

Министерство образования и науки РФ  
Федеральное государственное образовательное учреждение  
высшего образования  
**АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**  
(ФГБОУ ВО «АмГУ»)

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ПРОИЗВОДСТВ**

**сборник учебно-методических материалов**  
для направления подготовки 15.03.04 – Автоматизация технологических процессов и производств

Благовещенск, 2017

Печатается по решению  
Редакционно-издательского совета  
Энергетического факультета  
Амурского государственного университета

*Составитель: Русинов В.Л.*

Технологические процессы автоматизированных производств: сборник учебно-методических материалов для направления подготовки 15.03.04 – Автоматизация технологических процессов и производств. – Благовещенск: Амурский гос. ун-т, 2017.

©Амурский государственный университет, 2017  
©Кафедра автоматизации производственных  
процессов и электротехники, 2017  
©Русинов В.Л., составитель

## Содержание

### Введение

1. Краткое содержание теоретического материала	5
2. Методические рекомендации к практическим занятиям	67
3. Методические рекомендации к лабораторным работам	97
4. Методические рекомендации для самостоятельной работы	100
5. Библиографический список	104

## ВВЕДЕНИЕ

*Целью освоения дисциплины «Технологические процессы автоматизированных производств»* является ознакомление студентов с технологическими процессами современного производства энергии, и методах анализа технологического процесса как объекта автоматизации и управления.

*Задачами изучения дисциплины* являются:

– изучение структуры энергетического производства; номенклатуры, основных характеристик и области использования основного оборудования при производстве энергии; способы получения энергии; сущность, содержание, технологические схемы, состав средств технологического оснащения, технологические возможности и области применения технологических процессов;

– изучение содержания основных этапов технологической подготовки производства; структуры нормативного обеспечения производства (стандартизация, сертификация и др.); тенденции развития и последние достижения в энергетике (новые высокоэффективные технологические процессы, организационно-технические решения и др.);

– оценивание по укрупнённым или качественным показателям технико-экономической эффективности, а также экологическим, энерго - и ресурсозатратным и другим характеристикам существующих и предполагаемых для внедрения технологических процессов.

В результате освоения дисциплины обучающийся должен демонстрировать следующие результаты образования:

*Знать:*

– технологические процессы производства тепловой и электрической энергии;  
– классификацию, основное оборудование и аппараты, принципы функционирования, технологические режимы и показатели качества функционирования;

– методы расчёта основных характеристик и оптимальных режимов работы;  
– методы анализа технологических процессов и оборудования для их реализации, как объектов автоматизации и управления;

– структурные схемы построения, режимы работы, математические модели энергетических производств как объектов управления, технико-экономические критерии качества, функционирования и цели управления.

*Уметь:*

– выбирать рациональные технологические процессы и эффективное оборудование при производстве электроэнергии;

– определять технологические режимы и показатели качества функционирования оборудования;

– рассчитывать основные характеристики и оптимальные режимы работы;  
– выполнять анализ технологических процессов и оборудования как объектов автоматизации и управления.

*Владеть:*

– навыками проектирования типовых технологических процессов производства энергии;

– навыками выбора оборудования для реализации технологических процессов производства энергии.

