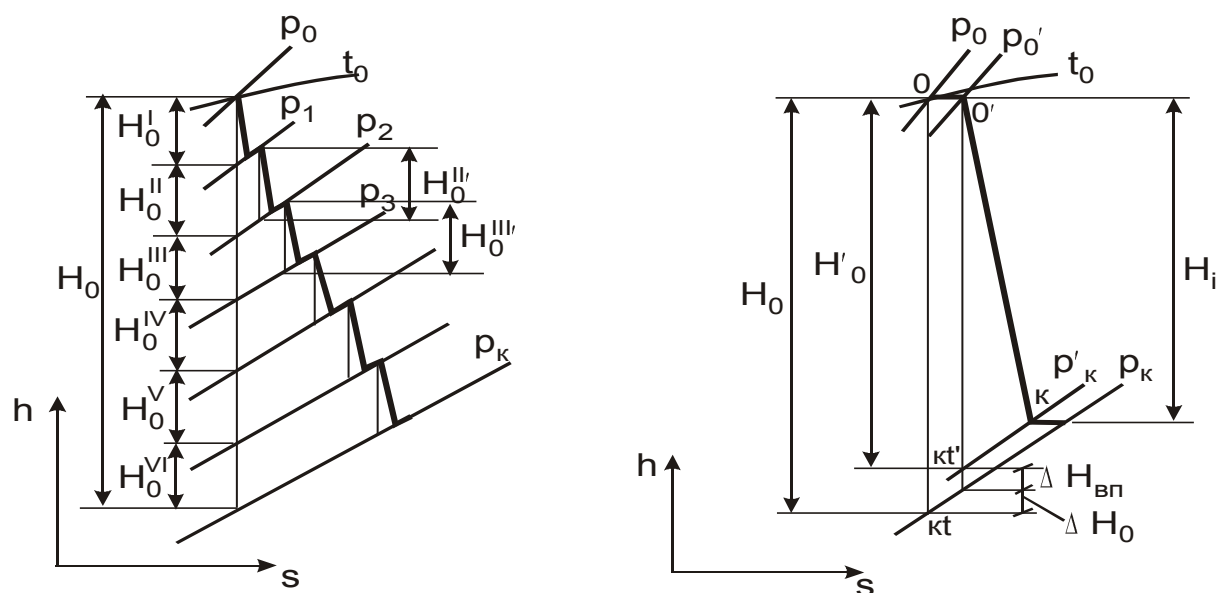


Рис. 5.4. Процессы расширения пара в многоступенчатой турбине в  $hs$ -диаграмме:

*а* – поступенчатый; *б* – приближенный

Линия  $0-kt$  изображает теоретический процесс расширения пара в турбине. Для построения действительного процесса необходимо учесть потери энергии. Все потери энергии в турбине, которые сказываются на состоянии рабочего тела, называются *внутренними*. К ним относятся потери в ступенях (в проточной части турбины), потери от дросселиро-

вания пара на впуске в турбину и на выходе пара в конденсатор.

#### 5.4. Типы и шифры паровых турбин

Турбины делятся на конденсационные и теплофикационные.

Конденсационные турбины предназначены для выработки электроэнергии, имеют только нерегулируемые отборы пара, а отработавший пар отводится в конденсатор.

Теплофикационные турбины предназначены для снабжения потребителей, как электроэнергией, так и теплотой на основе отработавшего в турбине пара. К ним относятся турбины с противодавлением и турбины с регулируемыми отборами пара и конденсатором.

Для турбин *с противодавлением* параметры и расход отработавшего пара задаются внешним тепловым потребителем, и вся выработка электроэнергии идет на этом расходе. Поэтому турбины с противодавлением не могут участвовать в регулировании частоты и мощности.

Турбины *с регулируемыми отборами* пара могут работать по независимым графикам тепловой и электрической нагрузки. Регулируемым называется отбор пара, параметры которого поддерживаются в заданных пределах, независимо от условий работы турбины. Регулируемый отбор пара из турбины, используемый для отопления и кондиционирования воздуха, называют *отопительным*. Регулируемый отбор, предназначенный для обеспечения паром технологических нужд производства, называют *производственным*.

Шифр паровой турбины включает буквенную и числовые части. Буквенная часть указывает тип турбины: К – конденсационная; Р – теплофикационная с противодавлением; П – теплофикационная с производственным отбором пара; Т – теплофикационная с отбором пара для нагрева воды на отопление; ПТ – теплофикационная с двумя регулируемые отборами (производственным и отопительным); ПР – теплофикационная с противодавлением и производственным отбором пара; ТР – теплофикационная с противодавлением и отопительным отбором пара.

В числовой части приводятся значения номинальной/максимальной мощности, МВт; начального давления/давления пара в отборе или противодавления пара, МПа. Для турбин АЭС указывается частота вращения. Также в конце шифра может стоять римская цифра, показывающая номер заводской модификации турбины. В старых шифрах турбин давления приводятся в  $\text{кГс/см}^2$ .

Примеры шифров паровых турбин:

К-800-23,8-II – конденсационная турбина номинальной мощностью 800 МВт с начальным абсолютным давлением пара 23,8 МПа второй модификации;

ПТ-140/165-12,8/1,5 – теплофикационная турбина номинальной мощностью 140 МВт и максимальной 165 МВт с абсолютным начальным давлением пара 12,8 МПа, имеющая отопительный отбор и производственный отбор при давлении 1,5 МПа;

К-1000-5,9/1500-I – конденсационная турбина номинальной мощностью 1000 МВт, начальное давление пара 5,9 МПа, частота вращения 1500 об/мин, первая заводская модификация.

### 5.5. Мощности и КПД турбогенератора

В процессе преобразования подведенной к турбине теплоты можно выделить следующие мощности и КПД турбогенератора. Для упрощения рассмотрим их на примере турбины без отборов и промежуточного перегрева (рис. 5.5).

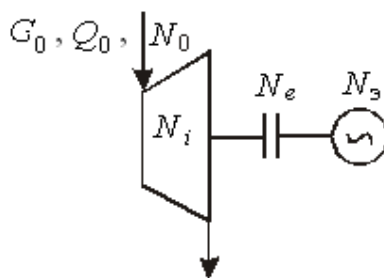


Рис. 5.5. Мощности турбоагрегата

При известном расходе пара на турбину  $G_0$ , кг/с, мощность идеальной турбины  $N_0 = G_0 H_0$ .

Мощность турбины с учетом внутренних потерь меньше идеальной, она называется внутренней мощностью и определяется как

$$N_i = G_0 H_i \eta_{oi}$$

Потери теплоты внутри турбины оцениваются относительным внутренним КПД турбины  $\eta_{oi}$ , который представляет собой отношение внутренней мощности к мощности идеальной турбины (или отношение внутреннего теплоперепада  $H_i$  к располагаемому теплоперепаду  $H_0$ )

$$\eta_{oi} = N_i / N_0 = H_i / H_0 = (h_0 - h_k) / (h_0 - h_{kt})$$

Кроме внутренних потерь, в турбине имеют место внешние (меха-

нические) потери энергии  $\Delta N_m$ , приводящие к снижению мощности турбины, но не влияющие на состояние рабочего тела. Эти потери обусловлены трением ротора в подшипниках, затратами энергии на привод масляного насоса, расположенного на валу турбины, и др. Таким образом, на муфте, соединяющей роторы турбины и генератора, снимается эффективная мощность турбины  $N_e$ ; она меньше внутренней мощности на величину механических потерь в турбине  $\Delta N_m$  и определяется как  $N_e = M_B \omega$ , где  $M_B$  – момент на валу турбины;  $\omega$  – угловая скорость вращения вала

Отношение  $N_e/N_i$  характеризует механические потери турбины, обозначается  $\eta_m$  и называется механический КПД, его значение составляет 0,96...0,995.

Отношение  $N_e/N_0$  характеризует внутренние и механические потери турбины, обозначается  $\eta_{oe}$  и называется относительный эффективный КПД турбины, его значение составляет 0,65...0,87.

Отношение  $N_e/Q_0$  характеризует внешние потери цикла и внутренние и механические потери турбины, обозначается  $\eta_e$  и называется абсолютный эффективный КПД турбины, его значение составляет 0,28...0,47.

Электрическая мощность на клеммах генератора  $N_g = U \cdot I$ , где  $U$  – напряжение,  $I$  – ток, меньше  $N_e$  на величину потерь мощности в электрическом генераторе  $\Delta N_g$ .

КПД электрического генератора  $\eta_g = N_g/N_e$ , его величина находится в пределах 0,96...0,99.

Электрическую мощность можно определить как

$$N_g = N_e \cdot \eta_g = N_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g.$$

Относительный электрический КПД турбины  $\eta_{og} = N_g/N_0$ .

Абсолютный электрический КПД турбоустановки  $\eta_a = N_g/Q_{ту}$ .

Для оценки эффективности работы паротурбинных установок, кроме рассмотренных КПД, используют понятия *удельного расхода теплоты на турбоустановку* ( $q_{ту}$ ) и *удельного расхода пара* ( $d_0$ ), приходящихся на единицу энергии:

$$q_{ту} = \frac{3600 \cdot Q_{ту}}{N_g} = \frac{3600}{\eta_{ту}} \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad d_0 = \frac{3600 \cdot G}{N_g} = \frac{3600}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$



## 5.6. Переменный режим работы турбин

В зависимости от мощности электрического генератора должен изменяться расход пара на турбину. Работу турбоустановки с нагрузкой ниже номинальной называют работой на частичных нагрузках или *переменным режимом*.

Экономичность турбины с уменьшением ее нагрузки значительно снижается, что иллюстрируется рис. 5.6.

Зависимость изменения расхода пара при постоянном начальном давлении и переменном давлении пара за группой ступеней, приведена на рис. 5.7.

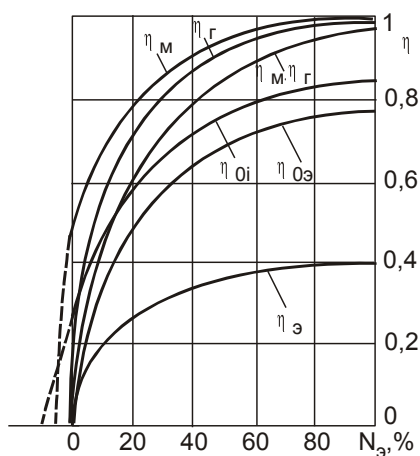


Рис. 5.6. Зависимость КПД турбоагрегата от нагрузки

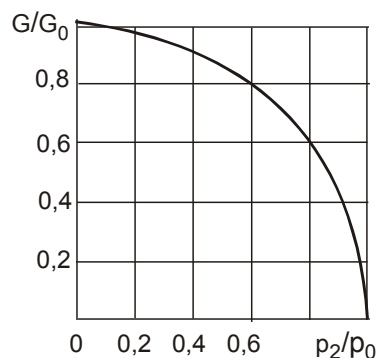


Рис. 5.7. Изменение расхода пара через группу ступеней в зависимости от противодавления ( $p_0 = \text{const}$ ;  $t_0 = \text{const}$ )

## 5.7. Системы парораспределения

Для подачи пара в турбину и изменения его расхода служит система парораспределения. Эта система состоит из регулирующих клапанов и связанных с ними трубопроводов для подвода пара к турбине. Свежий пар при впуске в турбину проходит через регулирующие клапаны (РК), степень открытия которых зависит от необходимого расхода пара. Различают три системы парораспределения: дроссельную, сопловую и обводную.

**Дроссельная система** наиболее проста. Она имеет один или несколько РК, открывающихся или прикрывающихся *одновременно*. При необходимости снижения мощности турбины для уменьшения расхода пара все РК прикрываются и происходит *дросселирование* всего расхода

свежего пара от давления  $P_0$  до давления  $P_0'$ . Этот процесс  $\theta-\theta'$  сопровождается потерей некоторой части располагаемого теплоперепада по сравнению с базовым режимом ( $H_0' < H_0$ ), уменьшением действительного теплоперепада ( $H_i' < H_i$ ) и снижением КПД турбины. Поэтому на частичных нагрузках дроссельное парораспределение неэкономично. Его применяют в турбинах малой мощности либо в мощных турбинах, предназначенных для несения базовой нагрузки, т.к. при полностью открытых клапанах этот тип парораспределения имеет повышенную экономичность.

При *сопловом* парораспределении пар проходит через несколько параллельно работающих клапанов, подводящих пар к соплам первой ступени турбины. Первая ступень называется *регулирующей*, она выполнена с парциальным подводом пара, так как ее сопловая решетка состоит из нескольких групп сопел. Каждый клапан подводит пар к своей группе сопел. При номинальной нагрузке все регулирующие клапаны полностью открыты. При изменениях нагрузки турбины РК открываются или закрываются *последовательно*. В любом режиме частично открыт лишь один РК, остальные полностью открыты или полностью закрыты. Достоинством этой системы является то, что дросселирование пара происходит лишь в одном, частично открытом клапане, поэтому потери от дросселирования в этой системе меньше, чем в дроссельной. К недостаткам следует отнести то, что первая ступень должна быть с парциальным подводом пара, поэтому имеет дополнительные потери и более низкий КПД, чем остальные ступени. Парциальный подвод пара приводит к переменности силы, действующей на рабочие лопатки, и их повышенной вибрации, что снижает надежность работы турбины. Преимущества соплового парораспределения сказываются в турбинах, предназначенных для работы с переменной нагрузкой, на режимах частичного расхода пара, когда дросселируется только часть пара в одном не полностью открытом клапане. При этом турбина имеет более высокий КПД, чем при дроссельной системе.

*Обводное* парораспределение применяется как дополнительное к дроссельной или сопловой системе для обеспечения перегрузки турбины сверх номинальной мощности. При этом часть *свежего пара* подается через дополнительные клапаны к промежуточной ступени турбины с большими проходными сечениями решеток, что позволяет пропустить большой расход пара и создать повышенную мощность.

## 5.8. Изменение параметров в турбине при частичных нагрузках

Характер изменения параметров турбоустановок при изменении расхода пара носит более устойчивый характер и поддается обобщающим аналитическим зависимостям. Важнейшей при этом является зависимость, связывающая расход пара через ступень или группу ступеней турбины с его давлениями до и после ступени или группы ступеней.

В аналитической форме такая зависимость описывается формулой Стодола – Флюгеля

$$\frac{D}{D_0} = \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{P_{10}^2 - P_{20}^2}} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}, \quad (5.1)$$

где  $D$  – расход пара через ступень или группу ступеней, кг/с;  $P_1$  и  $P_2$  – давление пара до и после группы ступеней;  $T_1$  – абсолютная температура пара перед ступенью. Индекс «0» относится к расчетному режиму.

Соотношение (5.1) справедливо для суживающихся решеток в докритической области при наличии в группе больше 3 ступеней.

Конденсационную турбину можно рассматривать как группу ступеней, для которой  $P_2 = P_k$ , где  $P_k$  – давление в конденсаторе. Тогда можно пренебречь  $P_2$ , и выражение (5.1) принимает более простой вид:

$$\frac{D}{D_0} = \frac{P_1}{P_{10}} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}. \quad (5.2)$$

Из (5.2) можно определить, что, изменяя температуру острого пара, например с 580 до 540 °С (для турбины К-300-240 ЛМЗ), можно увеличить пропускную способность с 930 до 975 т/ч.

В то же время температурная поправка в (5.2) во многих случаях близка к единице, и ею можно пренебречь; тогда

$$P_1 = P_{10} \frac{D}{D_0}. \quad (5.3)$$

Из выражения (5.3) следует, что давление пара перед ступенью или группой ступеней пропорционально пропуску пара через эту ступень или группу ступеней.

В конденсационной турбине формула Стодола – Флюгеля позволяет определить изменение параметров пара в турбине от выхода из регулирующих клапанов до последнего отбора перед конденсатором.

В теплофикационных турбинах (в режимах регулирования давления в отборах) необходимо пользоваться только полной формулой Стодола – Флюгеля (5.1) и по отдельным частям турбины.

Давление пара в конденсаторе определяется характеристикой конденсатора и зависит от расходов пара и охлаждающей воды, а также от температуры охлаждающей воды на входе. Эта характеристика получается экспериментальным путем на основе испытаний.

Изменение расхода пара на турбину для регулирования мощности производится с помощью системы парораспределения. В паровых турбинах в основном применяются дроссельная и сопловая системы парораспределения. Их устройство и процессы работы подробно рассматриваются в курсе турбин.

### 5.9. Способы регулирования мощности турбины

Экономичность турбины, скорость изменения ее мощности и пусковые характеристики сильно зависят от способа регулирования мощности, т.е. от системы парораспределения.

Регулирование мощности турбины, а значит и блока в целом может производиться изменением расхода пара  $D$ , подаваемого в турбину при постоянстве его параметров перед стопорным клапаном турбины (на постоянном давлении) или изменением расхода и параметров пара за котлом путем регулирования давления в котле и режима топки (на скользящем давлении).

***Работа на частичных нагрузках при постоянном давлении.*** При работе на частичных нагрузках расход пара на турбину снижается. При дроссельном парораспределении весь поток пара дросселируется в регулирующих клапанах. Процесс расширения пара смещается вправо по отношению к этому процессу при номинальном режиме (рис. 5.8, а), в результате срабатываемый теплоперепад уменьшается, снижается экономичность работы.

При использовании соплового парораспределения и постоянного давления перед клапанами наибольшим нагрузкам подвергается регулирующая ступень. Процесс расширения пара при постоянном давлении перед турбиной и сопловом парораспределении представлен на рис. 5.8, б. В этом случае процесс расширения пара в регулирующей ступени турбины можно условно (приближенно) изобразить как расширение двух потоков: а) идущего через полностью открытые клапаны (процесс расширения  $O-A$ ); б) идущего через частично открытый клапан (процесс расширения  $O-O'-A'$ ).

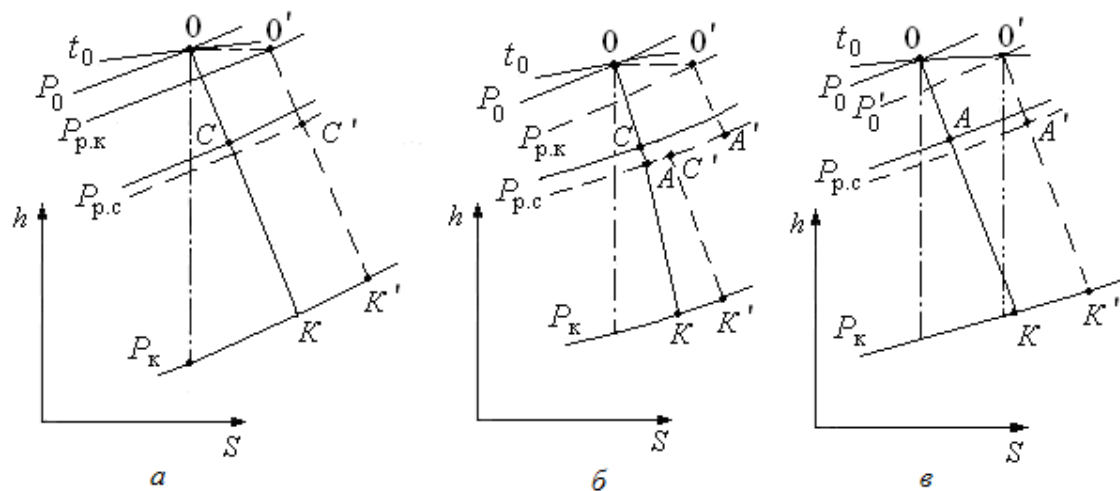


Рис. 5.8. Процессы расширения пара в турбине при частичной нагрузке:

*a* – дроссельное парораспределение при постоянном давлении; *б* – сопловое парораспределение при постоянном давлении; *в* – работа на скользящем давлении; ——— номинальный режим; — — — частичная нагрузка.  $P_{p.c}$  – давление за регулирующей ступенью;  $P_{p.k}$  – давление за регулирующими клапанами

Первый поток дросселированию не подвергается. Второй поток дросселируется в зависимости от степени открытия клапана. В камере регулирующей ступени оба потока перемешиваются, параметры их выравниваются и становятся равными параметрам смешения (точка  $C'$ ), далее процесс расширения идет из точки смешения линии  $C'-K'$ .

При использовании режима с постоянным давлением вследствие дросселирования происходит снижение температуры пара, причем оно может быть довольно значительным. На рис. 5.9 показано изменение температуры пара в камере регулирующей ступени в процессе разгрузки при постоянном и скользящем давлениях. Из рис. 5.9 видно, что при работе в режиме постоянного давления и снижении нагрузки на 50 % температура пара за регулирующей ступенью снизится почти на 70 °С.

Циклическое изменение нагрузки, при работе турбины в пиковом или полупиковом режиме, вызывает постоянные изменения температуры металла ротора и корпуса турбины в зоне регулирующей ступени, что приводит к дополнительным термическим напряжениям и малоцикловой усталости металла, а значит и к снижению надежности.

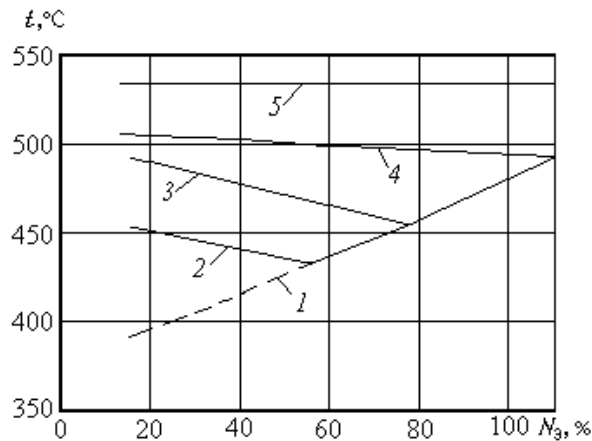


Рис. 5.9. Изменение температуры пара в камере регулирующей ступени турбины при регулировании нагрузки: 1 – при постоянном начальном давлении; 2 – при скользящем начальном давлении с нагрузкой 60 %; 3 – при скользящем давлении после закрытия первой группы клапанов; 4 – при скользящем давлении во всем диапазоне нагрузки; 5 – температура пара на входе в турбину

**Работа на частичных нагрузках с использованием регулирования на скользящих параметрах.** В этом режиме регулирующие клапаны турбины находятся в полностью открытом положении, а в качестве регулирующего органа служит питательный насос. Начальное давление снижается за счет уменьшения подачи питательной воды насосом. При этом начальная температура пара перед турбиной остается постоянной.

Процесс расширения пара в турбине при скользящем давлении представлен на рис. 5.8, в. При этом процесс расширения пара при новом давлении  $P_0'$  идет по линии  $O'-A'-K'$ .

При скользящем давлении начальная энтальпия даже возрастает, температуры пара в камере регулирующей ступени (в проточной части и на выходе из ЦВД) остаются более высокими.

На рис. 5.9 видно, что температура пара в камере регулирующей ступени практически не меняется во всем диапазоне изменения нагрузки, поэтому надежность турбоагрегата при этом режиме работы выше. На энергоблоках с промежуточным перегревом пара температура его за ЦВД более высокая, что позволяет легче регулировать температуру пара промежуточного перегрева. При работе котла на сниженной нагрузке и скользящих параметрах происходит смещение зоны начала парообразования. Она может сместиться из конвективной зоны в нижнюю радиационную часть топочной камеры, что неблагоприятно сказывается на надежности работы поверхностей нагрева котла. Значительный выигрыш в эффективности использования скользящего давления даст и снижение собственных нужд питательного насоса.

На рис. 5.10 приведена зависимость мощности, потребляемой питательным насосом блока мощностью 300 МВт, от изменения нагрузки и различных способов регулирования. Как видно из рисунка, использование скользящего давления позволяет снизить мощность привода питательного насоса (при разгрузке до 50 %) более чем на 1 МВт. Недостатком регулирования на скользящем давлении является снижение приемистости блока. В этом случае приемистость блока целиком определяется приемистостью котла, инерция которого весьма значительна и измеряется минутами. Поэтому энергоблоки, которые эксплуатируются на скользящем давлении, не могут участвовать в регулировании частоты в сети, когда изменение мощности должно происходить в течение нескольких секунд.

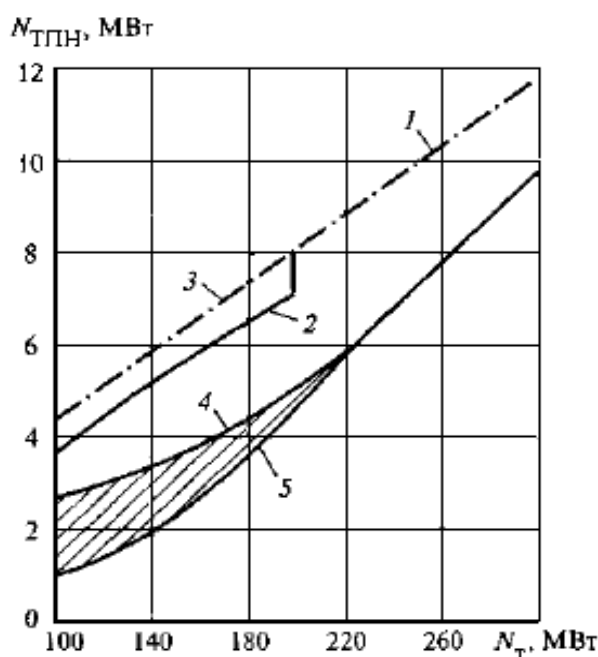


Рис. 5.10. Зависимость мощности турбопривода питательного насоса от мощности турбогенератора: 1 — располагаемая мощность турбопривода при питании деаэратора от четвертого отбора турбины; 2 — то же при питании деаэратора от третьего отбора турбины; 3 — то же при питании деаэратора от постороннего источника пара; 4 — требуемая мощность турбопривода при работе блока с двумя корпусами котла при номинальном давлении свежего пара; 5 — то же при скользящем давлении свежего пара

**Комбинированный способ регулирования.** Под комбинированным способом регулирования понимаются работа при постоянном начальном давлении до момента полного закрытия чаще всего одной из групп регулирующих клапанов и переход на скользящее давление при дальнейшем понижении нагрузки. Этот способ, обладая высокой экономич-

ностью, обеспечивает лишь небольшие колебания температур в регулирующей ступени.

Изменение КПД регулирующей ступени для различных режимов работы приведено на рис. 5.11. Как видно из рисунка, наиболее оптимально для всех режимов использование комбинированного регулирования.

Исследования на котлах показали, что при правильном ведении их режимов работы можно в существенном диапазоне изменять давление в пароводяном тракте без снижения надежности, особенно это относится к прямоточным котлам.