## 1. КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА

### Введение. Схемы паротурбинных энергетических установок электростанций

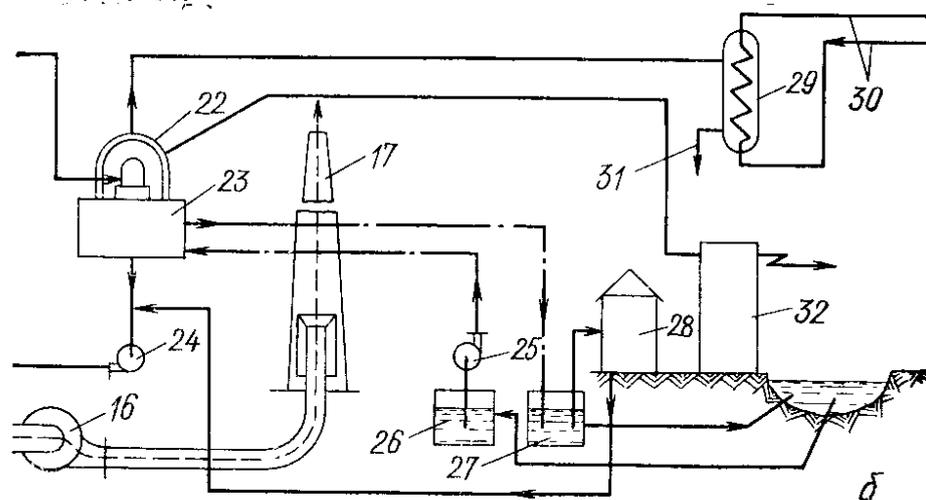
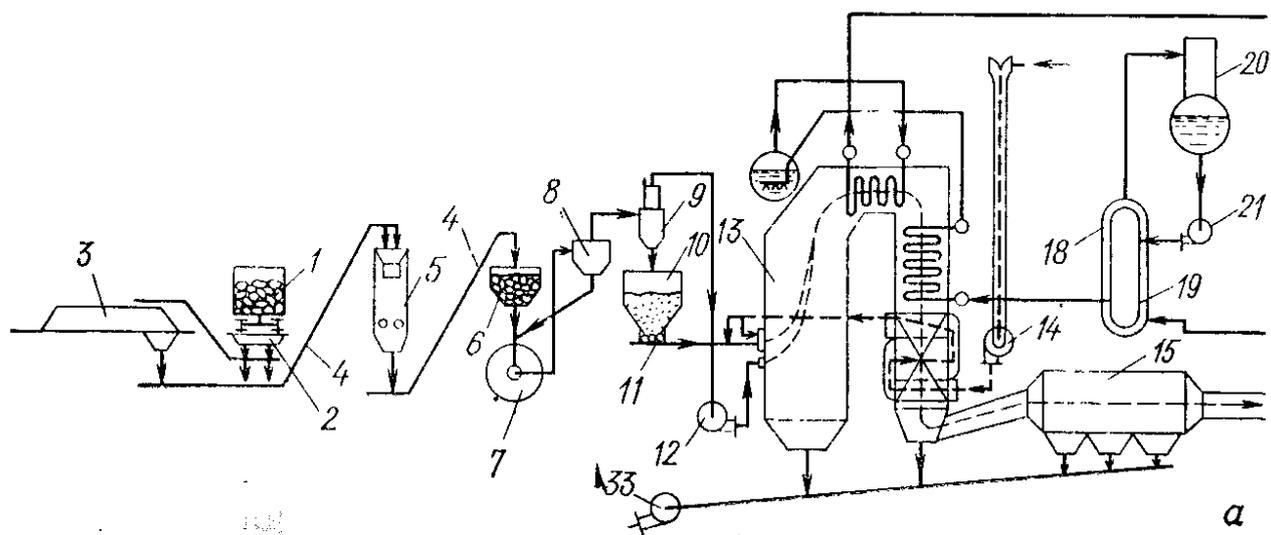
Конденсационные электрические станции большой мощности на органическом топливе строятся в настоящее время в основном на высокие начальные параметры пара и низкое конечное давление (глубокий вакуум). Это дает возможность уменьшить расход тепла на единицу выработанной электроэнергии, так как чем выше начальные параметры  $p_0$  и  $t_0$  перед турбиной и ниже конечное давление пара  $p_k$ , тем выше КПД установки.

Технологическая схема такой электростанции, работающей на угле, показана на рис. 2.2. Топливо в железнодорожных вагонах 1 поступает к разгрузочным устройствам 2, откуда с помощью ленточных транспортеров 4 направляется на склад 3, со склада топливо подается в дробильную установку 5. Имеется возможность подавать топливо в дробильную установку и непосредственно от разгрузочных устройств. Из дробильной установки топливо поступает в бункера сырого угля 6, а оттуда через питатели — в пылеугольные мельницы 7. Угольная пыль пневматически транспортируется через сепаратор 8 и циклон 9 в бункер угольной пыли 10, а оттуда питателями 11 подается к горелкам. Воздух из циклона засасывается мельничным вентилятором 12 и подается в топочную камеру котла 13.