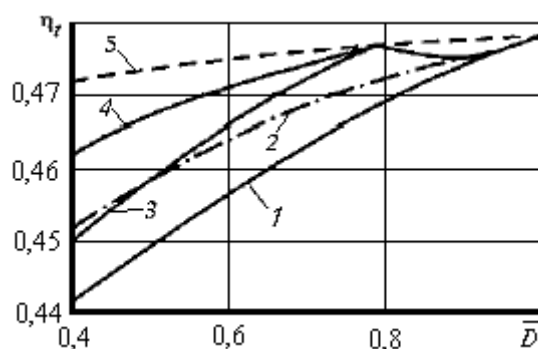


Рис. 5.11. Зависимость термического КПД цикла ПТУ от относительного расхода пара  $D$  и способа регулирования: 1 – дроссельное парораспределение; 2 – регулирование на скользящем давлении; 3 – сопловое реальное парораспределение; 4 – комбинированное регулирование; 5 – сопловое идеальное парораспределение

Применение регулирования скользящим давлением пара (СДП) по тракту прямоточных котлов сверхкритического давления пара (СКД) вызывает дополнительные преимущества, но и имеет серьезные недостатки, которые для наглядности сопоставления сведены в табл. 5.1.

### 5.10. Системы автоматического регулирования турбин

Паровые турбины в энергетике используются в качестве первичных двигателей для привода синхронных электрических генераторов. Так как вырабатываемая электрическая энергия нигде в энергосистеме не аккумулируется, то ее производство в любой момент времени должно соответствовать потреблению. Критерием этого соответствия является постоянство частоты сети – параметра, значение которого в установившемся режиме одинаково для любой точки энергосистемы. Номинальное значение частоты сети в России равно 50 Гц и должно поддерживаться с точностью до 0,1 Гц.



Таблица 5.1

## Сопоставление некоторых достоинств и недостатков применения СДП в прямоточных котлах СКД

Преимущества	Недостатки
1	2
1. Снижение давления по тракту приводит к снижению температуры насыщения пара и увеличению температурного напора в первичном пароперегревателе. Растет перегрев пара	1. Снижение давления приводит к уменьшению приемистости, что особенно нежелательно при аварийных ситуациях, когда необходим быстрый подхват или сброс нагрузки
2. Снижение давления по тракту приводит к росту удельных объемов пара, скорости пара в пароперегревателе, улучшению теплоотдачи и повышению надежности высокотемпературных поверхностей нагрева	2. Снижение давления может привести к локальным нарушениям гидравлического и теплового режимов поверхностей нагрева, гидравлическим и температурным разветкам, расслоению и неравномерному распределению двухфазной среды
3. Снижение давления по тракту приводит к уменьшению напряжений в металле пароперегревателей и позволяет на частичных нагрузках поднять температуру пара, а следовательно и КПД блока	3. Снижение давления приводит к «плавающей» переходной зоне, которая из области низких температур газов может оказаться в высокотемпературной области. Интенсивное выпадение солей в переходной зоне может в этом случае приводить к перегреву металла и снижению надежности котла

Частота переменного тока определяется частотой вращения  $\omega$  приводимого турбиной синхронного генератора и связана с ней соотношением

$$f = p \cdot \omega,$$

где  $p$  – число пар полюсов генератора.

При  $p=1$  частоте  $f=50$  Гц соответствует  $\omega=50 \text{ с}^{-1}$  ( $n=3000$  об/мин). Генераторы, приводимые во вращение тихоходными турбинами с  $\omega=25 \text{ с}^{-1}$ , имеют две пары полюсов, для них  $p=2$ .

Основной задачей регулирования конденсационной турбины является сохранение частоты вращения ротора турбогенератора близкой номинальной при любых изменениях нагрузки.

Для теплофикационных турбин, наряду с поддержанием постоянной частоты вращения ротора турбины ставятся дополнительные условия сохранения неизменных давлений в камерах регулируемых отборов или за турбиной при изменениях тепловой нагрузки.

Для выполнения этих задач турбины снабжаются *системами автоматического регулирования (САР)*.

Рассмотрим свойства турбогенератора как объекта регулирования. На рис. 5.12 представлены кривые изменения крутящего момента  $M_T$  (кривая 1), развиваемого расширяющимся в турбине паром, и тормозящего момента сопротивления на валу генератора  $M_r$  (кривая 2). Моментные характеристики турбины построены для постоянного расхода пара, что при неизменных параметрах пара соответствует определенному открытию регулирующих клапанов.

Установившемся режиму работы, при котором  $M_T = M_r$ , соответствует пересечение моментных характеристик в точке  $a$  при частоте вращения  $\omega_a$ . При изменении нагрузки электрической сети, например при отключении некоторых потребителей, характеристика генератора сместится в положение, определяемое кривой 3. Если параметры пара и положение регулирующих клапанов турбины останутся неизменными, то новый стационарный режим работы турбоагрегата будет в точке  $b$ . Таким образом, турбина и генератор могут переходить от одного устойчивого режима работы к другому без какого-либо воздействия на них. Этот процесс называется *саморегулированием*.

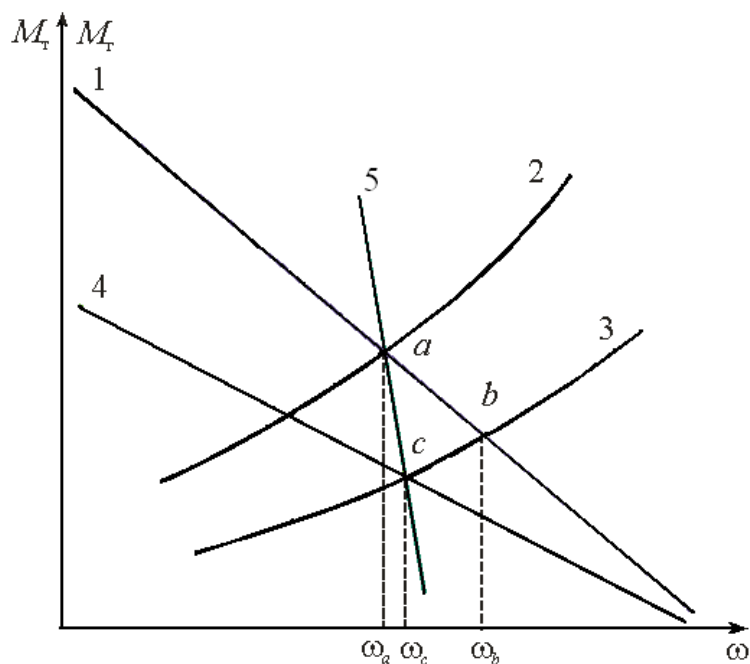


Рис. 5.12. Моментные характеристики турбины (1 и 4) и генератора (2 и 3), статическая характеристика турбоагрегата (5)

При отсутствии САР все возможные установившиеся режимы работы турбоагрегата соответствуют линии 1, которая является в этом случае его статической характеристикой. Необходимо отметить, что возни-

кающие в процессе саморегулирования изменения частоты вращения недопустимо велики в отношении, как качества отпускаемой электроэнергии, так и надежности турбины и генератора.

При нарушении установившегося режима работы угловое движение валопровода турбогенератора описывается уравнением

$$J \frac{\partial \omega}{\partial \tau} = M_T - M_G$$

где  $J$  – суммарный момент инерции валопровода,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $\frac{\partial \omega}{\partial \tau}$  – угловое ускорение валопровода,  $\text{с}^{-2}$ .

Из этого уравнения следует, что восстановление установившегося режима возможно только при изменении одного из моментов  $M_T$  или  $M_G$ . Воздействие на удаленных и рассредоточенных потребителей электрической энергии с целью изменения их мощности практически невозможно, если не считать частотную разгрузку в энергосистеме. Поэтому для регулирования паровых турбин применяется воздействие на момент  $M_T$ , развиваемый паром на рабочих лопатках. Таким образом, при изменении нагрузки сети и смещении моментной характеристики генератора следует также сместить и моментную характеристику турбины (рис. 5.12, кривая 4) изменением расхода пара. Новый равновесный режим работы будет достигнут в точке с частотой вращения  $\omega_c$ , лишь незначительно превышающей  $\omega_a$ .

Все возможные установившиеся режимы работы турбоагрегата при совместном изменении характеристик турбины и генератора определяются линией 5, которая является *статической характеристикой управляемого турбоагрегата*.

Допуская небольшое отклонение частоты вращения от заданного значения, можно использовать его в качестве командного импульса для автоматического управления турбиной. На этом принципе управления по отклонению построены все системы регулирования частоты вращения турбин. Для повышения быстродействия в них могут быть использованы дополнительные импульсы по угловому ускорению или по нагрузке (возмущению).

Рассмотрим принцип действия САР конденсационной турбины на примере простейшей системы прямого регулирования (рис. 5.13).

*Датчиком*, улавливающим изменение частоты вращения, в этой системе является центробежный регулятор скорости (1), вертикальный вал которого приводится во вращение от ротора турбины посредством конической передачи. Рычаг (5) выполняет функцию *передаточного звена*. При изменении частоты вращения грузы РС перемещаются и вы-

зывают перемещение муфты (2), что приводит к изменению положения рычага *a-b*, поворачивающегося вокруг неподвижной точки *c*. В результате происходит перемещение регулирующего клапана (3), служащего **исполнительным механизмом**, и изменяется расход пара на турбину. Положение регулирующего клапана и расход пара на турбину в этой САР жестко связаны с частотой вращения ротора.

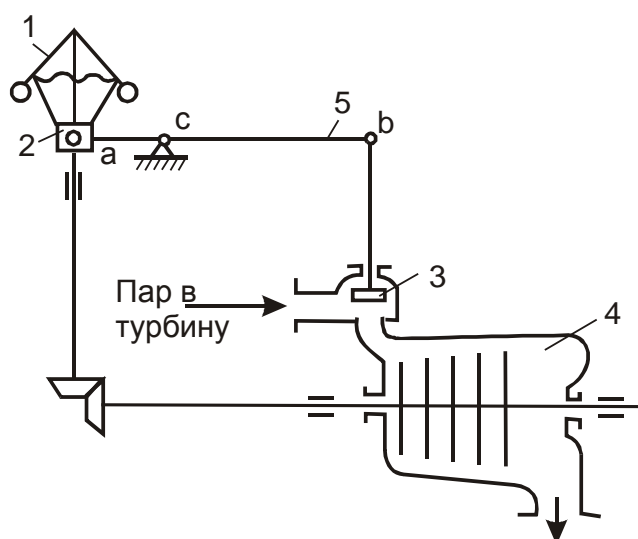


Рис. 5.13. Схема простейшей системы прямого регулирования:  
 1 – регулятор скорости (РС); 2 – муфта РС; 3 – регулирующий клапан; 4 – турбина; 5 – рычаг

Например, увеличение нагрузки на генераторе вызывает торможение ротора и снижение частоты вращения, влекущее за собой уменьшение центробежной силы грузов РС. Под действием пружины грузы будут сходиться, и открывать регулирующий клапан до тех пор, пока не установится новое равновесное состояние, при котором расход пара будет соответствовать нагрузке турбогенератора.

Реальные системы регулирования турбин должны иметь в своем составе **звенья усиления**, расположенные между датчиком и исполнительным механизмом. Это необходимо потому, что усилие, требующееся для перемещения клапанов, при большой массе клапанов и высоком давлении пара очень велико. На рис. 5.14 приведена схема системы регулирования с однократным гидравлическим усилением.

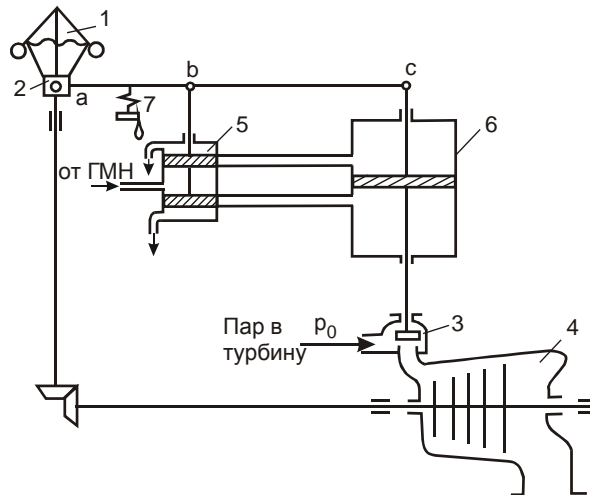


Рис. 5.14. Схема САР с однократным усилением:

1 – регулятор скорости; 2 – муфта РС; 3 – регулирующий клапан; 4 – турбина; 5 – отсечной золотник; 6 – сервомотор; 7 – механизм управления турбиной (синхронизатор);  $bc$  – рычаг обратной связи

Движение штока регулирующего клапана (3) осуществляется посредством масляного гидропривода, называемого *сервомотором* (6). Он представляет собой цилиндр, в котором перемещается поршень. Масло с высоким давлением подается в сервомотор главным масляным насосом (ГМН) через *отсечной золотник* (5). При среднем положении поршни золотника перекрывают доступ масла к обеим полостям сервомотора и его поршень находится в неподвижном положении. Изменение частоты вращения ротора турбины приводит к перемещению муфты (2) регулятора скорости (1), рычаг  $a-b-c$  поворачивается относительно точки  $c$ , перемещение точки  $b$  смещает поршни золотника, при этом масло из напорной линии ГМН поступает в одну из полостей сервомотора, а из другой сливается на всас ГМН. Под давлением масла поршень сервомотора перемещается и перемещает регулирующий клапан, который изменяет расход пара на турбину. Перемещение поршня сервомотора приводит к перемещению точки  $c$ , которая поворачивает рычаг  $a-b-c$  относительно точки  $a$ , при этом перемещение точки  $b$  вернет поршни золотника в среднее положение и процесс регулирования прекратится.

Совокупность установившихся режимов работы турбины и положений органов ее системы регулирования изображается с помощью *развернутой статической характеристики регулирования* (рис. 5.15).

Зависимость перемещения муфты регулятора от частоты вращения  $x = f(\omega)$  в квадранте II диаграммы представляет собой статическую

характеристику регулятора частоты вращения, которая определяется его конструкцией.

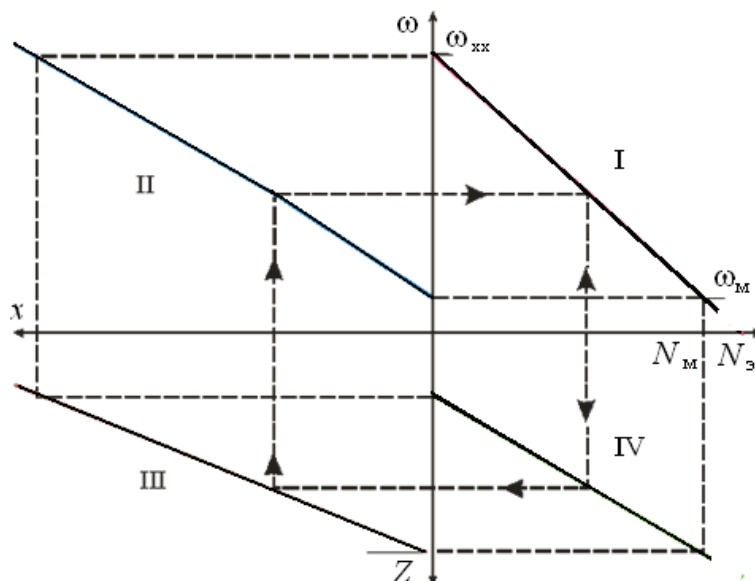


Рис. 5.15. Развернутая статическая характеристика регулирования

Так как на всех установившихся режимах работы отсечной золотник занимает одно и то же среднее положение, в котором он отсекает подвод масла из напорной линии к полостям сервомотора, то положение точки  $b$  (рис. 5.14) оказывается неизменным, а зависимость хода сервомотора от перемещения муфты регулятора  $Z = f(x)$  будет прямолинейной (квадрант III диаграммы).

Наконец, в квадранте IV дана зависимость вырабатываемой электрической мощности от хода сервомотора  $N_3 = f(Z)$ , определяемая при неизменных параметрах пара.

По характеристикам квадрантов II–IV диаграммы простым построением, показанном на рис. 5.15 штриховыми линиями, в квадранте I находим зависимость  $n = f(N_3)$ , связывающую регулируемый параметр (частоту вращения) с мощностью.

Зависимость между частотой вращения и мощностью турбины называется **статической характеристикой** системы регулирования (рис. 5.16). При изменении мощности от 0 до максимального (100 %) значения частота вращения снижается на  $\Delta\omega$ . Угол наклона статической характеристики имеет существенное значение для работы системы регулирования. Он определяется **степенью неравномерности регулирования (статизм)**

$$\delta = \frac{\omega_0 - \omega_{100}}{\omega_{ном}}$$

где  $\omega_0$ ,  $\omega_{100}$  – частоты вращения при нагрузке 0 и 100 %;  $\omega_{\text{НОМ}}$  – номинальная частота вращения (50 Гц).

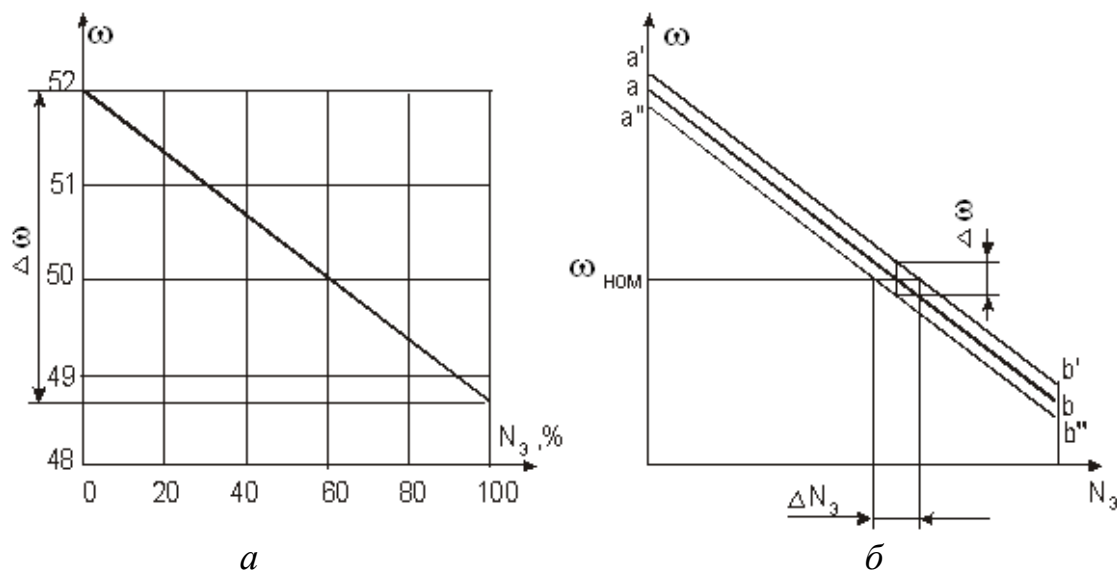


Рис. 5.16. Статические характеристики системы регулирования:  
*a* – упрощенная; *б* – с учетом нечувствительности САР

САР отечественных турбин имеют степень неравномерности (статизм) в пределах 4...5 %. Чем ниже степень неравномерности (меньше угол наклона статической характеристики), тем сильнее система регулирования будет реагировать на изменение частоты тока в сети. Например, при степени неравномерности  $\delta = 4\%$  изменение частоты составляет 2 Гц в диапазоне нагрузки от нуля до 100 %. Изменение частоты на 0,1 Гц приведет к изменению нагрузки турбины на 5 %. Для турбины мощностью 300 МВт это составит 15 МВт, для турбины 800 МВт – 40 МВт.

При значениях степени неравномерности меньше 4 % трудно обеспечить достаточную устойчивость регулирования, а при больших ее значениях ухудшается точность регулирования и возрастает динамическое повышение частоты вращения при сбросах нагрузки. Тем не менее, в современных электрогидравлических системах регулирования мощных паровых турбин имеется возможность оперативно изменять степень неравномерности регулирования в пределах 2...8 %.

Система регулирования работает с некоторой погрешностью из-за наличия сил трения и других сопротивлений. Поэтому действительная статическая характеристика представляет собой не линию  $a-b$ , а область между линиями  $\tilde{a}'-b'$  и  $\tilde{a}''-b''$  (рис. 5.16 б). Нижняя граница этой области соответствует возрастанию мощности, а верхняя – уменьшению мощности. Отношение ширины этой полосы к номинальной частоте

вращения называется **степенью нечувствительности** системы регулирования  $\varepsilon = \Delta\omega/\omega_{\text{ном}}$ .

Нечувствительность означает, что при фиксированной частоте  $\omega_{\text{ном}}$  мощность турбины может произвольно меняться на величину  $\Delta N_3$ . Для САР турбин степень нечувствительности не должна превышать 0,3 %.

Основной вклад в появление нечувствительности вносят силы трения в регуляторах старых конструкций, передаточных механизмах, золотниках, сервомоторах, регулирующих клапанах, люфты в шарнирных соединениях, перекрыши на окнах отсечных золотников.

С ростом нечувствительности процесс регулирования ухудшается, снижается его точность, возможно возникновение автоколебаний. Поскольку степень нечувствительности в значительной мере характеризует совершенство системы регулирования, она регламентируется ГОСТ 13109-87. Для турбин ТЭС мощностью свыше 150 МВт с гидравлическими системами регулирования степень нечувствительности не должна превышать 0,1%. В электрогидравлической системе регулирования с регулятором мощности должно быть обеспечено  $\varepsilon \leq 0,06$  %.

Современная тенденция ужесточения требований по нечувствительности ставит перед конструкторами систем регулирования турбин непростую задачу. Одним из путей ее решения является практически полный отказ от механических связей в системе регулирования и замена их гидравлическими или электрическими.

Степень неравномерности характеризует участие турбогенератора *в первичном регулировании частоты*.

По требованиям правил технической эксплуатации электрических станций, частота тока в сети должна поддерживаться в диапазоне  $f=50\pm 0,1$  Гц.

Для участия в *регулировании частоты* системы регулирования турбин должны обеспечивать возможность изменения нагрузки от холостого хода до максимума при постоянной частоте вращения. Для этой цели каждая САР имеет устройство ручного или дистанционного управления, называемое **механизмом управления турбиной (МУТ)** (поз. 7 на рис. 5.14). Он позволяет изменять открытие регулирующих клапанов независимо от положения регулятора скорости, т.е. частоты вращения. Этот механизм необходим также при синхронизации во время пуска турбины для подгонки частоты вращения ротора турбины к частоте сети, поэтому его называют также **синхронизатором**.

МУТ изменяет положение муфты РС. При таком воздействии вид статической характеристики системы регулирования остается прежним, но она перемещается параллельно самой себе (рис. 5.17).



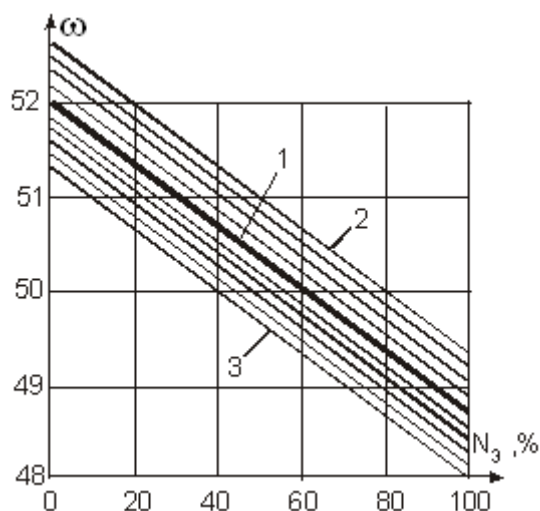


Рис. 5.17. Воздействие МУТ на статическую характеристику САР

Например, САР имеет статическую характеристику в положении 1. Если при неизменной частоте вращения 50 Гц необходимо увеличить нагрузку от 60 до 80 %, необходимо, действуя синхронизатором, перейти на работу по характеристике 2, а чтобы снизить нагрузку от 60 до 40 % – на характеристику 3. В современных САР МУТ может воздействовать не только на характеристику регулятора скорости, но и на характеристику передаточного звена.

Воздействие МУТ на характеристику передаточного звена показано на рис. 5.18.

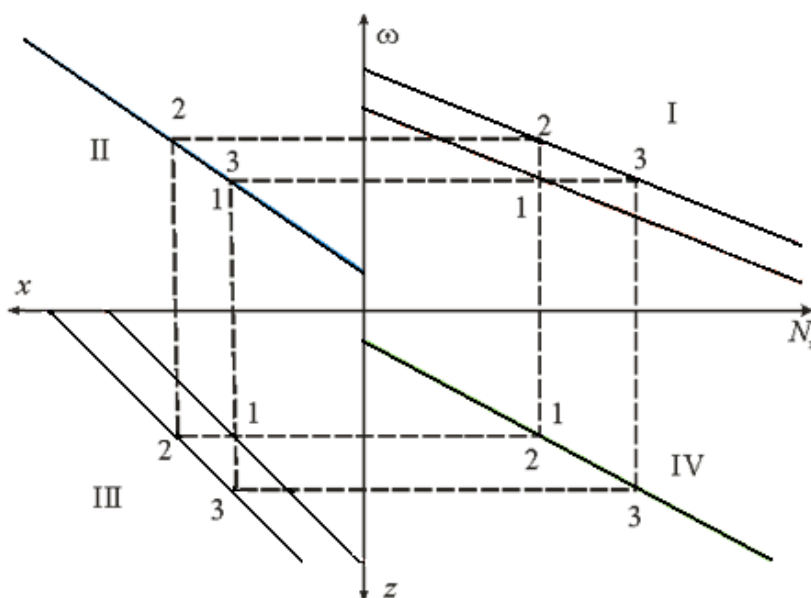


Рис. 5.18. Смещение статической характеристики регулирования воздействием механизма управления турбиной

Рассмотрим воздействие МУТ на статическую характеристику системы регулирования. Пусть некоторому установившемуся режиму работы турбины соответствуют точки 1 на развернутой статической характеристике регулирования (рис. 5.18).

Если турбина работает в изолированной сети, то задачей МУТ является установка необходимой частоты в сети, т.к. при изменении нагрузки потребителей на генераторе происходит изменение частоты в соответствии со статизмом. На рис. 5.18 это достигается перемещением характеристики передаточного звена влево, что приводит к смещению статической характеристики регулирования вправо. Процесс регулирования проходит через точки 2. При этом получаем увеличение частоты по сравнению с точкой 1.

Если турбина работает в объединенной энергосистеме, то же воздействие МУТ приведет к возрастанию мощности турбины (режим соответствует точкам 3), т.к. частота в сети при большом числе турбогенераторов практически остается постоянной.

Таким образом, в обоих рассмотренных случаях воздействие МУТ приводит к смещению характеристики передаточного механизма (III квадрант), что, в свою очередь, вызывает смещение статической характеристики регулирования в I квадранте.

При параллельной работе турбоагрегатов в энергосистеме поведение турбин при изменении частоты сети определяется степенью неравномерности их систем регулирования. На рис. 5.19 приведены статические характеристики двух турбин, генераторы которых работают с мощностью  $N_{31}$  и  $N_{32}$  на общую сеть с частотой  $\omega_0$  при этом характеристики проходят через точки 0. При увеличении суммарной нагрузки генераторов на величину  $\Delta N_3$  частота в сети упадет до значения  $n_1$  (точки 1). При этом первая турбина автоматически увеличит нагрузку на  $\Delta N_{31}$ , а вторая – на  $\Delta N_{32}$ . Также видим, что турбина с крутой статической характеристикой меньше реагирует на изменение частоты сети, а турбины с пологой характеристикой будут работать с большими колебаниями нагрузки. Такое изменение частоты называется *первичным регулированием частоты*.

Для того чтобы восстановить частоту сети, необходимо воздействием на механизмы управления обеих турбин сместить их характеристики в новое положение (пунктирные линии, точки 2). Это называется *вторичным регулированием частоты*. Можно также все увеличение нагрузки  $\Delta N_3$  взять на второй турбине (точка 3 на штрихпунктирной линии), при этом на первой турбине останется нагрузка

$N_{э1}$ . Так регулируют мощность и частоту пиковые и базовые электростанции.

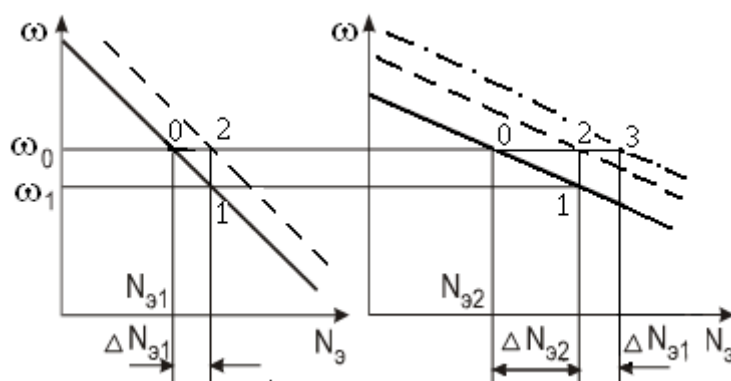


Рис. 5.19. Изменение нагрузки параллельно работающих турбин

При параллельной работе  $m$  турбин при изменении нагрузки сети  $\Delta N_c$  мощность произвольно выбранной турбины  $I$  при первичном регулировании частоты изменится на

$$\Delta N^I = \frac{\Delta N_c}{1 + \sum_{i=2}^m \frac{M_{э.НОМ}^i}{M_{э.НОМ}^I} \cdot \frac{\delta^i}{\delta^I}}$$

Только участие всех параллельно работающих турбин в распределении между собой изменений нагрузки сети  $\Delta N_c$  сразу после ее возникновения, т.е. участие в первичном регулировании частоты, обеспечивает небольшие отклонения частоты сети и в значительной степени надежность работы энергосистемы.

САР современных турбин включают в себя несколько последовательно работающих звеньев усиления с гидравлическими связями. В качестве центробежного регулятора скорости используются бесшарнирные быстроходные (без механической передачи) регуляторы. Кроме центробежных, также применяются гидродинамические регуляторы скорости. Функции датчика в этом случае выполняет центробежный масляный насос (*импеллер*), напор которого пропорционален квадрату числа оборотов.

В системах регулирования современных турбин применяются механический и электрический датчики частоты вращения, электрические датчики активной мощности генератора, датчики давления свежего пара и пара промежуточного перегрева. Исполнительными элементами САР служат гидравлические сервомоторы регулирующих клапанов ЦВД и

ЦСД. Передача воздействий на исполнительные механизмы осуществляется через электрические и гидравлические усилители, причем для передачи воздействий от электрической части САР на гидравлическую имеются два входа: быстродействующий – электрогидравлический преобразователь (ЭГП) и относительно медленнодействующий – механизм управления турбиной (МУТ). В составе электрической части САР имеются блоки удержания турбины на холостом ходу (дифференциатор и релейная форсировка), корректоры для улучшения динамических характеристик регулирования разгрузки турбины по давлению свежего пара для быстродействующего ограничения мощности. Предусматривается также блок регулирования мощности, предназначенный для реализации с высокой точностью статической характеристики САР (частота вращения – мощность) и для управления нагружением турбины при переходных режимах.

Блок-схема САР турбины К-800-240-3 ЛМЗ приведена на рис. 5.20.

### 5.11. Система защит турбин

При любых режимах турбин необходимо обеспечить их надежную работу. Это достигается поддержанием в допустимых пределах ряда параметров, таких как частота вращения и осевой сдвиг ротора, уровень, давление и температура масла в системе смазки, давление в конденсаторе и др. При выходе любого из этих параметров за пределы критические значения должна автоматически сработать соответствующая защита и закрытием быстродействующего стопорного клапана, установленного на линии свежего пара перед регулирующими клапанами турбины, перекрыть подачу пара в турбину.

**Защита по частоте вращения.** Недопустимое повышение числа оборотов ротора может произойти при сбросе нагрузки с отключением генератора от сети и неисправности САР. При этом может произойти отрыв вращающихся элементов ротора с разрушением турбины. Изменение частоты улавливается двумя бойками, встроенными в вал турбины, со смещенным относительно оси вращения центром тяжести. При числе оборотов на 10 – 12 % превышающем номинальное бойки выходят из вала и ударяют в коромысло, которое через систему рычагов открывает слив масла из сервомотора стопорного клапана. Стопорный клапан с большой скоростью перекрывает подачу пара в турбину.

**Защита от недопустимого осевого сдвига ротора** предотвращает возможность задевания элементов ротора о статор при уменьшении осевых зазоров вследствие смещения ротора под действием осевого усилия. Импульс на срабатывание защиты формируется электромагнитным датчиком, который называется *реле осевого сдвига* ротора. Если осевой сдвиг ротора в любую сторо-

ну превышает допустимый предел, подается импульс на закрытие стопорного клапана турбины.

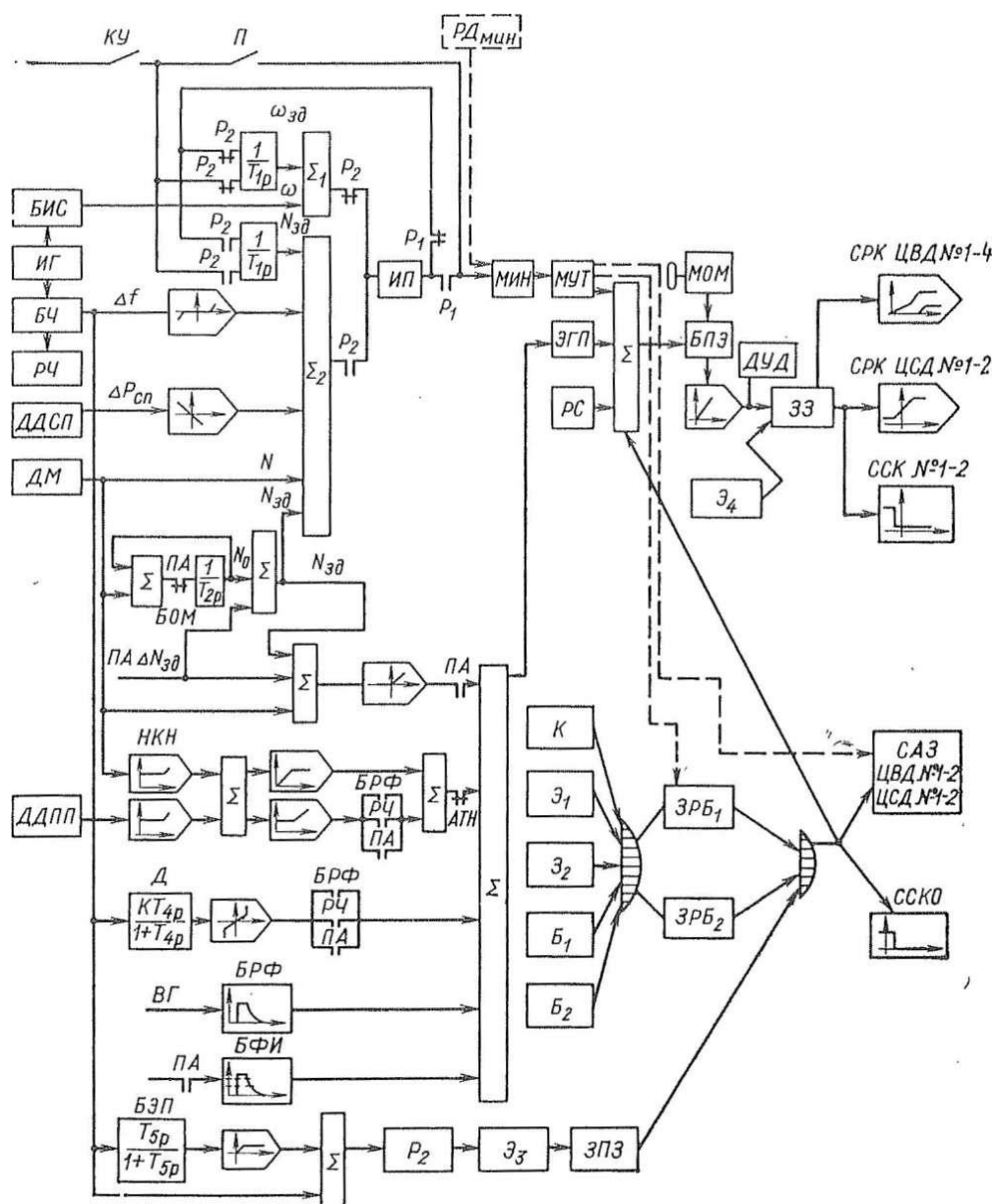


Рис. 5.20. Блок-схема САР турбины К-800-240-3 ЛМЗ:

БИС – блок измерения скорости; ИГ – индукторный тахогенератор; БЧ – блок частоты; РЧ – реле частоты; ДДСП – датчик давления свежего пара; ДМ – датчик мощности; ДДПП – датчик давления в линии промежуточного перегрева; КУ – ключ команд «убавить» – «прибавить»; П – переключатель выбора режима управления; БОМ – быстродействующий ограничитель мощности; НКН – блок начальной коррекции неравномерности; Д – дифференциатор; БРФ – блок релейной форсировки; БФИ – блок формирования импульсов; ПА – противоаварийная автоматика; БЗП – блок предварительной

защиты; АТН – реле, сигнализирующее о повреждении цепей к датчику мощности; ВГ – воздушный выключатель генератора; МУТ – механизм управления турбины; ЭГП – электрогидравлический преобразователь; ИП – импульсный преобразователь; РС – регулятор скорости; К – кнопка отключения турбины; Э – электромагнитные выключатели; Б – бойки регулятора безопасности; ЗРБ – золотник регулятора безопасности; Р – реле; ЗПЗ – золотник предварительной защиты; МОМ – медленно действующий ограничитель мощности; БПЗ – букса промежуточного золотника; ДУД – датчик управляющего давления; ЗЭ – золотник электромагнитного выключателя; ССКО – серводвигатели стопорных клапанов отборов; СРК – серводвигатели регулирующих клапанов; ССК – серводвигатели сбросных клапанов; САЗ – серводвигатели автоматических затворов; Σ – сумматоры; Т – постоянные времени; Р – оператор Лапласа; N<sub>зд</sub> – заданная мощность; ω<sub>зд</sub> – заданная угловая скорость; РД – регулятор давления.

***Защита от недопустимого снижения давления масла в системе смазки*** срабатывает при снижении избыточного давления масла перед подшипниками до 0,03 МПа. Снижение давления масла перед подшипниками уменьшает расход масла через них и ведет к перегреву подшипников с возможностью выплавления баббитовой заливки. Импульс поступает от *реле падения давления* в системе смазки, которое обеспечивает:

- подачу предупредительного сигнала при падении избыточного давления до 0,05 МПа и включение сначала резервного масляного насоса, а затем аварийного насоса с электродвигателем постоянного тока;
- отключение турбины при избыточном давлении перед подшипниками 0,03 МПа.

***Защита от недопустимого повышения давления в конденсаторе*** производит сначала снижение нагрузки турбины, а затем отключение турбины при повышении давления в выхлопном патрубке до критического значения и срабатывании *вакуум-реле*. Повышенное давление в конденсаторе ведет к повышению температуры металла выхлопного патрубка и конденсатора, что вызывает их большие линейные расширения и смещение оси вращения ротора с возникновением сильной вибрации. У конденсационных турбин максимально допустимая температура металла выхлопного патрубка 70 °С, что соответствует давлению в конденсаторе 0,03 МПа.

Защитные автоматы обычно соединяются со звуковыми и световыми сигналами, которые предупреждают персонал о возникновении ненормального режима работы.

## 5.12. Характеристики маневренности турбин

### 5.12.1. Диапазон регулирования нагрузки турбин

Диапазон регулирования нагрузки паровой турбины определяется разницей между ее максимально и минимально допустимыми нагрузками и характеризует надежную работу турбины в автоматическом режиме.

**Минимально допустимая нагрузка** конденсационной турбины определяется суммой вентиляционного расхода пара, обеспечивающего необходимое охлаждение выхлопной части турбины, и минимального расхода пара на нерегулируемые отборы, при котором еще возможна работа регенеративных подогревателей питательной воды.

Повышение температуры хвостовых частей турбины при малых нагрузках объясняется возрастанием турбулентности парового потока при сокращении расхода пара через проточную часть и отклонением струи пара от безударного входа к лопаткам. Чем ближе находится рабочая ступень к выхлопной части турбины, тем большая доля теплоперепада в этой ступени превращается в теплоту, нагревая лопатки и диски. Наименьший вентиляционный расход пара, при котором температура выхлопной ступени еще не достигает 110–120 °С (предельной допустимой для современных турбин), совместно с минимальным расходом пара через регенеративные отборы определяет длительно допустимую минимальную мощность турбины (технический минимум турбины).

Для большинства типов конденсационных турбин этот минимум составляет от 15 до 20 % номинальной мощности. В последнее время разработаны несколько оперативных мероприятий, позволяющих уменьшить нагрузку турбины до нуля, повышая тем самым диапазон регулирования до 100 % (беспаровой моторный режим, охлаждение выхлопной части турбины сторонним паром или впрыском конденсата и др.).

Увеличение **мощности турбины сверх номинальной** возможно за счет повышения расхода пара, или путем увеличения располагаемого теплоперепада, или за счет увеличения обоих этих показателей. Однако при нормальных параметрах пара пропуск пара через турбину не может быть увеличен сверх расчетного, т.к. ограничивается проходным сечением проточной части турбины. Увеличение располагаемого теплоперепада за счет повышения температуры свежего пара недопустимо, поскольку каждые 40 °С повышения отражаются на долговечности и надежности турбины, приводя к уменьшению длительной прочности металла цилиндров среднего и высокого давления на порядок.

Углубление, даже небольшое, вакуума в конденсаторе турбины

требует увеличения расхода электроэнергии на привод циркуляционных насосов, которое может превысить дополнительную выработку энергии, получаемую при этом углублении вакуума.

Остается единственная возможность увеличения располагаемого теплоперепада путем повышения давления свежего пара. Эта мера одновременно позволяет увеличить расход пара через турбину, т.к. при повышении давления пара уменьшается его удельный объем. Каждый процент повышения давления перед турбиной увеличивает ее мощность на полтора процента. Однако и этот способ не может быть рекомендован для длительного использования, поскольку постоянная работа турбины при давлении выше расчетного приведет к ускорению ползучести и недопустимому прогибу диафрагм. Этот способ можно применять лишь кратковременно (в часы пик или в аварийной обстановке) при отсутствии резерва в системе.

Таким образом, коэффициент регулирования паровой турбины, характеризующий допустимый рабочий диапазон изменения ее нагрузок, составляет 80–85 %.

Этот довольно значительный диапазон может быть использован только на ТЭС с поперечными связями, где число котлов, как правило, больше числа турбин и технический минимум единичного котла может быть ниже минимума турбины или равен ему.

Для увеличения диапазона регулирования турбины применяются:

- 1) отключение группы ПВД для подхвата нагрузки выше номинальной;
- 2) работа блока на нагрузке собственных нужд при спаде нагрузки в энергосистеме;
- 3) моторный режим работы турбогенератора для прохождения ночного провала графика нагрузок;
- 4) отключение или ограничение отпуска пара в регулируемые отборы турбин на ТЭЦ для подхвата нагрузки;

### **5.12.2. Скорость изменения нагрузки турбины**

Допустимая скорость нагружения турбины в первую очередь зависит от способа регулирования мощности.

Основным фактором, ограничивающим допустимую скорость изменения нагрузки турбины и энергоблока при регулировании мощности на постоянном давлении, является термическая усталость высокотемпературных деталей (в первую очередь роторов ЦВД и элементов паровпуска и регулирующей ступени), т.к. при изменении положения регулирующих клапанов происходит изменение температуры пара за ними. При большом изменении мощности изменение температуры может со-



ставлять десятки и даже сотни градусов.

Для блоков ЛМЗ допустимы следующие плановые скачки ( $\Delta N$ , МВт) и максимальные скорости ( $\omega$ , МВт/мин) нагрузки:

$$\begin{aligned} \text{К-210-130} & - \Delta N = 50, \omega = 2,5; \\ \text{К-300-240} & - \Delta N = 40, \omega = 2,5; \\ \text{К-500-240} & - \Delta N = 70, \omega = 3,0; \\ \text{К-800-240} & - \Delta N = 140, \omega = 5,0. \end{aligned}$$

При нормальном регулировании нагрузки скорости должны быть в 2 раза ниже.

Скорость нагружения турбины на скользящем давлении зависит только от котла, т.к. происходит при открытых регулирующих клапанах и постоянной температуре на паровпуске.

Турбины обладают значительно большей приемистостью, чем котлы, поэтому приемистость энергоблоков в первую очередь определяется типом котлов и видом сжигаемого топлива.

### 5.13. Переходные режимы работы турбин

При нарушении установившегося режима работы угловое движение валопровода турбоагрегата описывается уравнением

$$J \frac{d\omega}{d\tau} = M_T - M_G,$$

где  $J$  - момент инерции валопровода,  $\frac{d\omega}{d\tau}$  - угловое ускорение валопровода.

Это уравнение можно записать в следующем виде

$$T_\lambda \cdot d\varphi/dt = \lambda_T - \lambda_G,$$

где  $T_\lambda = J \cdot \omega_0 / M_{\text{НОМ}} = J \cdot \omega_0^2 / N_{\text{НОМ}}$  - постоянная времени валопровода;  $\varphi = \Delta\omega / \omega_0$ ;  $\lambda_T = \Delta M_T / M_{\text{НОМ}}$ ;  $\lambda_G = \Delta M_G / M_{\text{НОМ}}$ ; индекс 0 для установившегося режима.

Момент турбины определяется как  $M_T = N_T / \omega = GH_0 \eta_{oi} / \omega$ .

Изменение относительного момента турбины

$$\lambda_T = (1 + \Delta G / G_{\text{НОМ}})(1 + \Delta H_0 / H_{0\text{НОМ}})(1 + \Delta \eta_{oi} / \eta_{oi\text{НОМ}}) / (1 + \varphi) - 1.$$

Влияние паровых объемов на изменение расхода описывается уравнением

$$V d\rho_1/dt = \Delta G_k - \Delta G_1,$$

где  $\Delta G_k$ ,  $\Delta G_1$  - изменения расходов в регулирующих клапанах и входе в

турбину;  $V, \rho_1$  - паровой объем и плотность пара.

Принимаем, что процесс политропный с показателем  $m$ . Тогда  $p_1 \rho_1^{-m} = p_{10} \rho_{10}^{-m}$ , откуда  $dp_1 = (\rho_{10}/m \cdot p_{10}) dp_1$ . В результате получим

$$T_1 \cdot d\pi_1/dt = g_k - g_1,$$

где  $\pi_1 = \Delta p_1/p_{10}$ ;  $g_k = \Delta G_k/G_{\max}$ ;  $g_1 = \Delta G_1/G_{\max}$ ;  $T_1 = V\rho_1/(mG_{\max})$  – постоянная времени переходного процесса.

Расход пара в регулирующих клапанах определяется функцией  $G_k = f(F, p_0, t_0, p_1)$ .

Введем обозначения:  $\mu = \Delta F/F_0$ ;  $\pi_0 = \Delta p_0/p_{00}$ ;  $\theta_0 = \Delta t_0/t_{00}$ ,  $\pi_1 = \Delta p_1/p_{10}$ , где  $F$  – площадь сечения открытия клапана, определяется высотой подъема клапанов  $h$ ;  $p, t$  – давление и температура пара, тогда получим уравнение

$$g_k = (1+\mu) (1+\pi_0) (1+\theta_0) (1-\pi_1) - 1,$$

которое выразим как

$$g_k = \alpha_h \mu + \alpha_{p0} \pi_0 + \alpha_t \theta_0 - \alpha_{p1} \pi_1,$$

где  $\alpha_h = (h_{\max}/G_{\max}) dG_k/dh$ ;  $\alpha_{p0} = (p_{00}/G_{\max}) dG_k/dp_0$ ;  $\alpha_{p0} = (t_{00}/G_{\max}) dG_k/dt_0$ ;  $\alpha_{p1} = (p_{10}/G_{\max}) dG_k/dp_1$ , в результате получим уравнение переходного процесса изменения давления на входе в турбину

$$T_1 \cdot d\pi_1/dt + \pi_1 = \beta_h \mu + \beta_{p0} \pi_0 + \beta_t \theta_0,$$

это уравнение позволяет анализировать переходные процессы по изменению давления и расхода в клапанах и влиянию их на нагрузку турбогенератора и частоту тока.

На переходные процессы в турбине большое влияние оказывают паровые объемы промежуточного перегрева пара и регенеративных и сетевых подогревателей с трубопроводами отборов. Чтобы ограничить их влияние на частоту вращения при сбросах нагрузки на трубопроводах устанавливают отсечные и обратные клапаны. Так, чтобы паром из промперегрева не разогнало турбину, перед ЦСД ставят отсечные клапаны, а чтобы при их закрытии не разорвало трубопроводы, установлены сбросные клапаны в конденсатор. На трубопроводы отбора пара на подогреватели ставят обратные клапаны, причем на мощных турбинах эти клапаны имеют принудительное закрытие.

## 5.14. Аварийный останов турбины

В соответствии с правилами технической эксплуатации турбина должна быть немедленно остановлена персоналом при отказе в работе защит или при их отсутствии в случаях:

- а) повышения частоты вращения ротора сверх уставки срабатывания автомата безопасности;
- б) недопустимого осевого сдвига ротора;
- в) недопустимого изменения положения роторов относительно цилиндров;
- г) недопустимого понижения давления масла (огнестойкой жидкости) в системе смазки;
- д) недопустимого понижения уровня масла в масляном баке;
- е) недопустимого повышения температуры масла на сливе из любого подшипника, подшипников уплотнений вала генератора, любой колодки упорного подшипника турбоагрегата;
- ж) воспламенения масла и водорода на турбоагрегате;
- з) недопустимого понижения перепада давлений «масло-водород» в системе уплотнений вала турбогенератора;
- и) недопустимого понижения уровня масла в демпферном баке системы маслоснабжения уплотнений вала турбогенератора;
- к) отключения всех масляных насосов системы водородного охлаждения турбогенератора (для безинжекторных схем маслоснабжения уплотнений);
- л) отключения турбогенератора из-за внутреннего повреждения;
- м) недопустимого повышения давления в конденсаторе;
- н) недопустимого перепада давлений на последней ступени у турбин с противодавлением;
- о) внезапного повышения вибрации турбоагрегата;
- п) появления металлических звуков и необычных шумов внутри турбины или турбогенератора;
- р) появления искр или дыма из подшипников и концевых уплотнений турбины или турбогенератора;
- с) недопустимого понижения температуры свежего пара или пара после промперегрева;
- т) появления гидравлических ударов в паропроводах свежего пара, промперегрева или в турбине;
- у) обнаружения разрыва или сквозной трещины на неотключаемых участках маслопроводов и трубопроводов пароводяного тракта, узлах парораспределения;

ф) прекращения протока охлаждающей воды через статор турбогенератора;

х) недопустимого снижения расхода охлаждающей воды на газоохладители;

ц) исчезновения напряжения на устройствах дистанционного и автоматического управления или на всех КИП;

ч) возникновения кругового огня на контактных кольцах ротора турбогенератора, вспомогательного генератора или коллекторе возбуждателя;

ш) отказа программно-технического комплекса АСУ ТП, приводящего к невозможности управления всем оборудованием турбоустановки или его контроля.

Необходимость срыва вакуума при отключении турбины должна быть определена местной инструкцией в соответствии с указаниями завода-изготовителя.

В местной инструкции должны быть даны четкие указания о недопустимых отклонениях значений контролируемых величин по агрегату.

Турбина должна быть разгружена и остановлена в период, определяемый техническим руководителем электростанции (с уведомлением диспетчера энергосистемы), в случаях:

а) заедания стопорных клапанов свежего пара или пара после промперегрева;

б) заедания регулирующих клапанов или обрыва их штоков; заедания поворотных диафрагм или обратных клапанов отборов;

в) неисправностей в системе регулирования;

г) нарушения нормальной работы вспомогательного оборудования, схемы и коммуникаций установки, если устранение причин нарушения невозможно без останова турбины;

д) увеличения вибрации опор выше  $7,1 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ ;

е) выявления неисправности технологических защит, действующих на останов оборудования;

ж) обнаружения течей масла из подшипников, трубопроводов и арматуры, создающих опасность возникновения пожара;

з) обнаружения свищей на неотключаемых для ремонта участках трубопроводов пароводяного тракта;

и) отклонения качества свежего пара по химическому составу от норм;

к) обнаружения недопустимой концентрации водорода в картерах подшипников, токопроводах, маслобаке, а также превышающей норму утечки водорода из корпуса турбогенератора.

Для каждой турбины должна быть определена длительность выбега ротора при останове с нормальным давлением отработавшего пара и при останове со срывом вакуума. При изменении этой длительности должны быть выявлены и устранены причины отклонения. Длительность выбега должна быть проконтролирована при всех остановах турбоагрегата.

При выводе турбины в резерв на срок 7 суток и более должны быть приняты меры к консервации оборудования турбоустановки.

Метод консервации выбирается, исходя из местных условий, техническим руководителем электростанции.