Газы, образующиеся при горении в топочной камере, после выхода из нее проходят последовательно газоходы котлоагрегата, где в пароперегревателе (первичном и вторичном, если осуществляется цикл с промежуточным перегревом пара) и водяном экономайзере отдают тепло рабочему телу, а в воздухоподогревателе — подаваемому в паровой котел воздуху. Затем в золоуловителях (электрофилтрах) 15 газы очищаются от летучей золы и через дымовую трубу 17 дымососами 16 выбрасываются в атмосферу.

Шлак и зола, выпадающие под топочной камерой, воздухоподогревателем и золоуловителями, смываются водой и по каналам поступают к багерным насосам 33, которые перекачивают их на золоотвалы.

Воздух, необходимый для горения, подается в воздухоподогреватель парового котла дутьевым вентилятором 14. Забирается воздух обыч-



но наверху котельной или (при паровых котлах большой производительности) снаружи котельного отделения.

Перегретый пар от парового котла 13 поступает к турбине 22.

Конденсат из конденсатора турбины 23 подается конденсатными насосами 24 через регенеративные подогреватели низкого давления 18 в деаэратор 20, а оттуда питательными насосами 21 через подогреватели высокого давления 19 в экономайзер котла.

Потери пара и конденсата восполняются в данной схеме химически обессоленной водой, которая подается в линию конденсата за конденсатором турбины.

Охлаждающая вода подается в конденсатор из приемного колодца 26 водоснабжения циркуляционными насосами 25. Подогретая вода сбрасывается в сбросной колодец 27 того же источника на некотором расстоянии от места забора, достаточном для того, чтобы подогретая вода не подмешивалась к забираемой. Устройства для химической обработки добавочной воды находятся в химическом цехе 28.

В схемах может быть предусмотрена небольшая сетевая подогревательная установка для теплофикации электростанции и прилегающего поселка. К сетевым подогревателям 29 этой установки пар поступает от отборов турбины, конденсат отводится по линии 31. Сетевая вода подводится к подогревателю и отводится от него по трубопроводам 30.

Выработанная электрическая энергия отводится от электрического генератора к внешним потребителям через повышающие электрические трансформаторы.

Для снабжения электроэнергией электродвигателей, осветительных устройств и приборов электростанции имеется электрическое распределительное устройство собственных нужд 32.

Электрические станции на органическом топливе всегда используют перегретый пар. Температура перегрева выбирается в зависимости от конструкционных материалов, применяемых для изготовления пароперегревателей, паропроводов и некоторых элементов турбины. В настоящее время температура пара перед турбиной обычно принимается равной  $540^{\circ}\text{C}$  при давлении пара перед турбиной до  $23,5\text{ МПа}^*$ .

#### Типичные тепловые схемы паротурбинных установок

На рис. 2.1 представлены типичные тепловые схемы конденсационных установок на органическом топливе. По схеме рис. 2.1, а подвод тепла к циклу осуществляется только при генерации пара и подогреве его до выбранной температуры перегрева  $t_{\text{не}}$ ; по схеме рис. 2.1, б наряду с передачей тепла при этих условиях тепло подводится к пару и после того, как он отработал в части высокого давления (ЧВД) турбины.

Первую схему называют схемой *без промежуточного перегрева*, вторую — *с промежуточным перегревом* пара. Как известно из курса термодинамики, тепловая экономичность второй схемы при одних и тех же начальных и конечных параметрах и правильном выборе параметров промежуточного перегрева (промперегрева) выше.