### **5.15. Особенности газовых турбин**

Принцип работы газовой и паровой турбин одинаков, но конструкция проточной части газовых турбин значительно проще. Это объясняется особенностями цикла ГТУ и отличием параметров рабочего тела газовой турбины от параметров паровой.

При умеренном начальном давлении и близком к атмосферному конечном располагаемый теплоперепад газовой турбины в 4...5 раз меньше, поэтому значительно меньше число ступеней, а также длина и масса ротора.

У газовой турбины размеры входного патрубка соизмеримы с выходным, а проточная часть газовой турбины значительно проще, что объясняется следующими причинами. В первых ступенях лопатки имеют большую высоту из-за больших объемных расходов газа, т.к. для получения требуемой мощности необходимо, чтобы расход газа был большим. От первой ступени к последней высоты лопаток увеличиваются незначительно, из-за того что удельный объем газа возрастает всего в 5...15 раз. В то время как в паровых турбинах конденсационного типа по мере расширения пара удельный объем от входа до выхода возрастает в 1000...2500 раз.

Высокие температуры газа на входе в турбину (900...1450 °С) требуют применения жаропрочных сплавов на никелевой основе и охлаждения камеры сгорания и деталей ступеней газовой турбины. Для охлаждения камеры сгорания процесс сжигания топлива в ней ведут с большими избытками воздуха ( $\alpha=3...5$ ), что требует повышенного расхода воздуха в компрессоре и увеличения мощности на его привод. Для деталей ступеней наиболее широко распространено охлаждение с помощью воздуха, отбираемого из компрессора и подаваемого в полости и каналы в сопловых и рабочих лопатках и дисках. Охлаждение деталей газовой

турбины увеличивает потери энергии в ступенях и снижает полезную работу ГТУ.

Особенностью турбин ГТУ является то, что примерно половина развиваемой мощности используется на привод компрессора. При этом повышение КПД газовой турбины на 1% увеличивает полезную мощность приблизительно на 3%. Поэтому к конструированию проточной части газовой турбины предъявляются очень жесткие требования.

В последние годы ГТУ очень быстро совершенствуются. Их КПД за счет увеличения степени сжатия до 35 и температуры газов на входе турбины 1450 °С достиг 43...45%, а единичные мощности 300...500 МВт.

Низкое давление газа на входе в турбину (не выше 3,5 МПа) обуславливает малую толщину стенки корпуса газовой турбины и большую скорость ее прогрева. Поэтому ГТУ очень маневренны: так ГТУ на основе авиационных двигателей могут пускаться и набирать номинальную нагрузку за 5...15 минут. По маневренности ГТУ уступают только ГЭС.

### Вопросы для самопроверки

1. В чем преимущества турбин по сравнению с другими двигателями?
2. Как происходит преобразование энергии в турбине?
3. Какие потери энергии определяют относительный лопаточный КПД?
4. Какие потери энергии определяют относительный внутренний КПД?
5. Какой параметр в первую очередь определяет КПД ступени?
6. В чем достоинства многоступенчатых турбин?
7. Какие мощности и КПД характеризуют работу турбогенератора?
8. Как изменяются давления в турбине при изменении нагрузки?
9. Как изменяются КПД турбоагрегата в зависимости от нагрузки?
10. В чем достоинства и недостатки дроссельной системы парораспределения?
11. В чем достоинства и недостатки сопловой системы парораспределения?
12. Как работает САР турбины с усилителем мощности?
13. Какие параметры характеризуют САР турбины?
14. Для чего в САР турбины устанавливают МУТ?
15. Как поддерживается частота при параллельной работе турбин?
16. Какие виды защит паровых турбин Вы знаете?

17. Какие факторы определяют минимальную нагрузку турбины?
18. Какие факторы определяют максимальную нагрузку турбины?
19. Какие способы применяют для увеличения диапазона регулирования турбины?
20. Что применяют в турбинах для уменьшения времени переходного процесса?
21. В каких случаях требуется немедленный останов турбины?
22. Назовите особенности конструкции и работы газовых турбин?

## 6. МАНЕВРЕННОСТЬ ТЭС

Выше уже отмечалось, что режимы работы электростанций и отдельных энергоблоков определяются суточным графиком нагрузки энергосистемы, в которой они работают. Общая нагрузка энергосистемы распределяется между отдельными ТЭС в соответствии с энергетическими и маневренными характеристиками последних.

Понятие маневренности ТЭС складывается из следующих элементов:

1) диапазон изменения мощности от  $N_{\text{ном}}$  до  $N_{\text{мин}}$ . Сюда же следует отнести возможность кратковременной перегрузки до  $N_{\text{макс}}$ , например, за счет отключения подогревателей высокого давления (ПВД);

2) скорость изменения нагрузки, которая измеряется в процентах номинальной мощности в минуту;

3) пусковые характеристики энергоблока, включая длительность пусков после простоев в резерве различной длительности; вероятность успешного пуска в соответствии с нормативными графиками пуска; допустимое с точки зрения малоцикловой усталости элементов блока число пусков в год и за время службы; пусковые потери топлива.

Следует иметь в виду, что реализация маневренных возможностей энергоблоков в значительной мере зависит от условий топливоснабжения ТЭС, что необходимо учитывать при выборе суточного графика нагрузок ТЭС и отдельных энергоблоков. Так, ограничения в потреблении жидкого топлива, являющегося растопочным топливом для ТЭС, работающих на твердом топливе, сокращают как возможный диапазон нагрузок, так как приходится отказываться от перехода на мазут, так и частые остановы с последующими пусками.

При создании отечественного оборудования ТЭС требования к повышенной маневренности предъявлялись в малой степени, в результате чего маневренные возможности энергоблоков оказались недостаточными для покрытия переменного графика нагрузки. Между тем происходящее из года в год разуплотнение графиков электрической нагрузки энергосистем заставляет все больше привлекать ТЭС к участию в покрытии переменного графика нагрузки. Для обеспечения таких возможностей проводится большая исследовательская, экспериментальная и наладочная работа рядом организаций (ПО Союзтехэнерго, ВТИ), энергосистем и электростанций, а также заводов-изготовителей оборудования.

Привлечение теплофикационных турбоустановок к покрытию переменной электрической нагрузки возможно при работе их по электри-



ческому графику, т. е. в основном в летнее время. Изменение мощности теплофикационных турбин за счет сокращения теплофикационных отборов носит вынужденный характер, так как связано с энергетическими потерями. Так, возможно передать тепловую нагрузку на редуционно-охладительные установки (РОУ), сохраняя паровую нагрузку энергетических котлов.

При реконструкции конденсационных энергоблоков в теплофикационные маневренность их не снижается, так как возможно снижение мощности путем перевода тепловой нагрузки на РОУ, сохраняя достаточную загрузку котла. Такое снижение тепловой нагрузки, естественно, связано со значительными энергетическими потерями.

В первую очередь к работе в полупиковом режиме используются неблочные КЭС с оборудованием на давление до 9,8 МПа. Так, на КЭС (с поперечными связями) можно останавливать в резерв часть котлов, не останавливая турбины, что исключается для энергоблоков. Поэтому рассмотрение вопросов маневренности начнем с неблочных конденсационных электростанций.

### **6.1. Маневренность неблочных электростанций**

На неблочных КЭС в основном установлены турбины К-25-90, К-50-90-1, К-50-90-3, К-100-90-2, К-100-90-5, К-100-90-6, ВКТ-100 на давление свежего пара 9,8 МПа.

Часто неблочное оборудование КЭС, как правило, является первыми очередями ТЭС, которые впоследствии расширились энергоблоками.

Обычно при необходимости глубокой разгрузки в ночное время неблочной КЭС, работающей на твердом топливе, возникает необходимость вывода в резерв части котлов с тем, чтобы оставшиеся в работе несли нагрузку, превышающую технический минимум при сжигании пыли.

Для разгрузки турбоагрегатов имеются три возможности:

- 1) снижение нагрузки турбин до минимальной (например, до 10...14 МВт);
- 2) остановка турбин на часы ночного провала нагрузки или на выходные дни с последующим пуском их при утреннем наборе нагрузки;
- 3) перевод турбоагрегатов в моторный режим.

Рассмотрим последовательно перечисленные выше режимы.

Глубокая разгрузка до нагрузки турбины 10...15 МВт в эксплуатационном отношении является наиболее простым и надежным режимом, однако он проигрывает по расходу топлива по сравнению с двумя дру-

гими методами разгрузки.

При нагрузке 20 МВт удельный расход условного топлива на 1 кВт·ч отпущенной электроэнергии возрастает на 154 г по сравнению с номинальной нагрузкой (560 г против 406 г при  $N_э=100$  МВт). В то же время надо отметить, что разгрузка оборудования на 9,8 МПа дает значительный положительный эффект за счет снижения в суммарной выработке электроэнергии доли менее экономичных установок.

Особенность пуска котла и турбин на неблочной КЭС состоит в том, что они, в отличие от блочного пуска, могут производиться независимо.

При растопке барабанного котла скорость повышения давления определяется требованиями обеспечения надежности барабана. Допускается скорость повышения температуры насыщения 1,5...2 °С/мин.

Контроль осуществляется посредством термопары, установленной внутри барабана или пароперепускной трубы.

Проведившиеся исследования температурных напряжений в барабанах показали, что имеется возможность повышения скорости роста температуры насыщения до 2,5...3,0 °С/мин.

В процессе растопки необходим контроль за температурным режимом барабана. Согласно ПТЭ разность между температурами верха и низа барабана не должна превышать 40°С. Для снижения температурной неравномерности по окружности барабана рекомендуется проводить его обогрев, в частности, питательной водой, которая подается к побудительным соплам, установленным в барабане на расстоянии 60...100 мм от нижней образующей. Тщательный контроль за температурным режимом барабана необходим в начальный период растопки котла до достижения давления в барабане  $p_б=1$  МПа, так как именно на этот период приходится наибольшие температурные напряжения. При растопке котла из горячего состояния при сохранившемся давлении пара 5...6 МПа указанные операции по контролю за температурным режимом барабана и скоростью повышения температуры практически отпадают.

Для надежного охлаждения труб пароперегревателя рекомендуется стремиться к увеличению выработки пара с тем, чтобы расход пара уже на начальной стадии растопки при  $p_б \leq 1,0$  МПа составлял не менее  $0,05D_{ном}$  и возрастал бы постепенно до  $0,2D_{ном}$  при  $p_б=8$  МПа. Поэтому растопочная РОУ должна выбираться на пропуск указанного расхода пара.

В начальный период растопки рекомендуется режим с большими избытками воздуха в топке ( $\alpha_т \geq 6$ ), что позволяет снизить температуру газов на выходе из топки и тем самым снизить тепловую нагрузку па-

роперегревателя.

Режим растопки завершается включением котла в переключательную паровую магистраль при давлении в барабане, близком к давлению пара в магистрали. После включения котла в паровую магистраль нагрузка его поднимается до номинальной в соответствии с потребностью в паре.

Растопка котлов ведется на растопочном топливе (мазут, природный газ), переход на подачу пыли допускается при нагрузке не ниже 30% от номинальной и более высокой в зависимости от воспламеняемости пыли.

При пуске котла из горячего состояния отпадает начальный период растопки и ряд подготовительных операций, время пуска сокращается.

Растопка котла до включения его в паровую магистраль занимает 65 мин, до полного нагружения 95 мин, весь пуск с переводом на пыль 2 ч.

Для одновременной растопки нескольких котлов необходимо иметь достаточное число растопочных РОУ. Опыт показывает, что возможна одновременная растопка двух котлов на одну РОУ.

Для успешного проведения ежесуточных групповых пусков котлов решающую роль может играть автоматизация пусковых операций.

Пуск турбины на неблочной КЭС осуществляется паром номинальных параметров, подаваемым от переключательной магистрали.

Подача пара для толчка и набора оборотов ротора турбины возможна двумя путями:

- 1) подача пара посредством первого регулирующего клапана к соответствующему сопловому сегменту;
- 2) подача пара через байпас главной паровой задвижки турбины ко всем сопловым сегментам при открытых регулирующих клапанах.

Обычно для турбин К-100-90 применяется второй метод, обеспечивающий равномерный прогрев цилиндра и отсутствие температурного перекося.

Исследованием режимов пуска турбин высокого давления (К-25-90, К-50-90-1, К-50-90-3, К-100-90-2, К-100-90-5, К-100-90-6, ВКТ-100) занимался ряд организаций (ЛМЗ, ВТИ, ЮжОРГРЭС).

ВТИ были отработаны быстрые пуски турбин высокого давления из различных температурных состояний.

Определяющим параметром по рекомендациям ВТИ является температура низа ЦВД перед пуском. Так, при  $t_{\text{цвд}}=350^{\circ}\text{C}$  режимная карта ВТИ рекомендует после синхронизации нагружать турбину с максимально возможной скоростью до 70 МВт и дальнейшее нагружение с 70 до 100 МВт осуществлять за 14 мин. Для того чтобы после ночной ос-

тановки сохранить более высокую  $t_{цвд}$  отработаны режимы быстрой разгрузки перед остановом со скоростью 5 МВт/мин до нагрузки 30 МВт, а затем 10 МВт/мин. Такая ускоренная разгрузка также сокращает малоэкономичную выработку электроэнергии, что дает экономию топлива в энергосистеме.

После набора частоты вращения до намеченного режима вступает в работу регулятор скорости турбины, который дает команду на закрытие регулирующих клапанов 2, 3, 4 и оставляет приоткрытым лишь клапан 1, при этом происходит переход на парциальный подвод, пара к соплам регулирующей ступени и расширение его до более низкой температуры. Последнее обстоятельство является причиной захлаживания металла в камере регулирующей ступени. Поэтому важно осуществить синхронизацию в кратчайший срок и дать сразу нагрузку на турбину. Опыт ГРЭС показывает, что тренированный персонал выполняет эту операцию для генератора 100 МВт меньше чем за 5 мин. После синхронизации турбину нагружают в течение 2 мин до 30 МВт, так как большая нагрузка практически неосуществима по возможностям котлов.

## **6.2. Диапазон нагрузок энергоблоков**

Регулировочный диапазон нагрузок определяется минимально допустимой нагрузкой, которая называется техническим минимумом нагрузки блока.

Технический минимум нагрузки определяется котлом, который лимитирует предел снижения нагрузки. При работе котла на твердом топливе снижение нагрузки лимитируется топочным режимом, устойчивое протекание которого возможно в довольно узком диапазоне. Этот диапазон нагрузок тем уже, чем меньший выход летучих имеет сжигаемое топливо; применение жидкого шлакоудаления усугубляет трудности разгрузки.

Перевод котлов с жидким шлакоудалением в режим сухого шлакоудаления допускается кратковременно, до 2 ч, и лишь как исключение.

Технически допустимый диапазон разгрузки пылеугольных блоков составляет от 20 до 50%. На основе проведенных детальных исследований и экспериментальной проверки были разработаны временные нормы минимально допустимых нагрузок для энергоблоков мощностью 160, 200 и 300 МВт (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Минимально допустимые нагрузки блоков мощностью 160, 200 и 300 МВт

Тип блока	Топливо	Шлакоудаление	Минимальная нагрузка блока, % $D_{НОМ}$
Моноблок с котлом ТП-90 и турбиной К-160-130	АШ	Жидкое	70
То же	газ		40
Моноблок 200 МВт с котлом ПК-33 и турбиной К-200-130	Челябинский бурый уголь	Сухое	50
Моноблок 200 МВт с котлом ПК-33 и турбиной К-200-130	АШ	Жидкое	70
То же	Донецкий тощий уголь	Жидкое	60
Моноблок 300 МВт с котлом ТПП-100 и турбиной К-300-2400	АШ, Кузнецкий каменный уголь	Жидкое	70
То же	газ		50
То же с котлом ТГМП-314	Газ, мазут		30

Экспериментальные исследования на блоках 200 МВт с барабанными котлами показали, что циркуляция в котлах достаточно устойчива до нагрузки, составляющей 25% номинальной. Поэтому действовавшие ранее ограничения разгрузки по устойчивости циркуляции были затем сняты и для указанных блоков были отработаны и внедрены режимы разгрузки до 25% с переходом при этом на работу на мазуте. Такая разгрузка производится при полностью открытых клапанах на скользящем давлении в режиме, когда блок разгружается до 50 МВт уменьшением тепловой нагрузки топки в течение 60...70 мин. со скоростью снижения температуры насыщения в барабане 1,2...1,3 °С/мин (до 10,0 – 0,2 МПа в минуту, а в интервале от 10 до 0,4 МПа – 0,15 МПа в минуту) при разности температур верх– низ барабана не более 40 °С.

Такой режим глубокой разгрузки для эксплуатационного персонала предпочтительнее, но он связан со значительным расходом мазута.

Для прямоточных котлов по условиям надежной гидродинамики минимально допустимая нагрузка составляет 30%, однако по условиям температурного режима поверхностей нагрева она повышается до 50...60%. Нагружение турбины после разгрузки производится со скоростью 3,7 МВт/мин, скорость подъема давления 0,17 МПа в минуту. В

результате нагружение турбины с 50 до 200 МВт производится по времени за 40...45 мин. Более детально вопросы нагружения блока рассмотрены ниже.

### **6.3. Скорость нагружения блока**

Наибольшая допустимая скорость повышения мощности блока в значительной мере зависит от исходного теплового состояния оборудования, заданного значения и способа изменения нагрузки. Поэтому следует различать процессы нагружения блока после достаточно длительной его работы при частичной нагрузке и при пуске. Этим двум режимам, имеющим много общего, в большинстве случаев присущи существенно различные скорости нагружения. Пусковые режимы и их особенности будут рассмотрены далее. Здесь же мы рассмотрим главным образом процесс нагружения блока после достаточно длительной его работы на частичной нагрузке.

По условиям регулирования нагрузки в энергосистемах могут потребоваться скорости нагружения блоков (в пределах их регулировочного диапазона) до 5% номинальной мощности в минуту. Скорость же нагружения блока определяется как турбиной, так и котлом.

Скорость нагружения турбины вообще зависит от способа регулирования ее мощности. Рассмотрим вкратце некоторые особенности процессов нагружения турбины с помощью ее регулирующих клапанов и при скользящем давлении свежего пара. Предварительно отметим, что и в первом случае возможно изменение давления пара перед турбиной, присущее любому переходному процессу, однако значение его, как правило, является довольно ограниченным и пока не будет приниматься нами во внимание.

Нагружение турбины открытием регулирующих клапанов сопровождается повышением температуры пара в паровпускных элементах, в проточной части ЦВД, причем тем большим, чем шире диапазон изменения мощности (при постоянной температуре свежего пара). Это обуславливает, в частности, возникновение дополнительных температурных разностей и соответствующих термических напряжений в отдельных деталях и увеличение относительного удлинения ротора, которые, однако, ни в коем случае не должны быть больше допустимых (предельных) безопасных для турбины значений. Таким образом, предельные допустимые значения разности температур по толщине стенки отдельных деталей турбины, а также относительного удлинения ротора, определяемые заводом-изготовителем, являются факторами, ограничивающими скорость нагружения. Понятно, что в диапазоне мощностей,

характеризующемся изменением температуры пара меньшим, чем предельные температурные разности по толщине стенки, скорость нагружения турбины может быть весьма большой (вплоть до мгновенного наброса нагрузки).

Температурное состояние турбины в процессе ее нагружения при скользящем давлении свежего пара и неизменной его температуре практически не меняется. Поэтому скорость нагружения блока в данном случае турбиной не ограничивается и целиком определяется возможностями котла.

Скорость нагружения котла представляет собой изменение его паропроизводительности в единицу времени и выражается либо в т/ч в минуту, либо в  $\text{кг/с}^2$ . Таким образом, между этими единицами измерения существует следующая взаимосвязь:  $1 \text{ кг/с}^2 = 216 \text{ т/ч в минуту}$

Допустимая скорость нагружения котла зависит от множества факторов и в каждом конкретном случае определяется экспериментально. Существенную роль при этом играет тип котла. Так, проведенные исследования показали, что наибольшая возможная скорость нагружения барабанного котла определяется температурным режимом пароперегревателя. Вследствие большой аккумулирующей способности барабанного котла рост его паропроизводительности заметно отстает от повышения тепловыделения в топке при нагружении. В результате этого при строго фиксируемой границе между испарительными и перегревательными поверхностями нагрева тепловосприятие пароперегревателя начинает превышать необходимое для данного расхода пара, что и приводит к росту температуры пара и металла пароперегревателя. Поэтому допустимый уровень температур металла пароперегревателя и оказывается фактором, ограничивающим наибольшую скорость нагружения котла. Некоторые другие факторы, как, например, надежность циркуляции или «набухание» уровня воды в барабане, допускают значительно большие скорости нагружения и в этих условиях, следовательно, не являются определяющими.

Специальные мероприятия конструктивного и режимного характера (соответствующая компоновка пароперегревателя, повышение запаса по впрыскам и их рассредоточение, перераспределение расхода топлива по ярусам горелок и др.) могут способствовать повышению надежности температурного режима пароперегревателя при допустимых турбиной скоростях нагружения блока. В этой связи заслуживает внимание использование так называемого опережающего (по отношению к скорости нагружения котла) открытия регулирующих клапанов турбины. При этом процесс нагружения блока сопровождается некоторым падением давления в котле, вследствие чего за счет аккумулированного

в нем тепла генерируется дополнительное количество пара, что способствует улучшению условий охлаждения пароперегревателя. Большая аккумулирующая способность барабанного котла даже при ограниченном падении давления может обеспечить ощутимую дополнительную выработку пара, что позволяет существенно увеличить скорости роста тепловыделения в топке и нагружения блока.

Однако возможность применения данного метода существенно ограничивается либо вовсе исключается в процессе нагружения блока при скользящем давлении свежего пара. В этом случае температурные условия пароперегревателя барабанного котла могут оказаться особенно тяжелыми, поскольку значительная доля тепла аккумулируется вследствие существенного повышения давления и несоответствие между тепловосприятием перегревателя и расходом пара становится еще большим, чем в рассмотренном выше варианте. Поэтому и скорость нагружения блока будет меньше, чем при постоянном давлении и прочих одинаковых возможностях.

Скорость нагружения прямоточного котла условиями надежной гидродинамики не ограничивается и при достаточно совершенной системе регулирования температуры пара определяется лишь его динамическими свойствами и инерционностью топочного устройства. При быстром нагружении котла для поддержания заданной температуры пара и с учетом характера ее изменения в переходном процессе рекомендуется осуществлять опережающее изменение расхода топлива или воды. При скользящем давлении пара можно получить большие скорости нагружения блока, так как аккумулирующая способность прямоточных котлов значительно меньше, чем барабанных. Так, данные по некоторым зарубежным блокам показывают, что при скользящем давлении может быть достигнута скорость нагружения по крайней мере вдвое большая, чем при постоянном.

Эксплуатация прямоточных котлов при скользящем давлении заводами-изготовителями не предусматривается. Поэтому производственным объединением Союзтехэнерго и отдельными электростанциями были проведены комплексные исследования, одной из задач которых являлась проверка возможности надежной работы котлов блоков 300 МВт в широком диапазоне нагрузок при докритических давлениях во всем водопаровом тракте.

При проведении опытов обнаружены опасные нарушения теплогидравлического режима работы экранов котлов некоторых марок (ТПП-110, ТПП-210, ТПП-312) при докритических давлениях. Поэтому для данных котлов без соответствующей реконструкции режимы скользящего давления исключаются. В то же время опыты подтвердили дос-



точно высокую надежность работы котлов других марок (ТГМП-1-4, ТГМП-324, П-50 и др.) при скользящем давлении в широком диапазоне нагрузок как в стационарных и переходных режимах, так и в аварийных ситуациях. Для блоков с этими котлами разработаны руководящие указания по эксплуатации при скользящем давлении, в которых, в частности, указано, что при докритических давлениях мощность блока можно повышать со скоростью до 10 МВт/мин.

Допустимые скорости нагружения блока определяются на основании экспериментальных исследований. Однако влияние отдельных факторов можно предварительно оценить, пользуясь аналитическими зависимостями, описывающими переходный процесс по паровой стороне.

#### **6.4. Мобильность энергоблока при набросе нагрузки**

При системных авариях, в случае отключения линии электропередачи, происходит разделение энергосистем на две части: на часть с дефицитом мощности и на часть с избытком мощности. При появлении дефицита мощности возникает небаланс между вращающимися моментами на валах турбин и моментами сопротивления генераторов, в результате чего снижаются частота вращения турбин и частота в энергосистеме; при появлении избытка мощности процесс протекает в обратном направлении – частота растет. Регуляторы скорости турбин реагируют на изменение частоты вращения и, в соответствии со своими статическими характеристиками, при снижении частоты дают команду на открытие регулирующих клапанов, что приводит к набросу нагрузки. При повышении частоты клапаны прикрываются и турбины разгружаются от избытка мощности. И в том, и в другом случае при благоприятных условиях изменение частоты в энергосистеме может притормозиться, а затем и прекратиться, после чего возможно восстановление нормальной частоты. Однако при неблагоприятных условиях снижение частоты не удастся затормозить, что приводит к срабатыванию защит, отключающих оборудование, к отключению генераторов от сети и к аварийному развалу энергосистемы.

*Под мобильностью понимают способность оборудования ТЭС изменять мощность при падении частоты тока в энергосистеме. Быстрый подхват нагрузки оказывается возможным при этом режиме благодаря значительной аккумулялирующей способности котлов, которые выдают дополнительный пар при открытии клапанов и соответствующем снижении давления.*

Аккумулялирующая способность котлов широко использовалась еще

в то время, когда электростанции не были объединены в мощные энергосистемы, и все толчки нагрузки приходилось покрывать за счет мобильности оборудования. В наше время с аналогичными явлениями приходится сталкиваться при проектировании ТЭС для развивающихся стран, не имеющих энергосистем с достаточно мощными связями. Так, в случае проектирования ТЭЦ для металлургического завода приходится принимать во внимание мгновенные периодические толчки нагрузки от электродвигателей прокатных станов.

В отечественной практике при резких понижениях частоты из-за системных аварий используется автоматическая разгрузка по частоте (АРЧ). Для расчета настройки АРЧ нужно знать влияние различных факторов на процесс изменения частоты во времени при возникновении начального дефицита.

Подхват нагрузки характеризуется несколькими показателями, (рис.6.1): начальным подхватом  $\Delta N_{\text{НАЧ}}$ ; максимальным подхватом  $\Delta N_{\text{МАКС}}$ ; временем до максимального подхвата  $t_{\text{МАКС}}$ ; конечным подхватом в момент максимального падения давления  $\Delta p_{\text{МАКС}}$ .