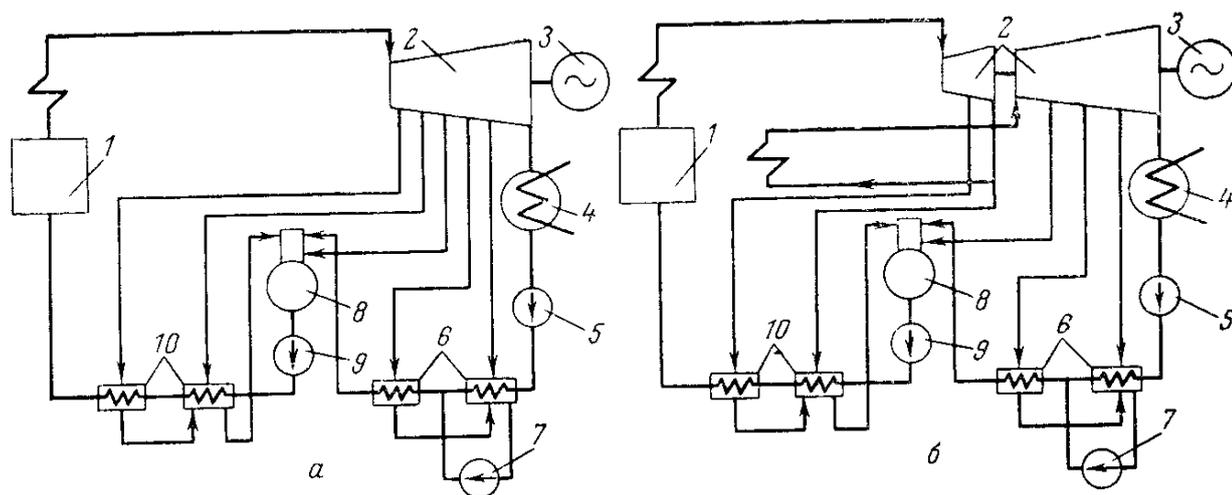


Рис. 2.1. Типичные тепловые схемы паротурбинных конденсационных установок на органическом топливе без промежуточного перегрева пара (а) и с промежуточным перегревом (б).

По обеим схемам пар из котла 1 направляется в турбину 2, сидящую на одном валу с электрогенератором 3. Отработавший пар конденсируется в конденсаторе 4, охлаждаемом циркулирующей в трубках технической водой. Конденсат турбины конденсатным насосом 5 через регенеративные подогреватели 6 подается в деаэратор 8. Деаэратор служит для удаления из воды растворенных в ней газов; одновременно в нем, так же как в регенеративных подогревателях, питательная вода подогревается паром, отбираемым для этого из отбора турбины. Деаэрированная вода питательным насосом 9 через подогреватели 10 подается в котельную установку. Конденсат греющего пара, образующийся в подогревателях 10, перепускается каскадно в деаэратор 8, а конденсат греющего пара подогревателей 6 подается дренажным насосом 7 в линию, по которой протекает конденсат из конденсатора 4.

#### Тепловые схемы теплоэлектростанций

Теплоэлектростанции могут иметь турбины с противодавлением или конденсационные с регулируемыми отборами пара (рис. 2.5).

В схемах с турбинами с противодавлением (типа Р) весь отработавший пар подается тепловому потребителю, поэтому существует прямая зависимость между вырабатываемой электрической энергией и расходом этого пара. При пониженных электрических нагрузках часть пара необходимо пропускать помимо турбины через редукционно-охлаждающее устройство (РОУ, рис. 2.5, а); при высоких электрических нагрузках и небольшой потребности в паре у теплового потреби-

тепля недостающая электроэнергия должна вырабатываться на электростанциях с турбинами конденсационного типа. Таким образом, установка будет использоваться достаточно эффективно только в том случае, если она рассчитана на ту часть тепловой нагрузки, которая сохраняется в течение большей части года. Давление пара за турбиной должно быть выбрано таким, какое требуется потребителю.

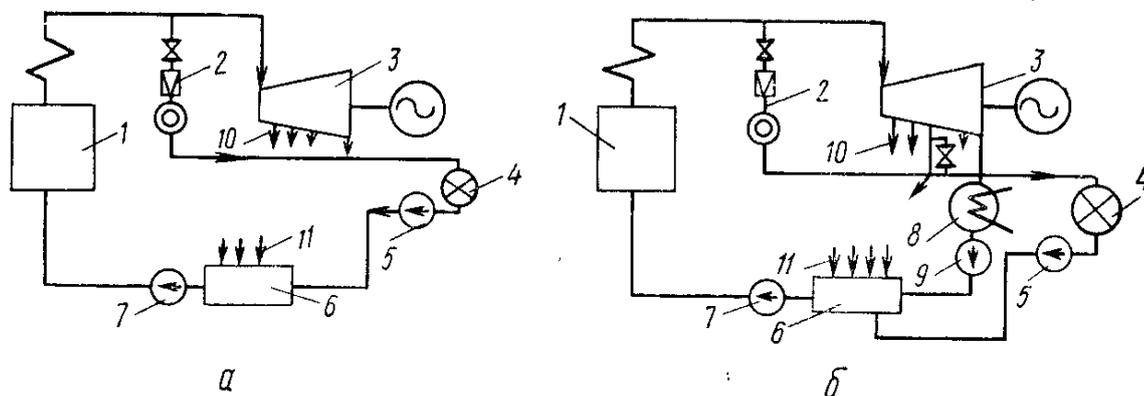


Рис. 2.5. Тепловые схемы ТЭЦ на органическом топливе с турбиной с противодавлением (а) и с турбиной с регулируемым отбором (б).

1 — паровой котел; 2 — РОУ; 3 — турбогенератор; 4 — тепловой потребитель; 5 — обратный конденсатный насос; 6 — регенеративные подогреватели; 7 — питательный насос; 8 — конденсатор; 9 — конденсатный насос; 10 — пар на регенеративный подогрев; 11 — пар от отбора.

На установках с турбинами конденсационного типа, имеющими регулируемые отборы (см. рис. 2.5, б), выработка электрической энергии и отпуск тепла могут изменяться в достаточно широких пределах независимо друг от друга. При этом полная номинальная электрическая мощность, если это требуется, может быть достигнута в отсутствие тепловой нагрузки. Турбины такого типа имеют обычно один, два или даже три регулируемых отбора. При одном регулируемом отборе отводимый от турбины пар может поступать на производственные нужды (турбины типа П) или на теплофикацию (турбины типа Т). При двух регулируемых отборах либо оба отбора являются теплофикационными (турбины типа Т), либо один из них является производственным, а другой — теплофикационным (турбины типа ПТ). Имеются также установки с одним производственным и двумя теплофикационными отборами.

## Структура тепловой схемы ТЭС

ТЭС по типу (структуре) тепловой схемы подразделяются на *блочные* и *неблочные*.

При блочной схеме все основное и вспомогательное оборудование паротурбинной установки не имеет технологических связей с оборудованием другой установки электростанции. Для электростанций на органическом топливе при этом к каждой турбине пар подводится только от одного или двух соединенных с ней котлов. Паротурбинную установку, турбина которой питается паром от одного парового котла, называют *моноблоком*, при наличии двух котлов на одну турбину — *дубли-блоком*. При неблочной схеме ТЭС пар от всех паровых котлов поступает в общую магистраль и лишь оттуда распределяется по отдельным турбинам. В ряде случаев имеется возможность направлять пар непосредственно от паровых котлов к турбинам, однако общая соединительная магистраль при этом сохраняется и поэтому всегда можно использовать пар от всех котлов для питания любой турбины. Линии, по которым вода подается в паровые котлы (питательные трубопроводы), также имеют поперечные связи.

Блочные ТЭС дешевле неблочных, так как в первом случае упрощается схема трубопроводов, сокращается количество арматуры. Управлять отдельными агрегатами на такой станции проще, установки блочного типа легче автоматизировать. В эксплуатации работа одного блока не отражается на соседних. При расширении электростанции последующий блок может иметь другую мощность и работать на новых параметрах. Это дает возможность на расширяемой станции устанавливать более мощное оборудование на более высокие параметры, т. е. позволяет повышать технико-экономические показатели электростанции. Замена и освоение нового оборудования при этом не отражаются на работе ранее установленных агрегатов. Однако для нормальной эксплуатации блочных ТЭС надежность оборудования их должна быть значительно выше, чем на неблочных. В блоках нет резервных паровых котлов, при превышении возможной производительности котла над необходимым для данной турбины расходом часть пара (так называемый скрытый резерв, который широко используется на неблочных ТЭС) здесь нельзя перепустить на другую установку.