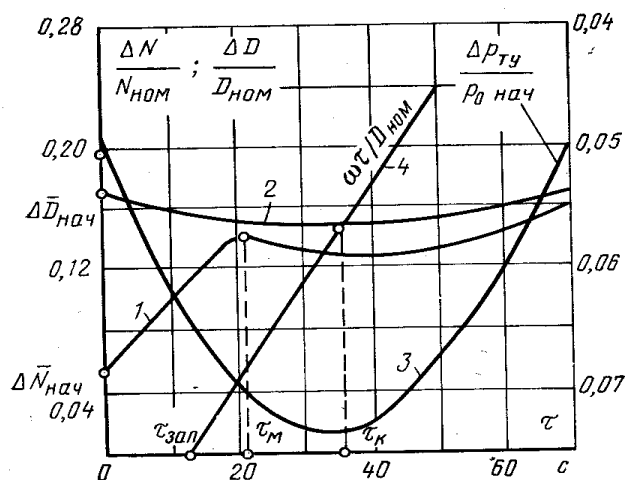


Рис. 6.1. Переходный процесс при набросе нагрузки:

1 – линия наброса электрической нагрузки; 2 – линия относительного наброса паровой нагрузки; 3 – линия относительного наброса давления; 4 – линия роста паропроизводительности котла.

Из рис. 6.1 видно, что наброс нагрузки проходит в два этапа.

Первый этап – до точки максимума по линии 1 – за счет увеличения пропуска пара при снижении давления и аккумулялирующей способности котла.

Второй этап характеризуется некоторым снижением наброса элек-

трической нагрузки и заканчивается в точке пересечения линий 2 и 4, когда весь наброс паровой нагрузки покрывается за счет увеличения паропроизводительности котла. После этого начинается восстановление давления пара перед турбиной.

При неблагоприятных условиях (не достаточный вращающийся резерв) снижение частоты не удается затормозить, что приводит к срабатыванию защит, отключающих оборудование, к отключению генераторов от сети и к аварийному развалу энергосистемы. Чтобы это предотвратить при снижении частоты больше чем на одну перемену производится автоматическое отключение определенных потребителей.

### **6.5. Основные критерии надежности пусков**

Пуски котлов и паровых турбин относятся к числу наиболее сложных нестационарных режимов. На протяжении всего пуска параметры пара, нагрузка агрегатов и другие важные показатели постепенно возрастают вплоть до своих номинальных значений, следствием чего являются непрерывные и существенные изменения механического и теплового состояния оборудования. Нестационарность теплового состояния обуславливает значительные термические напряжения в отдельных деталях и узлах агрегатов и в трубопроводах.

Термические напряжения в толстостенных высокотемпературных элементах паровых турбин, котлов, а также в паропроводах являются основным фактором, определяющим скорость пуска этого оборудования. Кроме того, во избежание задеваний в проточной части и уплотнениях, а также вибрации, пуск турбины должен осуществляться при отсутствии деформации (выгиба) корпуса, теплового прогиба ротора и при относительных перемещениях последнего, не превышающих допустимые. При пуске котла необходимо также обеспечить надежное охлаждение всех поверхностей нагрева, как радиационных, так и конвективных. Отсюда следует, что температурный режим оборудования в процессе пуска является фактором первостепенного значения. Поэтому одно из важнейших условий обеспечения надежного пуска заключается в том, что повышение температуры металла всех узлов и элементов котла, паропроводов и турбины, называемое прогревом, должно осуществляться достаточно равномерно, плавно и с безопасной для оборудования скоростью.

Односторонний подвод тепла при прогреве обуславливает возникновение разности температур по толщине стенки деталей и связанных с ней термических напряжений в металле. Максимальному перепаду температур соответствуют и наибольшие термические напряжения по

обе стороны стенки. Так при прогреве корпуса турбины на внутренней поверхности стенки возникает максимальное термическое напряжение сжатия, вдвое превышающее максимальное напряжение растяжения на наружной поверхности. Соответствующими расчетами определено, что для сталей перлитного класса, используемых в турбостроении, каждый градус разности температур в стенке корпуса соответствует термическому напряжению около 2 МПа. Поэтому большие разности температур могут обусловить термические напряжения, превышающие предел текучести металла, что приведет к возникновению остаточной деформации деталей и появлению в них трещин.

Особенно большие термические напряжения могут возникать в массивных и неправильной геометрической формы деталях и узлах (барaban котла, фасонные детали паропроводов, стопорные клапаны и фланцевые соединения турбины и др.). Следовательно, толстостенные элементы необходимо прогревать медленнее, строго соблюдая при этом надлежащее соответствие температуры греющего пара температуре металла. Сокращению температурной разности по толщине способствует также высокое качество материалов тепловой изоляции и ее выполнения.

Значительные термические напряжения в процессе пуска возникают в роторах ЦВД и ЦСД (РВД и РСД) турбины. Наличие концентраторов напряжений на поверхности ротора может привести к появлению трещин вследствие малоциклового усталости металла. В особенно тяжелых условиях оказывается весьма массивный РСД, омываемый паром с высокой температурой после промежуточного перегрева. Вследствие большой массы этот ротор не может быть прогрет должным образом до пуска турбины. Перечисленные обстоятельства, а также специфические свойства металла РСД в диапазоне пониженных температур обуславливают в ряде случаев необходимость специального его прогрева при малой частоте вращения. По указанным причинам термонапряженное состояние РВД и РСД также является одним из факторов, определяющих скорость пуска турбины.

Неравномерный и недостаточный прогрев элементов ротора и корпуса турбины может, кроме того, привести к недопустимой вибрации и задеваниям вращающихся частей о неподвижные и, следовательно, к прекращению пуска турбины и блока.

Вследствие различия масс и интенсивности теплоотдачи от пара к вращающимся и неподвижным частям элементы ротора при прогреве могут расширяться быстрее, чем корпус. Это приводит к росту относительного удлинения ротора и сокращению осевых зазоров в проточной части. Следствием чрезмерной скорости прогрева ротора может стать

его недопустимое относительное удлинение, вызывающее задевание вращающихся частей о неподвижные. Опыт пусков показывает, что при поддержании термических напряжений в допустимых пределах относительные удлинения ротора, как правило, изменяются в безопасных пределах. Не допускается также большая разность температур верхней и нижней частей цилиндра, обуславливающая его выгиб. Значительный выгиб цилиндра может стать причиной задеваний и даже искривлений вала и вибрации.

Необходимо отметить, что существенные относительные перемещения роторов, а также разности температур по толщине стенки и между верхом и низом цилиндров могут иметь место и перед пуском турбины. Они являются следствием неравномерного остывания турбины после ее останова и зависят от многих факторов. В инструкциях указываются предельные значения разности температур «верх–низ» цилиндров и относительного укорочения роторов, при которых пуск турбины разрешается. Высокое качество тепловой изоляции цилиндров, выполняемой, в частности, методом напыления, а также подача в передние уплотнения ЦВД и ЦСД пара от посторонних источников, температура которого соответствует тепловому состоянию вала и уплотнений, способствуют повышению надежности пуска неостывшей турбины после простоя любой длительности.

Контроль за состоянием турбины при пуске осуществляется по приборам, фиксирующим относительное удлинение и осевой сдвиг ротора; разность температур между верхом и низом цилиндра, по ширине фланцев, между фланцами и шпильками; искривление вала и вибрацию; тепловое расширение паропроводов и корпуса турбины и т. п. Предельные значения этих величин на отдельных этапах пуска указываются в инструкциях заводов-изготовителей и могут уточняться в процессе освоения оборудования и отработки его пусков.

Так, например, максимальная допустимая разность температур по ширине фланцев ЦВД и ЦСД, которые также могут оказаться в тяжелых условиях при пуске мощных паровых турбин, не должна превышать 100...120 °С. Применение специального внешнего обогрева фланцев паром улучшает их температурный режим и позволяет существенно снизить или даже получить отрицательную разность температур по ширине (внешняя сторона фланцев горячее внутренней). При осуществлении внешнего обогрева фланцев необходимо учитывать условия прогрева ротора, чтобы обеспечить допустимое его относительное перемещение.

В инструкциях указываются, кроме того, допустимые скорости прогрева паропроводов, клапанов и цилиндров турбины. По мере по-

вышения температурного уровня металла при пуске скорости прогрева обычно снижаются.

Из перечисленных выше факторов, определяющих термические напряжения при прогреве, управляемыми в процессе пуска являются температура пара, скорость прогрева и коэффициент теплоотдачи от пара к стенке. Последние два фактора в свою очередь зависят от расхода, температуры и давления пара. Поэтому управление прогревом при пуске турбины осуществляется соответствующим регулированием расхода пара, его температуры и давления, причем главным является регулирование температуры пара в соответствии с температурой металла.

Температура пара перед ЦВД и ЦСД при пуске турбины должна превышать температуру металла паровпуска. Это превышение определяется в зависимости от типа и конструктивных особенностей турбины и котла, их исходного теплового состояния и перед пуском с учетом дросселирования может достигать 100 °С. При пуске полностью остывшей турбины температура поступающего в нее пара должна примерно на 40 °С превышать температуру насыщения, соответствующую давлению, которое будет иметь место в турбине при трогании и повышении частоты вращения роторов.

Все это позволяет исключить охлаждение неостывших деталей в начале пуска, а также обеспечить наиболее благоприятные условия для прогрева турбины при пуске ее из любого теплового состояния.

С повышением исходного уровня теплового состояния турбины перед пуском требуется и более высокая температура свежего и вторично перегретого пара, не превышающая, однако, номинального значения. При прочих равных условиях меньшее различие указанных температур перед пуском турбины из любого теплового состояния требуется при более низком давлении пара вследствие уменьшения дросселирования. Отсюда следует, что надлежащее соответствие температур пара и металла проще достигается при пуске паром скользящих параметров. Скользящие параметры пара могут быть получены при блочном пуске котла и турбины. При этом температура и давление пара перед турбиной в процессе пуска повышаются с заданной скоростью;

Пуски барабанных котлов высокого давления проводятся с соблюдением следующих условий:

1) скорость повышения температуры насыщения в барабане – не более 2 °С/мин при разности температур верхней и нижней образующих до 40 °С;

2) расход пара (продувка) для надежного охлаждения труб пароперегревателя (включая его радиационные и ширмовые поверхности нагрева), равномерного прогрева контуров циркуляции и необходимого

прогрева главных паропроводов должен составлять не менее 5% номинальной паропроизводительности в начале растопки и не менее 20% при давлении в барабане 8 МПа.

Для прямоточных котлов растопочный расход воды должен составлять 30% номинального, что обеспечивает минимальную по условиям надежности массовую скорость среды, в экранах 450...500 кг/(м<sup>2</sup>·с). При этом минимальное давление среды в топочных экранах должно поддерживаться на уровне 12...13 МПа для котлов с рабочим давлением 14 МПа и 24...25 МПа при сверхкритическом рабочем давлении. При выполнении этих условий обеспечивается необходимая устойчивость гидравлических характеристик экранов в режиме растопки. Растопка котла при пониженном или скользящем давлении среды в экранах допускается только по согласованию с заводом-изготовителем после проведения специальных испытаний.

В зависимости от исходного теплового состояния оборудования согласно ПТЭ условно различаются следующие режимы пуска блока:

- 1) из холодного и близких к нему состояний – при простое более 70...90 ч, когда температура металла паровпуска ЦВД < 150 °С;
- 2) из горячего состояния – при длительности предшествующего простоя (ориентировочно) менее 6...10 ч, при этом температура металла паровпуска ЦВД должна быть больше 450 °С;
- 3) из неостывшего – промежуточного между холодным и горячим.

Для блоков с прямоточными котлами дополнительно выделяют еще режим пуска из состояния горячего резерва после простоя блока не более 1 ч; этот режим может быть осуществлен при особых исходных условиях, оговоренных ПТЭ и инструкциями.

Каждой из перечисленных трех групп соответствует определенный исходный уровень температур металла паровпускных частей турбины, определяющий технологические особенности пуска блока. При этом учитывается также то обстоятельство, что оборудование блока остывает неодинаково: быстрее остывают котлы (особенно прямоточные), медленнее – паропроводы, значительно медленнее – отдельные части турбины. Такая картина является следствием различий как в металлоемкости оборудования, так и в условиях отвода тепла.

В соответствии с требованиями ПТЭ пуски блока из любого теплового состояния (кроме состояния горячего резерва) должны осуществляться при скользящих параметрах пара, что сокращает время пуска и нагрузки на оборудование.

Наличие промежуточного перегрева пара также является причиной некоторых особенностей блочного пуска, вытекающих из условий рабо-

ты промежуточного перегревателя, прогрева системы промежуточного перегрева и пуска турбины.

При пуске турбины требуется довольно тонкое регулирование температуры подаваемого в нее свежего и вторично перегретого пара. Для этого наряду со штатными средствами регулирования необходимы дополнительные пусковые (впрыски, байпасы и т. п.).

В настоящее время пуск энергоблока из горячего состояния составляет 1...2 часа, а из холодного 6...8 часов.

Надежность блока в пусковых режимах сводится:

- к поддержанию работы испарительных поверхностей при отсутствии значительных выбегов температур и расходов по отдельным змеевикам;
- плавному прогреву перегревательных поверхностей, паропроводов и турбин паром постепенно повышающихся параметров (давления и температуры);
- обеспечению сопоставимых (по условиям возникновения температурных напряжений) начальных температур греющего пара и стенок прогреваемого оборудования;
- прогреву или охлаждению оборудования с допустимыми скоростями при исключении резких бросков;
- поддержанию температуры наиболее напряженной. поверхности в допустимых пределах.

После останова происходит снижение температур металла элементов блока (рис. 6.2).

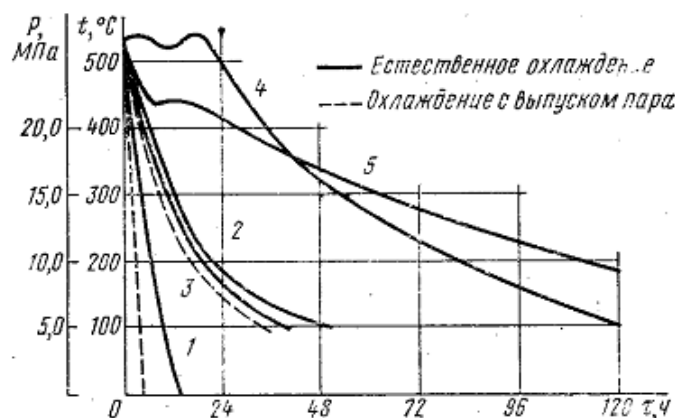


Рис.6.2. Охлаждение элементов котла и турбины

1 — давление в котле; 2 — температура паропроводов; 3 — температура встроенного сепаратора; 4 — температура паровпуска ЦВД; 5 — температура паровпуска ЦСД.

При пуске блока выделяют следующие этапы:



1. Предпусковые операции.
2. Растопка котла.
3. Прогрев паропроводов и подключение к паровой магистрали (только на неблочных ТЭС).
4. Предтолчковый прогрев турбины.
5. Толчок ротора и набор числа оборотов.
6. Синхронизация и подключение генератора к сети, набор нагрузки.

Пуск блока производится с помощью специальной пусковой схемы.

Назначение пусковой схемы:

1. Производить надежный пуск из любых состояний.
2. Сохранение тепла и рабочего тела на всех этапах пуска.
3. Обеспечение качества питательной воды на всех этапах пуска из любых состояний.

Элементы пусковой схемы:

1. Система воздушников и дренажей.
2. Линии рециркуляции (конденсатора, деаэратора, экономайзера у барабанных котлов).
3. Общестанционные коллекторы холодного и горячего пара. Коллекторы собственных нужд блока.
4. Сепараторы и расширители и клапаны управления процессами в них.
5. Система пусковых впрысков для регулирования температуры пара.
6. БРОУ, ПСБУ и сбросные клапаны для сброса пара и воды в режимах пуска и сброса нагрузки.
7. Байпасные клапаны и РОУ для прогрева оборудования.

Технология пуска блоков зависит от пусковой схемы и теплового состояния оборудования.

### **6.6. Пусковая схема и этапы пуска энергоблоков сверхкритических параметров**

Для мощных энергоблоков 300–1200 МВт применяют комбинированную пусковую схему со встроенным сепаратором. На рис. 6.3 приведена упрощенная пусковая схема энергоблока 300 МВт. У более мощных блоков отличие заключается только в отсутствии питательного электронасоса, функции которого выполняет ПТН.

Эта схема довольно успешно выполняет задачи обеспечения надежности и экономичности пусков и остановов, без снижения долговечности оборудования; поддержания нормального водного режима; удержания блока на холостом ходу при резких сбросах нагрузки; дает воз-

возможность применения унифицированной технологии при пусках из разных тепловых состояний. При этом растопочный расход должен быть не меньше 30 % номинального; давление в испарительных экранах должно быть близко к рабочему (25 МПа).

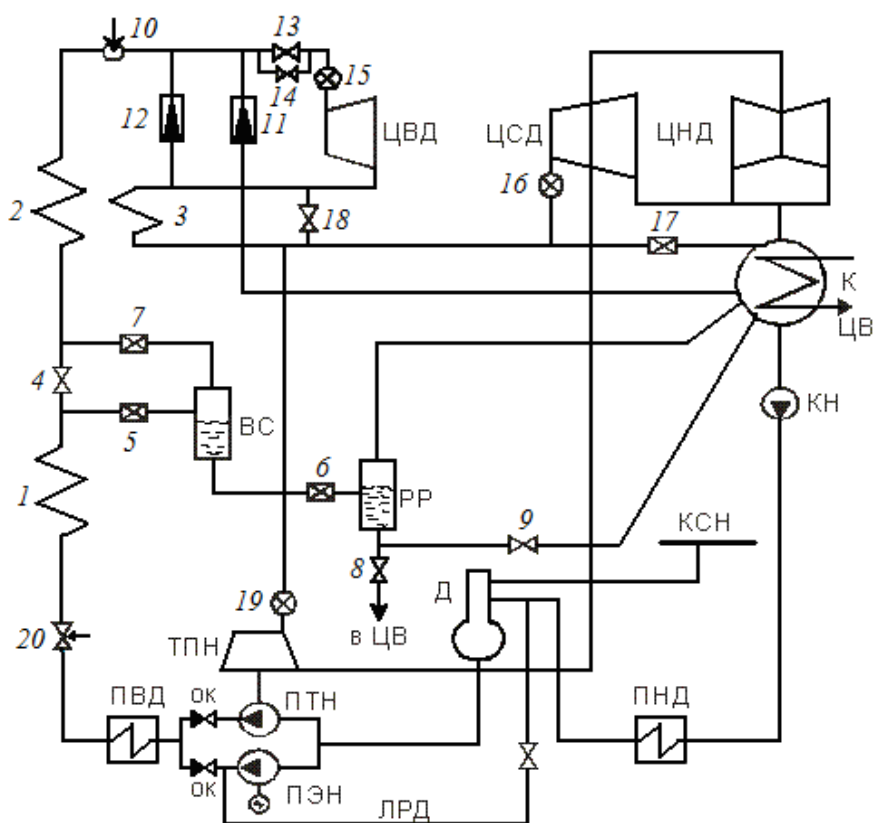


Рис. 6.3. Пусковая схема блока с прямоточным котлом:

ЦВД, ЦСД и ЦНД – цилиндры высокого, среднего и низкого давления; К – конденсатор; ЦВ – сбросной циркуловод; КН – конденсатные насосы; ПНД и ПВД – группы подогревателей низкого и высокого давления; Д – деаэратор; ПЭН и ПТН – питательные электро- и турбонасосы; ТПН – турбопривод питательного насоса; ЛРД – линия рециркуляции деаэратора; ОК – обратный клапан; ВС – встроенный сепаратор; РР – растопочный расширитель; КСН – коллектор пара собственных нужд (СН); 1 – испарительный участок котла; 2 – основные пароперегреватели; 3 – промежуточный пароперегреватель; 4 – встроенная задвижка (ВС); 5 – дроссельный клапан подвода среды к ВС; 6 – дроссельный клапан сброса среды в РР; 7 – дроссельный клапан подвода пара из ВС в пароперегреватели; 8 – сброс воды в канализацию; 9 – сброс воды в конденсатор; 10 – пусковой впрыск регулирования температуры; 11 – БРОУ; 12 – РОУ; 13 – главная паровая задвижка (ГПЗ); 14 – байпас ГПЗ; 15 и 16 – стопорно-регулирующие клапаны ЦВД и ЦСД; 17 – пускосбросной быстродействующий клапан промперегрева; 18 – байпас промперегрева; 19 – стопорно-регулирующие клапаны ТПН; 20 – регулирующий питательный клапан котла (РПК)

Можно выделить следующие основные этапы сепараторного режима пуска блока сверхкритических параметров:

### *1. Заполнение тракта котла до встроенной задвижки.*

Проводится предпусковая деаэрация питательной воды по контуру: деаэратор – ПЭН – линия рециркуляции – деаэратор. Для деаэрации в начальный период используют пар от КСН. При растопке первого на ТЭС блока к деаэратору подводят пар от пусковой котельной.

В случае значительного простоя котла проводят предпусковую отмывку тракта до ВЗ 4 через встроенный сепаратор (ВС) при открытых клапанах 5 и 6 и сбрасывают среду в циркуляционный канал через открытую задвижку 8. На протяжении этого этапа встроенная задвижка 4 и клапан 7 закрыты.

### *2. Растопка и горячая отмывка котла.*

Растопку начинают после установления растопочного расхода воды – 30 % номинального при отключенном пароперегревателе (встроенная задвижка 4 и клапан 7 закрыты) и открытых клапанах 5 и 6. Стартовый расход топлива составляет 10 % номинального, а температура газов в поворотной камере – до 450 °С, что не опасно для пароперегревателя в безрасходном режиме. В этом режиме производят горячую отмывку испарительных поверхностей котла с добавлением химических реактивов. Когда качество воды на сбросе в ЦВ достигнет нормы, задвижку 8 закрывают и открывают задвижку 9 для слива воды в конденсатор.

### *3. Подключение пароперегревателей.*

При достижении устойчивого парообразования в ВС пароперегреватель подключают к ВС постепенным плавным открытием клапанов 7 (чтобы исключить прорыв воды с паром), одновременно на сбросах воды из сепаратора прикрывают клапан 6, давление в ВС растет, пар направляют из ВС в пароперегреватель и потом сбрасывают через БРОУ в конденсатор; в растопочном расширителе также образуется пар, его направляют в конденсатор.

### *4. Перевод котла в прямоточный режим.*

При достижении температуры среды перед ВЗ 400–410 °С сброс среды из ВС в РР закрывают и переходят на прямоточный режим, т.е. всю среду направляют в пароперегревательную часть. При этом встроенный сепаратор становится проточным элементом. Постепенно выравнивают давление до и после ВЗ и открывают встроенную задвижку 4 (разница давлений не должна превышать 0,2 МПа). После этого ВС и РР обезвоживают и консервируют.

### *5. Предтолчковый прогрев турбины.*

Особенно важными на всех этапах пуска становятся вопросы регулирования параметров пара и температуры металла.

Температура  $t_0$  на стартовом этапе регулируется пусковыми впрысками 10 в главный паропровод, температура пара после промежуточно-

го пароперегревателя – байпасными перетоками 18 и аварийным впрыском в горячие нитки паропроводов промперегрева.

Давление перед турбиной  $P_0$  может поддерживаться по любой программе с помощью регулирующих клапанов турбины 15 и котла 20.

Перед страгиванием (толчком) ротора собственным паром необходимо набрать давление  $P_0$  5–6 МПа, температуру металла на паровпуске турбины – 150 °С и температуру пара  $t_0$  – на 50–100 °С выше температуры металла. У турбин сверхкритического давления ЦВД прогревают с помощью РОУ с выхлопа. При этом ГПЗ 13 и байпас ГПЗ 14 закрыты, а избытки пара сбрасываются через БРОУ. Стопорно-регулирующие клапаны ЦВД открыты и прогреваются паром, проходящим через ЦВД. Пар и конденсат уходят через открытые дренажные линии.

#### *6. Толчок ротора.*

Толчок ротора осуществляют либо байпасным клапаном ГПЗ 14, либо регулируемыми клапанами турбины. Турбины сверхкритического давления толкают регулируемыми клапанами только на ЦВД. При этом стопорно-регулирующие клапаны ЦСД закрыты. Закрывают регулирующие клапаны турбины и клапаны РОУ. Полностью открывают ГПЗ и сбросные клапаны промперегрева и прикрывают клапаны БРОУ. Приоткрывают регулирующие клапаны турбины и страгивают ротор, после чего набирают 800 об/мин и прогревают турбину на оборотах в течение 40 минут. Следят за относительным расширением ротора и при необходимости включают обогрев фланцев и шпилек. После прогрева турбины и набора температуры пара перед ЦСД на 100 °С выше температуры металла открывают стопорно-регулирующие клапаны ЦСД и быстро набирают 3000 об/мин. Синхронизируют генератор с сетью и подключают генератор к сети.

#### *7. Нагрузка турбины.*

Нагрузка турбины на начальном этапе после синхронизации проводится открытием регулирующих клапанов в той мере, чтобы к моменту исчерпания пропускной способности узла ВС перепад давления на ВЗ был допустимым для ее открытия (0,2 МПа).

После открытия ВЗ нагрузка блока проводится на скользящем давлении пара во всем тракте котла при том же положении клапанов. У блоков 300 МВт важным является переход с ПЭН на ПТН. В этот период останавливается нагрузка турбины. После перехода на ПТН производится быстрый подъем давления  $P_0$ . При достижении номинального давления свежего пара нагрузка продолжается открытием клапанов. Температуры свежего пара и промперегрева поднимаются с такой скоростью, чтобы были обеспечены все критерии надежного

пуска турбины. Пуск заканчивается, когда эти температуры достигнут номинальных значений.

При пуске необходимо внимательно следить за показаниями измерительных приборов, обращая особое внимание на показания следующих (например, для энергоблока 200 МВт):

- осевого сдвига ( $-1.7 +1.2$  мм);
- относительных расширений всех роторов ЦВД ( $+4 -1.2$  мм), ЦСД ( $+3 -1.5$  мм), ЦНД ( $+4.5 -2.5$  мм);
- искривления ротора ( $< 0.07$  мм);
- вибрация подшипников турбины и генератора ( $2,8$  мм/с –  $4.5$  мм/с) (при  $11,2$  – аварийный останов);
- температур масла после маслоохладителей  $40 - 45$  С и на сливах подшипников  $< 60$ ; давления масла в системе смазки ( $> 0.3$  кгс/см<sup>2</sup>);
- температур баббита опорных подшипников турбины и колодок упорного подшипника  $< 95$  С;
- давления в конденсаторе  $< 0.018$  МПа.

Для обеспечения успешного пуска оборудования турбоустановки разрабатываются типовые графики пуска из различных тепловых состояний. На графиках для всех этапов пуска показывают изменение электрической мощности, частоты вращения ротора и основных параметров воды и пара. На рис. 6.4 и 6.6 в качестве примера показаны графики-задания для пуска моноблока с турбиной К-300-240 ЛМЗ из холодного и неостывшего состояний.

### **6.6.1. График пуска блока К-300-240 из холодного состояния**

На основе графика-задания (рис. 6.4) рассмотрим основные моменты пуска моноблока К-300-240 ЛМЗ из холодного состояния.

Включают ПЭН и с помощью растопочного узла обеспечивают расход воды через испарительные экраны (30 % от номинального при закрытых встроенных задвижках). Набирают в конденсаторе вакуум 500 мм рт. ст. и разжигают горелки на котле (момент I). При температуре  $200$  °С производят отмывку испарительных экранов котла.

Толчок ротора (момент II) производится после прогрева главных паропроводов и стопорных клапанов, при достижении давления  $P_0$   $0,5-0,6$  МПа и температуры перегретого свежего пара  $t_0$  примерно  $200$  °С. Турбина выводится на частоту вращения  $800$  об/мин и, начиная с момента III, в течение 40 минут производится прогрев ротора, при этом температура перед ЦВД с помощью пусковых впрысков питательной воды поддерживается на уровне  $230$  °С. Одновременно с этим ведется прогрев тракта промежуточного перегрева при закрытых стопор-

ных клапанах ЦСД со сбросом пара в конденсатор. Затем повышается температура пара  $t_{п.п}$  перед ЦСД до 230 °С и в него подается пар для прогрева при постоянной температуре.

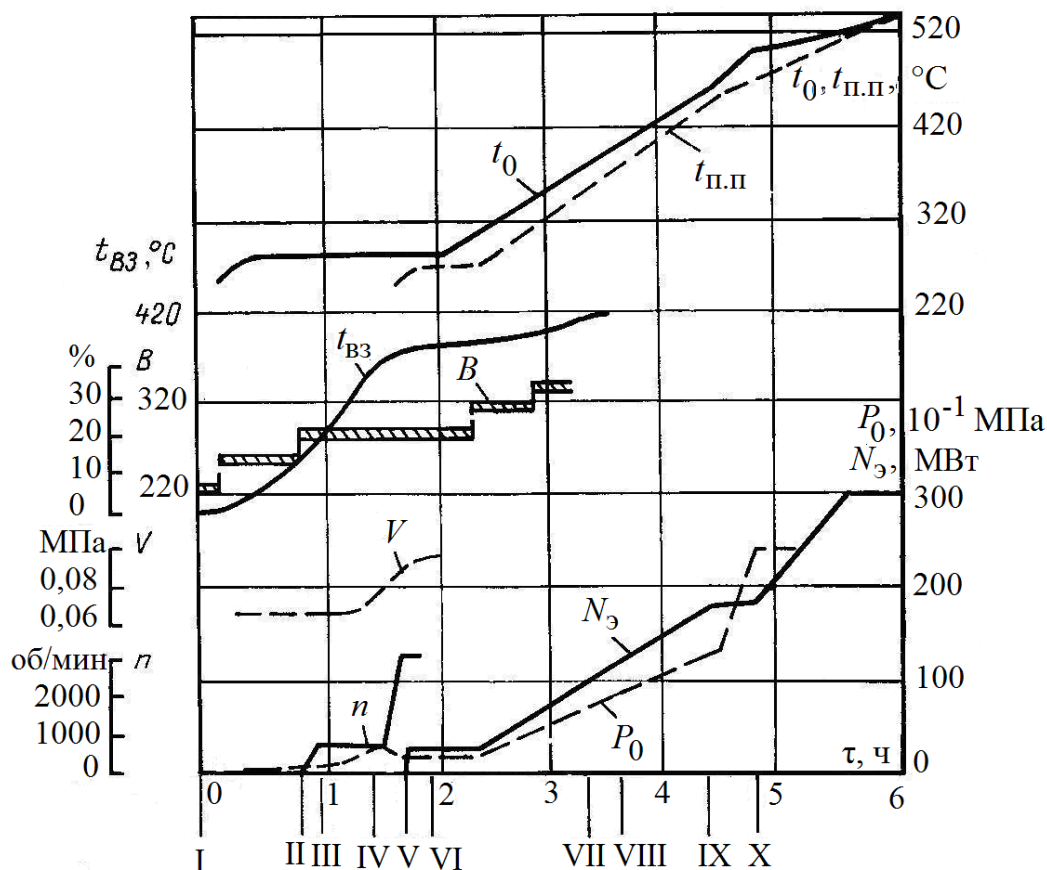


Рис. 6.4. График пуска моноблока 300 МВт из холодного состояния:

$P_0$  – давление свежего пара;  $t_0$ ,  $t_{п.п}$ ,  $t_{вз}$  – температуры свежего пара, после промежуточного пароперегревателя и перед встроенной задвижкой;  $B$  – расход топлива;  $V$  – вакуум в конденсаторе;  $n$  – частота вращения ротора;  $N_э$  – электрическая мощность

Перед окончанием прогрева III (момент IV) в конденсаторе повышают вакуум с 500 до 700 мм рт.ст. и быстро ротор турбины выводится на синхронную частоту вращения, выполняются все необходимые проверки и турбогенератор включается в сеть (момент V), сразу же набирается начальная нагрузка в 20–25 МВт. К этому моменту за счет форсировки котла температура пара перед ЦВД и ЦСД достигает 270–280 °С и начинается интенсивный прогрев турбины. Для удержания относительного расширения ротора в допустимых пределах включается (момент VI) прогрев фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД.

После прогрева турбины на минимальной нагрузке в течение 30 мин производится нагружение блока на скользящих параметрах повышением давления в сепараторе. При достижении нагрузки на блоке 100 МВт, в момент VII, котел переходит на прямоточный режим. Одновременно с повышением мощности, в момент VIII, начинается прогрев турбопитательного насоса и переход на работу с ним в момент IX. После этого, при постоянной электрической нагрузке, производится подъем давления до номинального. Далее, при номинальном давлении, производится нагружение турбины. В момент X нагружение турбины заканчивается при температуре пара перед цилиндрами 520 °С и отключается система обогрева фланцев и шпилек. В последующие 30 мин температуры  $t_0$  и  $t_{п.п}$  выводятся на номинальные значения 540 °С и пуск заканчивается.

### 6.6.2. Особенности пуска блоков из горячего и неостывшего состояний

Основная сложность при пуске из горячего и неостывшего состояний блочных турбоустановок состоит в необходимости поддержания соответствия температуры пара температуре металла отдельных узлов блока, т.к. котел остывает значительно быстрее, чем турбина.

На рис. 6.5 показана упрощенная схема паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева блока 300 МВт, на которой приведены типичные значения температур металла отдельных узлов турбоустановки после остановки на 8 ч.

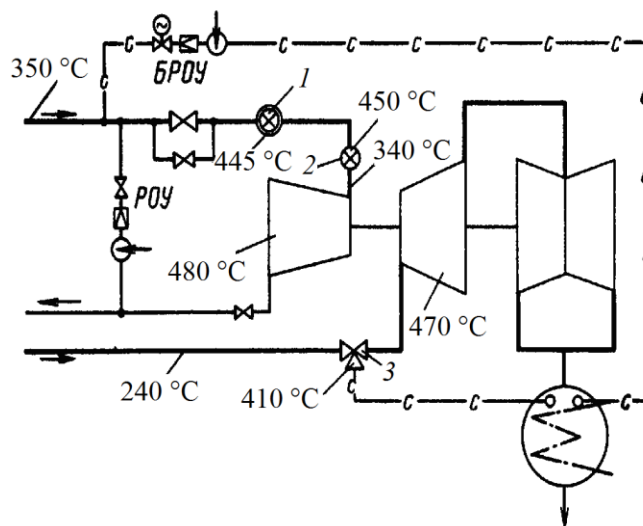


Рис. 6.5. Пусковая схема с одной БРОУ и РОУ для пуска из горячего состояния:  
1, 2, 3 – стопорный, регулирующий и сбросной клапаны

Видно, что за это время меньше всего остыли корпуса ЦВД и ЦСД, а сильнее всего – паропроводы «горячего» промежуточного перегрева и перепускные трубы ЦВД. Это обстоятельство сильно усложняет технологию пуска. Действительно, если температура металла ЦВД составляет 480 °С, то в турбину следует подавать пар с температурой 530 °С. Если в процессе пуска удастся установить за котлом эту температуру, а затем открыть байпас ГПЗ для толчка ротора, то в турбину будет поступать пар, сильно охлажденный из-за дросселирования в байпасе ГПЗ и при движении по холодным паропроводам. Чтобы учесть это обстоятельство, можно поднять температуру перед ГПЗ еще выше (но не выше номинальной). В этом случае детали ЦВД могут оказаться в безопасности. Однако другие элементы паропровода, в частности значительно остывшие корпуса стопорного и регулирующего клапанов, перепускные трубы, окажутся под воздействием слишком высокой для них температуры пара. Тракт от ГПЗ до закрытых регулирующих клапанов необходимо прогревать отдельно через байпас ГПЗ. При этом открытие байпаса должно производиться так, чтобы не заохладить корпус стопорного клапана (поскольку в дальнейшем его придется нагревать), но и не разогревать паропроводы за ГПЗ с опасной скоростью. Аналогичное положение возникает и при прогреве регулирующих клапанов, расположенных за ними перепускных труб и паровпуска турбины. Это приводит к тому, что выполнить все требования в полной мере (без значительного увеличения пусковых потерь) становится невозможно. Поэтому, разрабатывая технологию пуска из горячего или неостывшего состояния, наладочные организации часто выбирают компромиссный вариант, при котором обеспечивается надежность всех элементов схемы с точки зрения температурных напряжений (с небольшим захолаживанием ЦВД). Это может привести к относительному сокращению ротора, но не опасно при достаточно быстром пуске. Таким образом, тщательнейшее выполнение режима пуска из горячего состояния является неременным условием безопасной и долговечной работы оборудования.

Необходимо также учитывать, что для получения перед ГПЗ пара с температурой, близкой к номинальной, необходимо за котлом иметь достаточно большое давление. Например, для получения пара с температурой 560 °С необходимо иметь давление за барабанным котлом примерно 9 МПа, а за прямоточным – более 10 МПа. Таким образом, толчок ротора и нагружение при пуске блока из горячего состояния происходят при больших давлениях и температурах. А это приводит к тому, что холостой ход и малые нагрузки турбины обеспечиваются при малой степени открытия регулирующих клапанов, что вызывает сильное дроссе-



лирование пара в клапане и снижение его температуры. Иногда даже, при превышении температуры пара и перепускных труб на 50–100 °С по отношению к температуре металла турбины, в результате дросселирования (при частичном открытии клапана) температура металла оказывается все же выше температуры поступающего пара. Радикальной мерой борьбы с охлаждением пара из-за дросселирования является нагружение турбины на скользких параметрах. При этом, когда захолаживание цилиндра по ряду причин становится неизбежным, необходимо режим набора числа оборотов, синхронизации и начального нагружения вести достаточно быстро, в строгом соответствии с графиком-заданием.

Для повышения параметров пара перед началом вращения ротора и в начале нагружения требуется усиленная форсировка котла. В этот момент для охлаждения промежуточного пароперегревателя включают РОУ (рис. 6.5) и одновременно при этом производится прогрев тракта промежуточного перегрева.

На графике пуска моноблока 300 МВт из неостывшего состояния (рис. 6.6) видим, что набор числа оборотов производят без выдержек, при постоянной температуре острого пара.

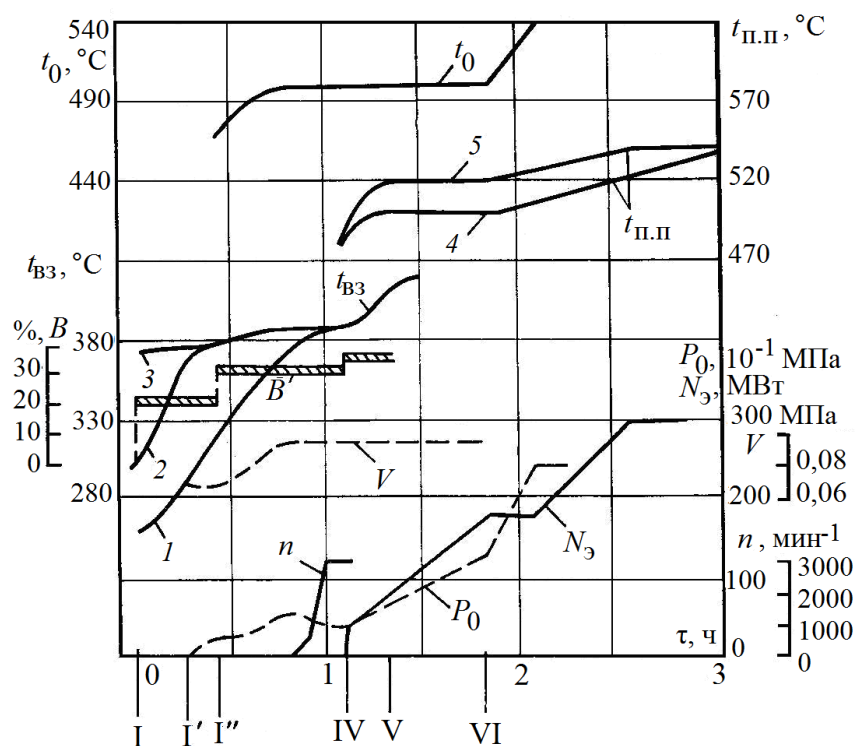


Рис. 6.6. График-задание пуска блока 300 МВт из горячего состояния: 1, 2, 3 — изменение  $t_{вз}$  после простоя блока 8, 5 и 2 часа; 4, 5 — изменение  $t_{п.п}$  — при исходной температуре металла паровпуска ЦСД 400 и 420 °С; I'–I'' — открытие клапана 7 (рис. 6.3); остальные обозначения, как на рис. 6.4

Нагружение на первом этапе производят на скользящем давлении при постоянной температуре острого пара и пара промперегрева. Затем переходят с ПЭН на ТПН и при постоянной нагрузке повышают давление и температуру острого пара до номинальных значений. После этого с допустимой скоростью повышают нагрузку до номинальной и при этом поднимают температуру пара за промежуточным пароперегревателем. Пуск заканчивается, когда эта температура достигает номинального значения.

### **6.7. Аварийный останов энергоблока**

Энергоблок должен быть немедленно остановлен персоналом при отказе в работе защит или при их отсутствии в случаях:

- а) останова котла моноблока или обоих котлов дубль-блока;
- б) отключения турбины, связанного с ее повреждениями или опасными нарушениями режима работы, указанными в разделе эксплуатации турбоустановок (кроме случаев недопустимого понижения температуры свежего пара или после промперегрева);
- в) отключения генератора или трансформатора энергоблока из-за внутреннего повреждения;
- г) отключения всех питательных насосов;
- д) образования сквозных трещин или разрыва питательного трубопровода, паропровода, корпуса деаэратора;
- е) исчезновения напряжения на устройствах дистанционного и автоматического управления или на всех измерительных приборах контроля энергоблока;
- ж) пожара, угрожающего персоналу, оборудованию или цепям дистанционного управления отключающей арматуры, входящей в схемы защиты оборудования энергоблока.

### **6.8. Регулирование частоты и мощности тепловых электростанций**

Система АРЧМ тепловой электростанции выполняет ряд функций по регулированию режима и защиты технологического оборудования.

Основные функции АРЧМ, имеющие принципиальное значение для задачи регулирования частоты и мощности заключаются в следующем:

- обеспечение устойчивого несения энергоблоком, заданной нагрузки;

- обеспечение участия в первичном регулировании частоты в соответствии с установленными требованиями;
- автоматическое изменение мощности в соответствии с изменением задания в целях автоматического регулирования режима энергосистемы. Изменение мощности должно происходить с заданным темпом.

Управление режимом работы агрегата по мощности осуществляется через механизм управления турбиной МУТ.

Чтобы работа блока в режиме регулирования мощности не препятствовала реакции регуляторов частоты вращения турбины на изменение частоты (первичное регулирование), в систему регулирования мощности вводят частотный корректор, благодаря которому в целом система регулирования имеет характеристику, показанную на рис.6.7.

Средний участок 1-2 характеристики соответствует горизонтальному диапазону допустимых отклонений частоты в нормальном режиме. На этом участке блок несет определенную заданную мощность. При снижении или повышении частоты уставка регулятора мощности изменяется и становится зависящей от частоты. Крутизна наклонных участков 1-3 и 2-4 принимается соответствующей статизму регуляторов частоты вращения турбин.

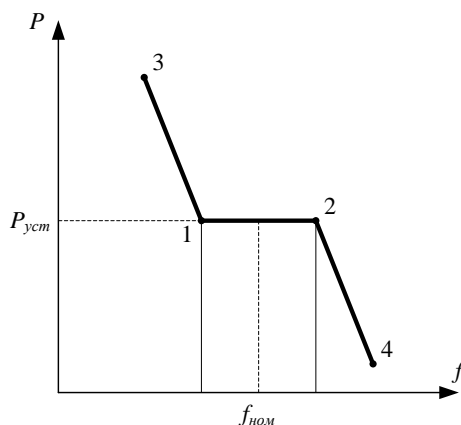


Рис. 6.7. Характеристика системы регулирования мощности с частотным корректором.

При изменении задания по мощности паровой турбины или при изменении частоты, при котором работает регулятор частоты вращения, происходит изменение открытия регулирующих клапанов и соответствующее изменение расхода пара. При этом необходимо учитывать, что постоянные времени элементов, определяющих работу регулятора турбины, значительно меньше, чем постоянная времени изменения производительности котлоагрегата.

Если котлоагрегат приближенно представить эквивалентным инерционным звеном первого порядка, у которого входная величина отображает изменение давления пара, то постоянная времени такого звена составит около 100 с (для прямоточных котлов) и более 200 с для барабанных котлов.

Изменение мощности энергоблока с учетом переходных процессов котельного агрегата иллюстрируется кривыми на рис.6.8.

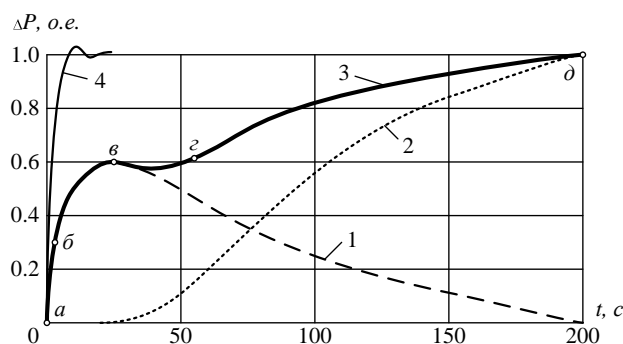


Рис.6.8. Изменение мощности энергоблока при снижении частоты (по оси ординат отложено изменение мощности, отнесенное к полному установившемуся изменению давления).

Кривая 3 – зависимость мощности не полностью загруженного энергоблока при быстром снижении частоты.

Эту зависимость можно представить как сумму двух процессов:

- изменение мощности за счет аккумулированной теплоты (кривая 1);
- изменение мощности за счет изменения подачи топлива (кривая 2).

Для сравнения приведена кривая 4, которая отображает возможный только теоретически процесс изменения мощности в предположении постоянства давления пара перед турбиной.

На кривой, отображающей изменение мощности турбины (кривая 3), можно выделить четыре характерных участка.

На участке *a-б* в результате открытия регулирующих клапанов действием АРЧВ из-за падения давления острого пара мощность быстро возрастает, за счет аккумулированного в котле тепла.

На участке *б-в* изменение мощности замедляется. Процесс близок к экспоненте с постоянной времени промперегрева.

На участке *в-г* начинает проявляться повышение производительности котельного агрегата и мощность практически остается постоянной.

На участке *г-д* восстанавливается давление, и мощность достигает своего установившегося значения. Этот процесс близок к экспоненте с постоянной времени пароводяной части котла, которая составляет

$T_k=80\dots 200$  с (для разных типов котлов).

Таким образом, изменение мощности турбины в соответствии с изменением положения регулирующих клапанов реализуется с запаздыванием и только при наличии соответствующей системы регулирования производительности котельного агрегата.

При решении задачи усовершенствования первичного регулирования частоты в соответствии с современными требованиями следует иметь в виду, что возможны такие режимы работы системы регулирования котлоагрегатов, когда участие энергоблока в первичном регулировании частоты полностью или частично исключается.

Режимы работы энергоблока, при которых снижается эффективность первичного регулирования частоты.

1. Работа энергоблока в режиме поддержания постоянного расхода топлива. В этом случае после окончания переходного процесса мощность блока близка к той, которую вырабатывает агрегат до возмущения. При этом коэффициент крутизны статической характеристики с учетом реакции тепловой части  $K_f=0$  (рис. 6.7).

2. Работа энергоблока в режиме регулирования "до себя" – РДС. В режиме РДС давление пара перед турбиной поддерживается путем воздействия регулятора "до себя" на регулирующие клапаны турбины. РДС препятствует изменению мощности турбины при изменении частоты. Например, при снижении частоты АРЧВ действует на увеличение открытия регулирующих клапанов для повышения мощности турбины. При этом снижается давление и РДС для восстановления давления действует на закрытие клапанов и мощность блока снижается до первоначальной.

3. Работа блока на скользящих параметрах пара при полностью открытых регулирующих клапанах турбины. Мощность блока изменяется не путем изменения открытия регулирующих клапанов, а за счет изменения параметров пара. Если клапаны полностью открыты, то такие блоки не реагируют на снижение частоты. То есть их участие в первичном регулировании частоты не является полноценным.

Повышение эффективности участия энергоблоков современных тепловых электростанций в первичном регулировании частоты решается с помощью систем регулирования, которые принято называть главными регуляторами котла. Работа этих регуляторов подчинена задаче поддержания давления пара перед турбиной. Воздействие на изменение производительности котлов может вырабатываться по факту отклонение давления от заданного или одновременно непосредственно и по факту отклонения частоты.

При наличии регуляторов котлов их производительность, а, следо-

вательно, и мощность турбины будут соответствовать изменившемуся положению регулирующих клапанов.

### **Вопросы для самопроверки**

1. Почему неблочные ТЭС более маневренны, чем блочные?
2. Какие способы применяются для глубокой разгрузки неблочных ТЭС?
3. От чего зависит и в каких пределах находится диапазон регулирования нагрузки энергоблоков?
4. От чего зависит допустимая скорость повышения мощности энергоблока?
5. Какие факторы ограничивают скорость нагружения турбины открытием регулирующих клапанов?
6. Что ограничивает скорость нагружения блока на скользящем давлении?
7. Почему блоки с прямоточными котлами допускают большие скорости нагружения, чем с барабанными?
8. Почему блоки с прямоточными котлами допускают большие скорости нагружения на скользящем давлении, чем на постоянном?
9. Что происходит на энергоблоке при набросе нагрузки на генератор?
10. Какие параметры определяют надежность пуска энергоблоков?
11. Какие можно выделить режимы пуска блока?
12. Что необходимо обеспечивать для надежного пуска блока?
13. Из каких этапов состоит пуск блока?
14. Для чего применяется пусковая схема блока?
15. Какие элементы входят в пусковую схему?
16. Как производится пуск блока из холодного состояния?
17. Когда производится немедленный останов энергоблока?
18. Какие основные функции должна обеспечивать система АРЧМ?
19. Для чего в систему регулирования мощности вводят частотный корректор?
20. В каких режимах работы энергоблока снижается эффективность первичного регулирования частоты?

## 7. МАНЕВРЕННОСТЬ ГЭС

На гидравлических электростанциях (ГЭС) вырабатывается до 18 % всей потребляемой в России электроэнергии.

ГЭС наилучшим образом подходят для регулирования нагрузки и частоты тока в энергосистеме, имея практически 100 % диапазон регулирования мощности и наибольшие по сравнению с другими электростанциями скорости ее изменения (до 500 МВт/мин). Время пуска гидроагрегата, включая синхронизацию, составляет 30...50 с. ГЭС удовлетворительно воспринимают значительные толчки нагрузки и имеют очень низкую стоимость вращающегося резерва.

ГЭС, на которых установлены турбины, позволяющие переводить их в режим насосов, называются ГАЭС (гидроаккумулирующие электрические станции). Эти электростанции позволяют во время пика нагрузки вырабатывать электроэнергию, сбрасывая воду из верхнего бьефа в нижний, а во время провала нагрузки перекачивать воду из нижнего бьефа в верхний, производя в нем запас воды. Таким образом, работа ГАЭС способствует уплотнению графика нагрузки энергосистемы.

Типы ГЭС подразделяются по типу установленных на них гидротурбин.

### 7.1. Типы гидравлических турбин

Удельная энергия, отданная водой колесу гидротурбины определяется по уравнению

$$H = z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g},$$

где  $z_1 - z_2$  – энергия положения, т.е. разность отметок на входе в колесо и выходе из него, м;  $p_1, p_2$  – давления жидкости соответственно на входе в колесо и на выходе, Па;  $c_1, c_2$  – скорости потока соответственно на входе в колесо и на выходе из него, м/с;  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>.

Турбины, хотя бы частично использующие потенциальную энергию, называются *реактивными*, для них  $z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} > 0$ , рабочие колеса этих турбин вращаются в сплошном (напорном) потоке; турбины используют как потенциальную, так и кинетическую энергию потока.

Если в гидротурбинах используется только кинетическая энергия потока, то они называются *активными*. Для этих турбин

$z_1 = z_2; p_1 = p_2; c_1 \gg c_2; c_2 \approx 0$ . Для получения высокого КПД активных турбин почти весь напор следует превратить в скорость.

Класс реактивных турбин: осевые-пропеллерные, поворотно-лопастные, диагональные поворотно-лопастные, радиально-осевые.

Класс активных турбин: ковшовые, наклонно-струйные, турбины двойного действия; последние две не имеют широкого распространения.

По напору гидротурбины бывают *низконапорные* ( $N_T < 25$  м), *средненапорные* ( $25 \leq N_T \leq 80$  м), *высоконапорные* ( $N_T > 80$  м). Турбины делят на *малые* (диаметр рабочего колеса  $D_1 < 1,2$  м при низких напорах,  $D_1 < 0,5$  м – при высоких, мощность  $N_T$  не выше 1000 кВт), *средние* ( $1,2 \leq D_1 \leq 2,5$  м при низких напорах и  $0,5 \leq D_1 \leq 1,6$  м при высоких,  $1000 < N_T \leq 15000$  кВт), *крупные* ( $D_1, N_T$  больше, чем у средних).

Принципиальная схема ковшовой турбины дана на рис. 7.1.

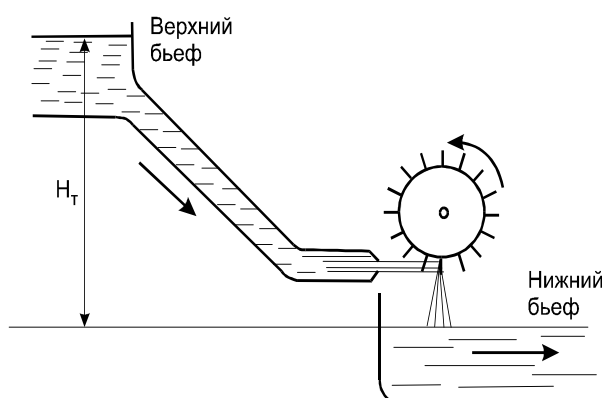


Рис.7.1. Схема ковшовой турбины:  $H_T$  - напор на турбину

Вода из верхнего бьефа подводится трубопроводом к рабочему колесу, закрепленному на валу турбины; по окружности колеса расположены ковшеобразные лопасти. На валу турбины находится ротор генератора, при вращении которого механическая энергия превращается в электрическую. Трубопровод заканчивается соплом, из которого струя воды с большой скоростью попадает на какой-либо ковш и обтекает его, меняя направление. Колесо поворачивается, подставляя под действие струи следующий ковш. В сопле весь напор превращается в кинетическую энергию. Для регулирования в сопле расположена регулирующая игла, перемещением которой можно изменять выходное сечение и диаметр струи, и т.о. изменять расход жидкости через сопло и мощность гидротурбины. Вал турбины может располагаться вертикально и горизонтально. На одном валу может быть несколько колес, и количество



сопел может быть больше одного. Эти турбины используются в диапазоне напора 300...2000 м; диаметр колес – до 7,5 м, единичная мощность турбин может достигать до 200 МВт.

На рис.7.2 приведена схема *радиально-осевой* турбины; вода при входе движется радиально, а на выходе – в осевом направлении. Используемый напор от 30...40 м до 500...550 м. Рабочее колесо радиально-осевой турбины состоит из ряда лопастей 2 сложной пространственной формы, равномерно распределенных по окружности ступицы 1 и нижнего обода 3. Все три части соединены между собой и представляют одну жесткую конструкцию. Число лопастей колеблется от 9 (низконапорные) до 21 (высоконапорные). Отношение выходного диаметра к входному для Красноярской ГЭС ( $H_T^{\max} = 101$  м) равно 1,13, для Нигурской ГЭС ( $H_T^{\max} = 410$  м) – 0,68. Мощность гидротурбины такого типа на Саяно-Шушенской ГЭС – 650 МВт.

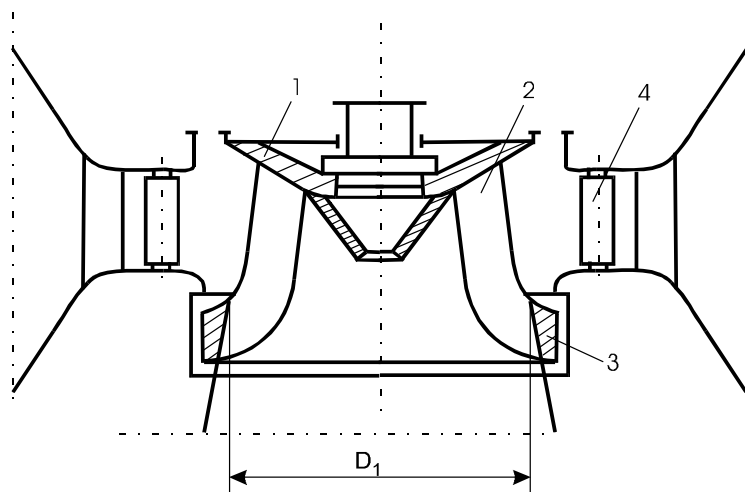


Рис.7.2. Рабочее колесо радиально-пропеллерной турбины:  
1 – ступица; 2 – лопасти; 3 – нижний обод; 4 – лопатки направляющего аппарата

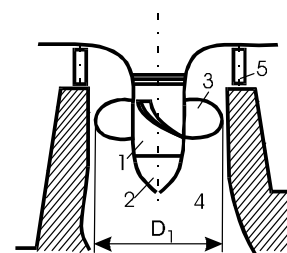


Рис.7.3. Рабочее колесо осевой турбины:  
1 – втулка; 2 – обтекатель; 3 – лопасти; 4 – камера рабочего колеса; 5 – направляющий аппарат

На рис. 7.3 представлена схема пропеллерной гидротурбины, рабочее колесо которой располагается ниже направляющего аппарата; на лопасти рабочего колеса поток поступает в осевом направлении. Рабочее колесо состоит из втулки 1 с обтекателем 2 и рабочих лопастей. По форме оно похоже на гребной винт, число лопастей – 3...8 (растет с ростом  $H_T$ ). Турбина проста и имеет сравнительно высокий КПД, но с

изменением нагрузки КПД резко меняется, что не так существенно, если турбина не работает в пиковой части графика электрических нагрузок. У гидротурбин с  $D_1 > 1,6$  м имеется возможность перестановки лопастей на другой угол при останове турбины.

*Поворотно-лопастные* турбины отличаются от пропеллерных тем, что у них лопасти могут поворачиваться в процессе работы вокруг оси, перпендикулярной оси вала. При определенном угле поворота направляющего аппарата должен быть определенный угол поворота лопастей, обеспечивающий получение высокого КПД. Лопасти могут поворачиваться при работе турбины автоматически. Гидротурбины этого типа могут использоваться при напорах от 3...5 м до 35...45 м и даже 70...75 м.

*Диагональные турбины.* Рабочее колесо представляет конусообразную втулку с расположенными на ней под некоторым углом к оси вращения лопастями. Благодаря этому за рабочим колесом нет участка с резким расширением, как в осевых турбинах. Диагональные гидротурбины обладают более высокими энергетическими и кавитационными качествами, их КПД на 1,5 – 2,5 % выше, чем у осевых, но конструктивно они сложны и не нашли в России широкого применения (установлены на Зейской ГЭС). Они применяются при напорах от 35 – 40 м до 150 – 200 м и особенно при больших колебаниях нагрузок.

## 7.2. Регулирование стока в водохранилищах

ГЭС нуждается в суточном и недельном переменном расходе воды из-за неравномерности графика электрических нагрузок. При расходе воды надо учитывать требования различных отраслей народного хозяйства, следовательно, необходимо *регулировать речного стока*, которое осуществляется с помощью водохранилищ.

Горизонт воды при полном заполнении объема водохранилища называется *нормальным подпорным уровнем* (НПУ). Полезный объем  $V_n$  заключен между НПУ и ГМО – *горизонтом мертвого объема* (ниже этого уровня нельзя сбрасывать объем водохранилища). Имеют место потери воды за счет фильтрации, льдообразования.

Регулирование различают: суточное, недельное, годовое, многолетнее. Регулирование может быть полным (нет холостых сбросов) и неполным.

При *суточном регулировании* ГЭС располагается в пиковой части суточного графика электрических нагрузок. Суточное регулирование делится на неограниченное (любое перераспределение стока и гидроэнергии) и ограниченное. Причины ограничения: недостаточная емкость

водохранилища или бассейна суточного регулирования; ограничение величины установленной мощности ГЭС, что во время паводка вынуждает использовать гидроэнергию для покрытия полубазовой или базовой части графика нагрузки (уменьшаются холостые сбросы); осуществление в некоторых случаях постоянного пропуска воды для поддержания возможности судоходства.

При *суточном регулировании* часть напора теряется: уровень верхнего бьефа снижается, а уровень нижнего бьефа при этом повышается.

При *недельном регулировании* в выходные дни происходит наполнение водохранилища, а в рабочие дни полезно использовать накопленную воду.

При *годовом регулировании* выравнивается сток в течение года; в половодье водохранилище заполняется (до отметки НПУ), в меженное время водохранилище срабатывается. При *многолетнем регулировании* в многоводные годы водохранилище заполняется до НПУ и этот объем распределяется на несколько маловодных лет.

При регулировании гидротурбин на их маневренные характеристики большое влияние оказывают такие явления как кавитация и гидроудар.

### **7.3. Кавитация у гидротурбин**

Кавитация представляет собой сложное физическое явление, приводящее к разрушению поверхности лопастей рабочего колеса и других элементов гидротурбины. Она сопровождается шумом и вибрацией машины, снижением КПД, пропускной способности и мощности турбины.

Причина – пульсации гидродинамического давления в местах образования вакуума, где возникает парообразование, вследствие чего в воде образуются паровые пузырьки или каверны. При попадании последних в зону высокого давления будет наблюдаться конденсация пара, пузырьки и каверны быстро заполняются водой. При этом наблюдается местное повышение давления в сотни и тысячи бар, что может явиться причиной разрушения металла. Кроме того, при кавитации наблюдаются электрические и химические явления, приводящие к коррозии металла.

У реактивных турбин кавитационному разрушению подвержены нижние (по потоку) поверхности лопастей рабочего колеса, камера и другие части, где образуется пониженное давление. У ковшовых турбин – сопла.

*Меры борьбы с кавитацией:* применение для деталей особо стойких материалов (хромоникелевые стали), обеспечение бескавитацион-

ных условий работы реактивных гидротурбин. *Бескавитационные условия* определяются выбором высоты отсасывания  $H_s$ , соответствующей напору, типу и быстроходности турбины. Допустимая по условиям предотвращения кавитации высота отсасывания определяется зависимостью

$$H_s \leq 10,33 - \frac{V}{900} - k\sigma H_T, \text{ м},$$

где  $V$  – абсолютная отметка местоположения турбины над уровнем моря, м;  $\sigma$  – кавитационный коэффициент, зависит от типа турбины и нагрузки, определяется путем испытания модели;  $k = 1,05 \div 1,1$  учитывает переход от  $\sigma$  для модели к его значению для натуре;  $H_s$  – разность отметок проточной части турбины и уровня воды в нижнем бьефе. За отметку с минимальным давлением принимают сечения: для вертикальных радиально-осевых турбин – нижнюю плоскость направляющего аппарата; для горизонтальных радиально-осевых турбин – наивысшую точку рабочего колеса; для вертикальных поворотно-лопастных турбин – ось поворота лопастей рабочего колеса.

Основной мерой защиты реактивных гидротурбин от кавитации является достаточное заглубление рабочих колес. С этой точки зрения чрезвычайно важным является правильное назначение расчетного коэффициента кавитации на основании испытаний модели рабочего колеса. Физически коэффициент кавитации представляет собой отношение абсолютного давления в исследуемой точке к рабочему напору. Для современных отечественных поворотно-лопастных и пропеллерных гидротурбин расчетный кавитационный коэффициент  $\sigma$  колеблется в пределах от 0,2 (средненапорные) до 1,4 (низконапорные), для радиально-осевых — в пределах от 0,03 (высоконапорные) до 0,25 (средненапорные).

Исключение или уменьшение кавитации гидротурбин достигается расположением рабочего колеса на высоте по отношению к уровню нижнего бьефа, не превышающей допустимого значения по условиям бескавитационной работы. Высота расположения рабочего колеса по отношению к уровню нижнего бьефа называется высотой отсасывания, ее значение определяется как разность отметки плоскости гидротурбины с минимальным давлением и уровня воды в нижнем бьефе. В качестве таких плоскостей принимаются: для вертикальных радиально-осевых и диагональных – середина высоты направляющего аппарата; для горизонтальных радиально-осевых и поворотно-лопастных – плоскость, проходящая через ось вала гидроагрегата; для вертикальных поворотно-

лопастных и пропеллерных гидротурбин – плоскость осей поворота лопастей рабочего колеса.

Высота отсасывания считается положительной, если уровень воды в нижнем бьефе находится ниже указанных плоскостей, и отрицательной, если выше.

Кавитация обычно приводит к разрушению металла лопастей, облицовки камеры и других элементов гидротурбины, снижает КПД гидротурбины и механическую прочность ее узлов. Кавитационные явления присущи всем реактивным гидротурбинам. По мере развития кавитации возрастает шум в проточной части гидротурбин, увеличивается вибрация крышки турбины и других опорных частей гидроагрегата, происходят падение КПД и срыв мощности. В целях уменьшения кавитационной эрозии металла ведется постоянный поиск наиболее кавитационно-стойких материалов для изготовления рабочих колес и проточной части гидротурбин. Опыт эксплуатации гидротурбин показывает, что высоколегированные нержавеющие стали 12X18H10T, 10X13, 10X12HD 10X14AP2, а также высокохромистые 1X13иX17H2 обеспечивают длительную работу гидротурбин без заметного кавитационного износа в течение нескольких лет.

Для уменьшения кавитации на гидротурбинных установках может применяться подача воздуха в проточную часть к зонам кавитации.

#### 7.4. Гидроудар

Скорость изменения нагрузки гидроагрегатов связана с изменением расхода воды через гидротурбину и, следовательно, с изменением скорости потока воды в трубопроводах. При изменении скорости воды в трубопроводе возникают колебания давления противоположного знака, передающиеся стенкам трубопровода: при уменьшении скорости давление растет, при увеличении падает. Это явление носит название гидравлического удара и значительно усложняет регулирование мощности гидротурбин, а в некоторых случаях может оказаться опасным для их прочности. Также гидравлический удар может вызвать замедление регулирования нагрузки турбины и нежелательные колебания ее мощности. Например, при повышении частоты вращения турбины из-за уменьшения ее нагрузки регулятор частично прикрывает направляющий аппарат турбины и вследствие этого напор повышается при этом расход воды через турбину падает не до значения  $W_1 = W_0 - \Delta W$ , как это требовалось бы по условиям регулирования, а до  $W_1' = W_0 - \Delta W + \Delta W'$ , где  $\Delta W'$  – добавочный расход воды вызванный повышением напора из-за гидравлического удара. При определенных соотношения размеров тру-

бопровода (длина, диаметр) это явление может привести впервые моменты регулирования к тому, что мощность турбины будет не уменьшаться, а увеличиваться или остановится. Это приведет к нарушению процесса регулирования частоты. Турбина по сигналу разгрузить в первые моменты будет набирать мощность, в следствие чего регулятор усилит сигнал на закрытие направляющего аппарата и вызовет сильное перерегулирование агрегата.

Различают прямой и непрямой гидравлические удары. Наиболее опасен прямой удар, при котором повышение давления оказывается максимальным. Он происходит, если время закрытия направляющего аппарата  $\tau_{\text{на}}$  меньше, чем период пробега волны давления по трубопроводу. Максимальное повышение давления (напора) при прямом ударе находят по формуле  $\Delta H_{\text{max}} = a\omega_0/g$ , где  $a$  – скорость распространения волны давления;  $\omega_0$  – начальная скорость потока.

Допустимые по условиям прочности трубопроводов повышения давления (напора) составляют

$$+\Delta H_{\text{доп}} = (0,15 \dots 0,5) H_{\text{ном}},$$

а понижения давления

$$-\Delta H_{\text{доп}} = (0,4 \dots 0,75) H_{\text{ном}},$$

где  $H_{\text{ном}}$  – номинальный напор гидротурбины.

По условиям гидроудара возможна скорость изменения нагрузки гидротурбин от 150 до 500 МВт/мин в зависимости от параметров ГЭС и гидротурбин. Эти скорости вполне достаточны для динамического регулирования частоты в современных энергосистемах.

В тех случаях, когда повышения давления превосходят предельные допускаемые значения, к трубопроводу пристраивают холостой сброс, который открывается при закрытии направляющего аппарата и затем, независимо от регулирующих воздействий, очень медленно закрывается, чтобы поток воды в напорном трубопроводе замедлялся постепенно.

На некоторых ГЭС с длиной напорного водовода больше 1000 м, где вероятность прямых гидравлических ударов очень велика, кроме прямого сброса, связывают первичный регулятор частоты вращения турбины с датчиком давления, установленным в напорном трубопроводе. Этим ограничивается скорость изменения мощности и обеспечивается нормальный гидравлический режим установки.

## 7.5. Характеристики гидротурбин

Характеристики гидротурбин представляют графические зависимости основных величин, определяющих работу гидротурбин.

Главная универсальная характеристика строится в координатах частота вращения  $n'_1$ , расход воды  $Q'_1$ ; на поле наносятся изолинии КПД модели, степень открытия направляющего аппарата  $a_0$ , кавитационный коэффициент  $\sigma$ , а для поворотно-лопастных турбин еще линии равных углов поворота лопастей, для радиально-осевых и пропеллерных турбин – линии пятипроцентного запаса мощности.

Главные универсальные характеристики используются при подборе натуральных турбин, для построения рабочих и эксплуатационных характеристик.

Для всех режимов ГЭС обязательным условием является работа гидроэнергетического оборудования с наивысшим КПД.

Мощность гидротурбины  $N_T$  (кВт) определяется по формуле

$$N_T = 9,81QH\eta_T,$$

где  $Q$  – расход воды, проходящей через турбину,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $H$  – напор турбины,  $\text{м}$ ;  $\eta_T$  – КПД.

При изменении нагрузки турбины изменяются расход воды и КПД. Взаимная связь основных параметров турбины, работающей с постоянной частотой вращения, определяется ее рабочими и эксплуатационными характеристиками. Рабочая характеристика представляет собой зависимости КПД гидротурбины от мощности  $\eta_T = f(N_T)$  при постоянной частоте вращения и напоре. На рис. 7.4 изображена группа рабочих характеристик гидротурбин различных типов.

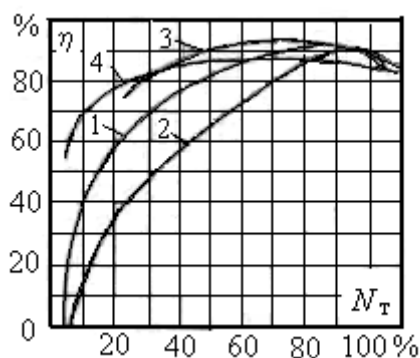


Рис. 7.4. Рабочие характеристики гидротурбин различных типов:  
1 – радиально-осевая; 2 – пропеллерная; 3 – поворотно-лопастная; 4 – ковшовая

Как видно из рисунка поворотные-лопастные и ковшовые гидротурбины имеют более пологую характеристику с относительно малым изменением КПД при изменении нагрузки в рабочей зоне (примерно от 30 до 100 %) по сравнению с радиально-осевыми и пропеллерными гидротурбинами. Из этого следует, что при выборе ГЭС для регулирования частоты энергосистемы следует отдавать предпочтение тем ГЭС, на которых установлены поворотные-лопастные или ковшовые гидротурбины.

Работа пропеллерных и радиально-осевых гидротурбин при нагрузках ниже зоны оптимальной мощности (75–100 %) экономически невыгодна, так как приводит к существенному снижению КПД ГЭС. Однако в оптимальном режиме современные крупные радиально-осевые гидротурбины имеют КПД более высокий, чем поворотные-лопастные.

В ряде случаев рабочие характеристики пропеллерных и радиально-осевых гидротурбин могут заканчиваться характерным загибом (см. рис. 7.4), соответствующим срыву мощности из-за резкого ухудшения гидродинамического режима при близком к полному открытию направляющего аппарата. Работа гидротурбин в зоне срыва мощности недопустима из-за резкого развития кавитации, снижения КПД и, как правило, повышения вибрации опорных частей гидроагрегата.

Рабочие характеристики не дают, однако, полного представления о работе гидротурбин из-за отсутствия на них ряда нужных показателей, кроме того, они неудобны для эксплуатационного персонала, так как для каждого рабочего напора необходимо иметь отдельную кривую. Для получения полной картины энергетических и кавитационных свойств гидротурбины заводами-изготовителями выдаются эксплуатационные характеристики.

*Эксплуатационная универсальная характеристика* строится в координатах  $H_T$ ,  $N_T$ ; на поле наносятся изолинии КПД турбины, допустимой  $H_S$ , линии ограничения мощности по генератору и пропускной способности (см. рис. 7.5).

Эксплуатационные универсальные характеристики имеют большое значение для организации рациональной эксплуатации гидротурбинных установок. Они составляются на основании модельных испытаний гидротурбин. Как правило, действительные значения КПД гидротурбин несколько отличаются от расчетных, нанесенных на заводской эксплуатационной характеристике. В связи с этим рекомендуется после ввода гидротурбин в эксплуатацию проводить натурные испытания для уточнения главным образом значений КПД и положения линий ограничения мощности. Испытания целесообразно проводить силами специализированных организаций при участии заводов – поставщиков гидротурбин.



Для удобства по результатам испытаний следует составлять эксплуатационную характеристику не гидротурбины, а гидроагрегата, отличающуюся тем, что линии равных КПД и равных расходов строятся с учетом суммарных потерь мощности в турбине и генераторе.

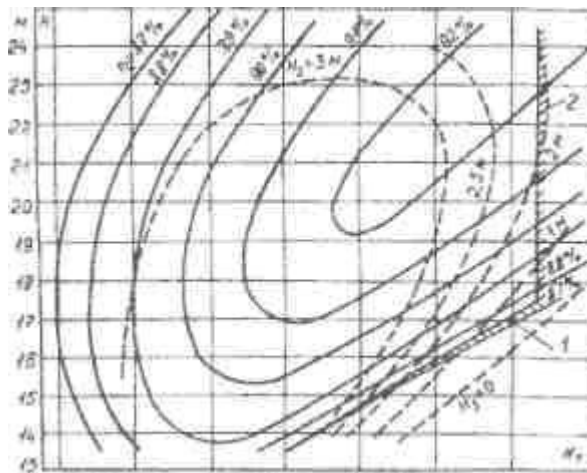


Рис. 7.5. Эксплуатационная характеристика поворотно-лопастной гидротурбины:  
1 — линия ограничения мощности гидротурбины; 2 — линия ограничения мощности гидрогенератора.

Одной из основных для гидротурбины является ее кавитационная характеристика. Каждому режиму гидротурбины, работающей при переменных напоре и мощности, соответствуют определенные значения КПД и допустимая высота отсасывания. Эти данные приводятся в эксплуатационной универсальной характеристике. На характеристике допустимые высоты отсасывания для различных режимов работы гидротурбины нанесены в виде системы линий  $H_s$ .

При работе одного гидроагрегата, используя эксплуатационную характеристику, несложно выбрать диапазон нагрузок, при котором обеспечивается наивысший КПД при соблюдении условий, обеспечивающих наименьшую кавитационную эрозию проточной части гидротурбины. В случае работы нескольких гидроагрегатов при заданной нагрузке и неизменном напоре наивыгоднейший режим при наивысшем КПД ГЭС может быть достигнут в том случае, если на ГЭС будет работать оптимальное количество гидроагрегатов, а нагрузка между ними будет распределена с соблюдением равенства относительных приростов расхода воды. Определение количества и режима работы гидроагрегатов при покрытии заданных активной и реактивной нагрузок производится дежурным персоналом путем соответствующих расчетов или с помощью заранее подготовленной эксплуатационной диаграммы.

Для выбора гидротурбин используют специальный график в координатах «мощность – напор», на нем указываются типы турбин, предельный диаметр рабочего колеса  $D_{\text{пред}}$ , предельные области по напору.

### 7.5. Эксплуатация гидротурбин

Бесперебойная работа гидротурбинных установок обеспечивает надежную работу ГЭС по выработке электроэнергии в соответствии с заданной ей нагрузкой или заданным режимом автоматического регулирования мощности, частоты или перетока мощности по линиям электропередачи, а также постоянную готовность резервных гидроагрегатов к принятию нагрузки.

Для характеристики надежности гидротурбин используется коэффициент технического использования  $K_{\text{ти}}$ :

$$K_{\text{ти}} = \frac{T_{\text{ген}} + T_{\text{ск}}}{T_{\text{кал}}},$$

где  $T_{\text{кал}}$  – календарный период наблюдения, принимаемый при анализе надежности равным одному году (8760 ч);  $T_{\text{ген}}$  – суммарное число часов работы гидроагрегата в генераторном режиме за период  $T_{\text{кал}}$ ;  $T_{\text{ск}}$  – суммарное число часов работы гидроагрегата в режиме синхронного компенсатора за период  $T_{\text{кал}}$ . Средний  $K_{\text{ти}}$  по всем ГЭС России составляет в настоящее время 0,89 – 0,90.

Бесперебойная и надежная работа гидротурбинных установок в значительной степени зависит от уровня эксплуатации, своевременной реконструкции и модернизации оборудования, замены изношенных узлов, качества ремонтных и наладочных работ.

Для повышения надежности работы оборудования в первую очередь следует выявлять элементы оборудования с низкой надежностью, обеспечивать их восстановление или замену более надежными и долговечными, в том числе; заменять лопасти рабочих колес гидротурбин, выполненных из обычных углеродистых сталей, лопастями из кавитационно-стойких (нержавеющих) сталей; своевременно восстанавливать места кавитационных повреждений лопастей рабочих колес и других элементов проточной части гидротурбин, заделывать появившиеся трещины на лопастях рабочих колес; совершенствовать и своевременно заменять уплотнения лопастей рабочих колес, валов гидроагрегатов, маслонапп подпятников и подшипников.

Кроме того, необходимо: улучшать системы охлаждения гидротурбин, подпятников и подшипников; следить за равномерным распределением нагрузки на сегменты подпятников, улучшать систему

температурного контроля за их работой; совершенствовать способы и аппаратуру эксплуатационного контроля за электрическими и механическими параметрами работы гидроагрегатов; упрощать вспомогательные системы оборудования гидротурбинной установки (смазки, технического водо- и воздухо- снабжения, водооткачивающего и другого оборудования); совершенствовать системы автоматического управления путем внедрения современных микропроцессорных устройств и сокращения количества реле, контактов, гидроблокировок и т.п.

Надежность оборудования в большой степени зависит от качества выполняемых ремонтных работ, поэтому на ГЭС и в энергообъединениях необходимо вести постоянную работу по совершенствованию организации ремонта.

Оптимальный КПД ГЭС следует рассматривать с учетом заданной нагрузки, напора и режима ее работы в энергосистеме. Режим работы ГЭС задается с учетом интересов энергосистемы исходя из получения максимального экономического эффекта. Основными энергетическими показателями ГЭС являются ее установленная мощность, годовая выработка электроэнергии и удельный расход воды.

Установленной мощностью ГЭС называется суммарная номинальная мощность всех ее генераторов. Установленная мощность исчисляется при расчетном  $\cos\varphi$ . Годовая выработка электроэнергии ГЭС зависит от водности реки. Отношение годовой выработки электроэнергии ГЭС к ее установленной мощности называется числом часов использования установленной мощности. В зависимости от функций ГЭС в энергосистеме число часов использования составляет для ГЭС, работающих в пиках графика нагрузки, 1000-3000, для базисных ГЭС 6000-6500.

Удельный расход воды определяет количество (объем) воды, необходимый для выработки 1 кВт·ч электроэнергии.

Одним из основных технико-экономических показателей ГЭС является себестоимость электрической энергии. Себестоимость электрической энергии  $S$ , руб/(кВт·ч) определяется делением ежегодных издержек производства  $I$  (руб) на количество отпущенной за год с шин высокого напряжения электроэнергии  $\mathcal{E}_{\text{отп}}$  (кВт·ч):

$$S = \frac{I}{\mathcal{E}_{\text{отп}}}.$$

Чем выше годовая выработка электроэнергии, тем ниже ее себестоимость, так как годовые издержки производства ГЭС мало зависят от выработки электроэнергии. Ежегодные издержки ГЭС включают эксплуатационные затраты (зарплата персонала, материалы, текущий ре-

монт и др.) и отчисления на амортизацию сооружений и оборудования (реновация и капитальный ремонт). Последние составляют до 70–80 % полных ежегодных издержек ГЭС и, следовательно, такую же долю в себестоимости электроэнергии.

При энергетическом использовании водотока оптимальный режим работы ГЭС определяется по минимуму ежегодных издержек объединенной энергосистемы при соблюдении баланса мощности и выработки электроэнергии и поддержании надлежащего качества электроэнергии по частоте и напряжению. При заданном электропотреблении минимум ежегодных издержек соответствует минимуму себестоимости энергии объединенной энергосистемы. В расчетах с некоторым приближением считаются постоянными все эксплуатационные расходы энергосистемы, кроме расходов на топливо. При этом критерием оптимальности режима работы ГЭС становится минимум стоимости сжигаемого топлива на тепловых электростанциях энергосистемы. Это условие выражается в виде  $\Sigma ЦВ = \min$ , где  $V$  – расход топлива,  $Ц$  – стоимость его единицы массы. При одинаковой стоимости топлива на всех электростанциях энергосистемы условием оптимальности можно считать минимум расхода топлива, т.е.  $\Sigma V = \min$ .

В приближенных расчетах годичного регулирования стока считается, что минимуму расхода топлива соответствует максимум выработки энергии ГЭС при выполнении гарантий по участию ГЭС в покрытии максимумов нагрузки энергосистемы. Для обоснования суточного режима работы энергосистемы критерий максимума выработки электроэнергии на ГЭС не может быть применен. Известно, что суточное регулирование обычно вызывает потерю энергии и поэтому максимуму выработки энергии ГЭС соответствует базисный режим ее работы без суточного регулирования. Но при этом тепловые электростанции должны работать в пиковых режимах с повышенными удельными расходами топлива, что, в конечном счете, ведет к увеличению расхода топлива по энергосистеме. Кроме того, при базисной работе ГЭС в маловодный период снижается ее располагаемая мощность, вследствие чего может быть нарушен баланс мощности энергосистемы. Поэтому оптимизация суточных режимов работы ГЭС производится по минимуму стоимости или расхода топлива в энергосистеме.

Расчетами годовых, сезонных и суточных режимов работы ГЭС занимаются специальные службы энергообъединений в зависимости от мощности ГЭС и ее территориального расположения. Режим работы ГЭС задается диспетчером энергосистемы в виде диспетчерского графика нагрузки или путем управления гидроагрегатами ГЭС по каналам

телемеханики с диспетчерского пункта энергосистемы (объединенной энергосистемы).

В отдельных случаях в определенное время суток некоторые крупные ГЭС, оснащенные специальной аппаратурой, привлекаются к автоматическому регулированию частоты либо перетоков мощности по линиям электропередачи. Важная роль при этом отведена ГАЭС.

В настоящее время в России находится одна гидроаккумулирующая электростанция – Загорская ГАЭС (установленная мощность турбин/насосов 1200/1320 МВт). В часы ночного провала графика нагрузки агрегаты ГАЭС работают в насосном режиме и происходит заряд верхнего бассейна, генераторный режим используется в утренних (рабочие дни) и вечерних пиках нагрузки, во время которых расходуется объем воды, накопленный в верхнем бассейне. Наряду с участием в покрытии пиковой части суточного графика нагрузок и заполнением его провалов, что для ГАЭС является основным назначением, они выполняют функции регулирования и поддержания на заданном уровне стандартных значений частоты и напряжения в энергообъединении (работа в режиме синхронного компенсатора), а также постоянной готовности к быстрому набору и несению активной и реактивной нагрузок с высокой степенью эксплуатационной надежности, т.е. выполняют роль быстровводимого резерва мощности.

Несмотря на неизбежные потери электроэнергии при ее насосном аккумулировании (КПД гидроаккумулирования современных ГАЭС составляет 0,72–0,75), привлечение ГАЭС к формированию электрических режимов энергообъединений экономически оправдано и эффективно.

Основными параметрами насос-турбин являются обычно употребляемые параметры турбин и в дополнение к ним параметры насосного режима: напор и расход (подача в насосном режиме).

## **7.6. Системы автоматического регулирования гидроагрегата**

Система автоматического регулирования гидроагрегата должна обеспечивать:

- автоматический и ручной пуск и останов гидроагрегата;
- устойчивая работа гидроагрегата на всех режимах;
- участие в регулировании частоты в энергосистеме с уставкой статизма в пределах 4,5–6,0 % и мертвой зоны по частоте, задаваемой энергосистемой;
- плавное (без толчков и гидроударов в маслопроводах) перемещение регулирующих органов при изменении мощности гидроагрегата;
- выполнение гарантий регулирования;

- автоматическое изменение ограничения максимального открытия направляющего аппарата по мощности при изменении напора;
- автоматическое и ручное изменение комбинаторной зависимости по напору (для поворотных лопастных гидротурбин);
- автоматический перевод гидроагрегата в режим синхронного компенсатора и обратно.

В настоящее время на ГЭС эксплуатируются две разновидности регуляторов частоты вращения: гидромеханические и электрогидравлические. Гидромеханические регуляторы выпускались в основном до конца 1950-х годов. После этого были разработаны и освоены отечественные электрогидравлические регуляторы (ЭГР). Гидромеханические регуляторы отличаются от электрогидравлических тем, что у них все элементы регулятора выполнены на гидромеханическом принципе. В ЭГР сочетается работа электрической и гидромеханической системы.

Электрическая система ЭГР обеспечивает измерение и сравнение с заданными уставками частоты вращения гидротурбины, открытие направляющего аппарата мощности гидроагрегата, а также суммирование поступающих в регулятор сигналов, заданий, их усиление, преобразование и формирование в виде определенного закона регулирования.

Гидромеханическая часть ЭГР с помощью специального электрогидравлического преобразователя преобразует выходной электрический сигнал регулятора в механическое перемещение гидравлического усилителя, управляющего золотниками, воздействующими на силовые регулирующие органы гидротурбины.

Из числа гидромеханических регуляторов наибольшее распространение на ГЭС получили регуляторы типа УК и серий Р и РК.

Однако в наибольшей степени предъявляемым современным требованиям к системе регулирования гидроагрегатов отвечают ЭГР. Их технические возможности позволяют наиболее просто реализовать:

- обеспечение группового регулирования частоты и активной мощности всеми гидроагрегатами ГЭС;
- ввод большого количества управляющих воздействий от системной автоматики ГЭС;
- осуществление связи с управляющей вычислительной машиной, задающей оптимальный режим работы гидроагрегата;
- оперативное изменение стабилизирующих параметров регулятора при изменении режима работы гидроагрегата и т.д.

Несмотря на различие в схемах, все регуляторы обеспечивают выполнение вышеуказанных требований.

При автоматическом пуске регулятор обеспечивает открытие направляющего аппарата до пускового открытия. После разворота агрегата до номинальной частоты вращения регулятор автоматически закрывает направляющий агрегат, обеспечивая приведение частоты к номинальному значению. В современных регуляторах предусмотрены коррекция пускового открытия в зависимости от напора и принудительное закрытие направляющего аппарата до холостого хода (с коррекцией по напору) до достижения номинальной частоты вращения.

Устойчивая работа гидроагрегата на всех режимах обеспечивается за счет установки соответствующих динамических параметров (постоянной времени издрома и временной неравномерности). Во всех типах ЭГР предусмотрена возможность установки двух пар указанных параметров: для работы на холостом ходу с отключенным выключателем и для работы в сети под нагрузкой. В ЭГР всех типов предусмотрена возможность оперативного изменения, как параметров динамической настройки, так и значения статизма, а в последних типах ЭГР – также и значения мертвой зоны по частоте.

Нормальная работа регулятора во многом зависит от состояния узлов и качества их настройки. В связи с этим следует периодически проверять выполнение ряда требований, предъявляемых к узлам и характеристикам РЧВ. Так, нечувствительность регулятора не должна быть более 0,1 %, а в современных ЭГР – 0,03 %. Диаметральные зазоры между золотником и буксой должны быть в пределах 0,03–0,05 мм для золотников диаметром менее 150 мм и 0,04–0,07 мм для золотников диаметром 150 мм и более; золотники должны опускаться в буксе под действием собственного веса; задиры, натирсы, царапины на рабочей поверхности тела золотников не допускаются. Отсекающие кромки золотников не должны иметь дефектов в виде завалов, закруглений и т.п. Размер перекрытия золотников устанавливается в 0,3–0,4 мм при диаметре золотника 50–150 мм и 0,4–0,5 мм при диаметре 150–250 мм. Максимальный ход золотника должен обеспечить необходимую скорость движения поршня сервомотора направляющего аппарата. Рычажные передачи регулятора не должны иметь суммарный мертвый ход более 1 % полного хода сервомотора. Колебания частоты вращения при работе гидроагрегата на холостом ходу не должны превышать 0,3–0,4 % номинальной. Несоблюдение этих требований, а также наличие чрезмерных трений, заеданий в рычажно-тяговых передачах и механизмах регулятора могут привести к неустойчивой работе, рывкам при изменении нагрузки, невыполнению гарантий регулирования при сбросах нагрузки.

Для автоматического ограничения максимального открытия направляющего аппарата в зависимости от напора в гидромеханической колонке ЭГР устанавливается клин.

### **7.7. Работа гидроагрегатов в режиме синхронного компенсатора**

При работе гидроагрегатов в режиме синхронного компенсатора они должны быть готовы к немедленному автоматическому переводу в генераторный режим, при этом рабочее колесо турбины должно быть освобождено от воды.

Система охлаждения лабиринтных уплотнений радиально-осевых рабочих колес должна обеспечивать работу без повышения их температуры.

На гидроэлектростанциях, имеющих предтурбинные затворы, при переводе гидроагрегата в режим синхронного компенсатора предтурбинный затвор должен быть закрыт.

Поддержание уровня воды под рабочим колесом, подкачка сжатого воздуха должны производиться автоматически.

При работе гидроагрегата в режиме синхронного компенсатора направляющий аппарат закрыт, доступ воды к гидротурбине прекращен, генератор включен в сеть и вращается как двигатель при наличии реактивного тока в обмотке статора, опережающего напряжение статора или отстающего от него по фазе. Потребляемая при этом генератором мощность расходуется на преодоление механических и вентиляционных потерь и в значительной степени зависит от условий вращения рабочего колеса гидротурбины. При освобожденном от воды рабочем колесе (в случае положительной высоты отсасывания или в результате специального отжата воды от рабочего колеса) потребляемая мощность составляет 2–4 % номинальной мощности гидрогенератора, а при затопленном рабочем колесе потребляемая мощность увеличивается до 15–20 % номинальной.

Необходимость работы гидроагрегатов в режиме синхронного компенсатора возникает при недостатке в энергосистеме реактивной мощности и избытке ее, вызванном наличием больших емкостных токов в период малых активных нагрузок, подключенных к шинам ГЭС протяженных линий электропередачи.

Гидрогенератор при недостатке реактивной мощности в системе работает как перевозбужденный синхронный электродвигатель, получает реактивный ток, емкостный по отношению к сети, тем самым улучшая коэффициент мощности ( $\cos\varphi$ ) сети, а при избытке реактивной



мощности – как недовозбужденный синхронный электродвигатель, выдавая индуктивный ток, компенсирующий емкостный ток в сети.

Предельная реактивная мощность в режимах перевозбуждения или недовозбуждения гидрогенератора при работе в режиме синхронного компенсатора ограничивается допустимыми повышениями температуры обмотки ротора и лобовых частей обмотки статора и устанавливается на основании технических условий завода-изготовителя или данных натурных тепловых испытаний генератора.

Перевод в режим синхронного компенсатора вертикальных гидроагрегатов с осевыми поворотно-лопастными, радиально-осевыми и диагональными гидротурбинами, работающими с отрицательными высотами отсасывания, осуществляется следующим образом. Гидроагрегат разгружается по активной мощности до положения холостого хода, направляющий аппарат полностью закрывается, генератор остается включенным в сеть. В момент полного закрытия направляющего аппарата открывается клапан впуска сжатого воздуха в целях срыва вакуума в зоне рабочего колеса турбины и освобождения его от воды. Сжатый воздух подается в отсасывающую трубу до полного отжатия воды от рабочего колеса с некоторым запасом, исключающим захват воды нижними кромками лопастей и обеспечивающим определенную продолжительность работы гидроагрегата без впуска воздуха к рабочему колесу. Уровень отжатия воды от рабочего колеса рекомендуется устанавливать:

- для радиально-осевых гидротурбин – на 1 м ниже нижнего обода рабочего колеса;
- для поворотно-лопастных гидротурбин с четырьмя лопастями – на 1 м ниже, а с восемью лопастями – на 2,5 м ниже выходных кромок лопастей при полном их развороте.

После отжатия воды генератор загружается реактивной нагрузкой. Давление сжатого воздуха, используемого для отжатия воды от рабочих колес гидротурбин, при переводе гидроагрегата в режим синхронного компенсатора составляет 7–8 кгс/см<sup>2</sup> для систем низкого давления или 36–40 кгс/см<sup>2</sup> для систем высокого давления.

Время отжатия воды от рабочего колеса при правильно запроектированной и налаженной пневматической системе и нормальных протечках воды через закрытый направляющий аппарат не должно превышать 1 мин от момента подачи импульса на перевод гидроагрегата в режим синхронного компенсатора.

Последовательность перевода капсульного гидроагрегата в режим синхронного компенсатора аналогична описанной выше с той лишь разницей, что воздух в камеру рабочего колеса не подается, а лопасти

свертываются на предельно возможный угол. Перевод гидроагрегатов с ковшовыми гидротурбинами в режим синхронного компенсатора производится после разгрузки по активной мощности закрытием игл направляющих сопл. Отжатие воды при этом не требуется, так как ковшовые гидротурбины располагаются выше уровня нижнего бьефа.

Перевод гидроагрегатов в режим синхронного компенсатора осуществляется дистанционно или автоматически. Операции по поддержанию давления воздуха в зоне рабочего колеса, обеспечивающего необходимый уровень воды в отсасывающей трубе при работе гидроагрегата в режиме синхронного компенсатора, выполняется автоматически.

Перевод гидроагрегата из режима синхронного компенсатора в генераторный производится либо дистанционно с главного пульта управления, либо автоматически – при аварийном понижении частоты в энергосистеме и работе схемы частотного пуска гидроагрегатов. Необходимость полной готовности гидроагрегата к переводу из режима синхронного компенсатора в генераторный диктуется требованиями быстрого ввода резерва мощности при аварийных ситуациях в энергосистеме, сопровождающихся понижением частоты. Этим требованиям наилучшим образом удовлетворяет такой процесс набора нагрузки гидроагрегатом, переводимым из режима синхронного компенсатора в генераторный, при котором время полного набора нагрузки определяется лишь скоростью открытия направляющего аппарата и может достигать до 15–20 с.

Система по переводу гидроагрегатов в режим синхронного компенсатора должна работать с оптимальными параметрами воздушной системы.

## **7.8. Нахождение гидротурбин в резерве**

Гидроагрегаты, находящиеся в резерве, должны быть в состоянии готовности к немедленному автоматическому пуску. Гидротурбины с закрытым направляющим аппаратом должны находиться под напором при полностью открытых затворах на водоприемнике и в отсасывающей трубе. На высоконапорных гидроэлектростанциях с напором 300 м и более, а также с напором от 200 до 300 м при числе часов использования менее 3000 предтурбинные и встроенные кольцевые затворы на резервных гидроагрегатах должны быть закрыты.

Требование о закрытии турбинного затвора, установленного непосредственно перед спиральной камерой высоконапорных гидротурбинных установок, определяется необходимостью уменьшения количества протечек воды через неплотности направляющего аппарата на остано-

ленном гидроагрегате и стремлением избежать щелевой кавитации в его направляющем аппарате.

На гидроэлектростанциях с напором ниже 200 м предтурбинный затвор на резервном агрегате не должен закрываться, если он не выполняет оперативные функции.

### **7.9. Регулирование частоты и мощности на ГЭС**

Изменение мощности турбоагрегатов ГЭС, по сравнению с энергоблоками тепловых электростанций, не связано с необходимостью ряда ограничений по режиму работы технологической части электростанции. Кроме этого, работа ГЭС в переменном режиме не вызывает существенного снижения её экономичности. Поэтому, при наличии в энергосистеме ГЭС, они преимущественно используются для регулирования режима по активной мощности и для регулирования частоты.

В большинстве случаев на ГЭС применяется групповое регулирование частоты и мощности (ГРАМ). Система группового регулирования на ГЭС осуществляет регулирование и управление группой гидроагрегатов как единым целым, с соблюдением заданного распределения нагрузок между отдельными агрегатами.

Система ГРАМ должна обеспечивать следующие режимы:

- регулирование заданного уровня частоты в энергосистеме по статической или астатической характеристике;
- регулирование мощности ГЭС или отдельных её частей со статизмом по частоте в соответствии с заданиями, поступающими со станционного или вышестоящего уровней управления;
- первичное регулирование частоты в режиме группового регулирования должно обеспечиваться за счет действия АРЧВ с характеристиками, отвечающими требованиям энергосистемы. Система ГРАМ не должна препятствовать действию АРЧВ по отклонению частоты.

Распределение нагрузки между гидроагрегатами, работающими на групповом регулировании, должно производиться с учетом индивидуальных ограничений по максимальной мощности и зон нежелательной работы по одному из следующих способов:

- по равенству мощностей или открытий направляющих аппаратов при идентичности энергетических характеристик гидроагрегатов;
- по минимуму суммарных потерь при различных энергетических характеристиках гидроагрегатов.

Принятие второго способа распределения обосновывается в каждом конкретном случае при наличии различий в натуральных энергетических характеристиках гидроагрегатов.

Функциональная структура ГРАМ, реализуемая в современных системах с помощью цифровых программных контроллеров, содержит:

- задатчик плановой мощности;
- задатчик внеплановой мощности;
- формирователь характеристики регулятора частоты (частотный корректор);
- блок управления распределением активной нагрузки и регуляторов мощности каждого агрегата.

Нагрузка каждого агрегата может задаваться либо непосредственно по активной мощности, либо по открытию направляющего аппарата. Активная мощность агрегата и открытие направляющего аппарата имеют между собой сложную связь, зависящую от фактического напора. В связи с этим для оценки свойств системы регулирования при наладке используются статические характеристики регулятора – зависимость открытия направляющего аппарата от частоты и статические характеристики системы регулирования – зависимость мощности агрегата от частоты.

В общестанционной части ГРАМ осуществляется сравнение текущего значения суммы плановой и внеплановой мощности с суммарной мощностью агрегатов. Отклонение фактической суммарной мощности от задаваемой используется в блоке формирования задания для каждого агрегата с учетом их конкретных характеристик. Отработка задания каждым агрегатом осуществляется по пропорционально-интегральному закону, что обеспечивает в целом астатическую характеристику регулирования по суммарной мощности станции. Частотный корректор настраивается таким образом, чтобы система регулирования мощности не препятствовала полноценному участию гидроагрегатов в первичном регулировании частоты.

Важным также является обеспечение приоритетов исполнения задач регулирования в зависимости от их важности с точки зрения предотвращения возможных системных аварий.

При возникновении аварийного режима в энергосистеме по сигналу системной автоматики или при снижении частоты в энергосистеме ниже заданной уставки должен быть обеспечен набор нагрузки с максимально возможной скоростью, определяемой временем открытия направляющего аппарата и разворота лопастей рабочего колеса. При этом должен соблюдаться приоритет действия сигналов ограничений перетоков мощности по линиям электропередачи, если эти сигналы исключают набор нагрузки.

При аварийном повышении частоты в энергосистеме выше заданной уставки должна быть обеспечена разгрузка гидроагрегатов с макси-

мально возможной скоростью.

### Вопросы для самопроверки

1. Каковы маневренные характеристики ГЭС?
2. В чем достоинства и недостатки ГАЭС?
3. Какие типы турбин применяются на ГЭС?
4. В чем заключается суточное регулирование речного стока на ГЭС?
5. Почему нельзя допускать кавитации в гидротурбинах ГЭС?
6. Что применяется на ГЭС для бескавитационных условий работы гидротурбин?
7. Каковы причины возникновения гидроудара на ГЭС?
8. Что применяется на ГЭС для предотвращения гидроудара?
9. Что представляет рабочая характеристика гидротурбины?
10. Что представляет эксплуатационная универсальная характеристика гидротурбины?
11. Каким коэффициентом характеризуется надежность работы гидротурбин?
12. Какие меры применяются для повышения надежности работы оборудования ГЭС?
13. Как работают гидроагрегаты в режиме синхронного компенсатора?
14. По какому критерию определяется оптимальный режим работы ГЭС?
15. Какие свойства ГЭС являются важными для регулирования частоты и мощности в энергосистеме?
16. Какая система регулирования частоты и мощности применяется на ГЭС?
17. В какой области суточного графика нагрузок используются ГЭС?
18. Какие режимы обеспечивает система ГРАМ?
19. Какова функциональная структура системы ГРАМ?
20. Как работают ГЭС при возникновении аварийного режима в энергосистеме?

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антонова А.М., Вагнер М.А., Калугин Б.Ф. Общая энергетика: учебное пособие. – Томск, Изд-во ТПУ, 2007. – 340 с.
2. Арсеньев Г.В., Белоусов В.П., Дранченко А.А. и др. Тепловое оборудование и тепловые сети: учебник для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 399 с.
3. Баженов М.И., Богородский А.С. Сборник задач по курсу «Тепловые электростанции». – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 128 с.
4. Гиршфельд В.Я., Князев А.М., Куликов В.Е. Режимы работы и эксплуатация ТЭС. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.
5. ГОСТ 14249–89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность узлов и деталей. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 79 с.
6. Доброхотов В.И., Жгулев Г.В. Эксплуатация энергетических блоков. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
7. Елизаров Д.П. Паропроводы тепловых электростанций. – М.: Энергия, 1980. – 86 с.
8. Елизаров Д.П. Теплоэнергетические установки электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 264 с.
9. Елизаров П.П. Эксплуатация котельных установок высокого давления на электростанциях. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 400 с.
10. Жгулев Г.В. Пуск и наладка энергоблоков. – М.: Энергия, 1978. – 256 с.
11. Иванов В.А. Стационарные и переходные режимы мощных паротурбинных установок. – Л.: Энергия, 1971. – 280 с.
12. Иванов В.А. Режимы мощных паротурбинных установок. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоатомиздат, 1980. – 248 с.
13. Иванов В.А. Регулирование энергоблоков. – Л.: Машиностроение, 1982. – 311 с.
14. Иевлев А.В. Эксплуатация паротурбинных установок небольших мощностей. – М.–Л.: Энергия, 1964. – 280 с.
15. Капелович Б.Э. Эксплуатация паротурбинных установок. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 304 с.
16. Качан А.Д. Режимы работы и эксплуатация тепловых электрических станций: Учеб. пособие. – Минск: Высш. шк., 1978. – 288 с.
17. Котельные и турбинные установки энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт. Создание и освоение / под ред. В.Е. Дорощука и В.Б. Рубина. – М.: Энергия, 1979. – 600 с.
18. Кроль А.Я. Эксплуатация блочных турбинных установок большой мощности. – М.–Л.: Энергия, 1965. – 192 с.
19. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций. – М.: ВНТП, 1981. – 80 с.
20. Основы современной энергетике: Курс лекций для менеджеров энергетических компаний/ Под общей редакцией Е.В.Аметистова. – М.: Издательство МЭИ, 2002. 368 с.
21. Пособие для изучения «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей» (тепломеханическая часть). – 2-е изд., стереотип. – М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 2001. – 480 с.
22. Похорилер В.Л. Принудительное расхолаживание паровых турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 176 с.

23. Правила технической эксплуатации электрических станций и тепловых сетей. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 288 с.
24. Прокопенко А.Г., Мысак И.С. Стационарные, переменные и пусковые режимы энергоблоков ТЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 317 с.
25. Работа ТЭЦ в объединенных энергосистемах / Е.А. Водкова и др.; под ред. В.П. Корытникова. – М.: Энергия, 1976. – 216 с.
26. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.
27. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
28. Обрезков В.И., Малинин Н.К., Кароль Л.А. и др. Гидроэнергетика / под ред. В.И. Обрезкова. – М.: Энергоиздат, 1981. – 608 с.
29. Самойлович Г.С., Трояновский Б.М. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. – М.: Энергоиздат, 1982. – 496 с.
30. Сахаров А.М. Тепловые испытания паровых турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 238 с.
31. Сафонов Л.П., Селезнев К.В., Коваленко А.П. Тепловое состояние высокоманевренных паровых турбин. – Л.: Машиностроение, 1983. – 295 с.
32. Стерман Л.С., Лавыгин В.М., Тишин С.Г. Тепловые и атомные электрические станции: учебник для вузов. – М.: Изд-во МЭИ, 2000. – 408 с.
33. Тепловые и атомные электростанции: справочник / под ред. А.В. Клименко; В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 648 с.
34. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / под ред. В.М. Лавыгина, А.С. Седлова, С.В. Цанева. – М.: Изд-во МЭИ, 2009. – 466 с.
35. Теплоэнергетика и теплотехника. Общие вопросы: справочник / под ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина. – 4-е изд., стер. – М.: Изд-во МЭИ, 2007. – 528 с.
36. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 640 с.
37. Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки: учеб. пособие для вузов. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 540 с.
38. Усов С.В., Казаров С.А. Режимы тепловых электростанций. – Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 240 с.
39. Шапиро Г.А. Повышение эффективности работы ТЭЦ. – М.: Энергоиздат, 1981. – 200 с.