Для паротурбинных установок с промежуточным перегревом пара блочная схема является практически единственно возможной, так как неблочная схема станции в этом случае окажется чрезмерно сложной.

## Цикл Ренкина на перегретом паре

### Циклы паротурбинных установок.

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

Для анализа циклов используют Ts или hs-диаграмму водяного пара.

### Цикл Ренкина на перегретом паре

Схема установки приведена на Рисунок 3.1. 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 он отдает охлаждающей воде теплоту и конденсируется при постоянных температуре и давлении. Температура пара в конденсаторе несколько выше температуры окружающей среды и составляет 30...35°C, что соответствует давлению в конденсаторе 4...6 кПа (глубокий вакуум).

### Схема и цикл Ренкина

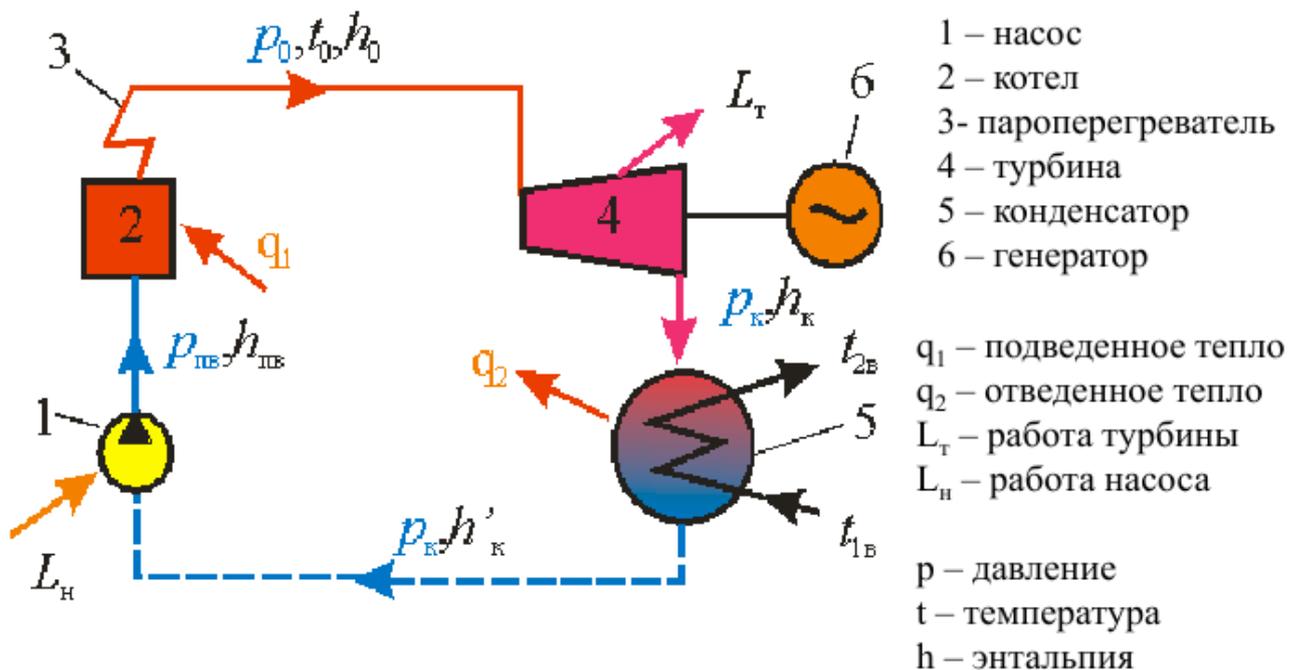


Рисунок 3.1 – Схема и цикл Ренкина

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 к воде подводится теплота сгорания топлива и происходит парообразование, а затем перегрев пара в пароперегревателе, расположенном в газоходе котла.

### Цикл Ренкина на перегретом паре состоит из процессов:

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

$0-k$  – действительный процесс расширения пара с учетом потерь энергии в турбине;

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

$\kappa'-a$  – 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  $p_0=\text{const}$ .

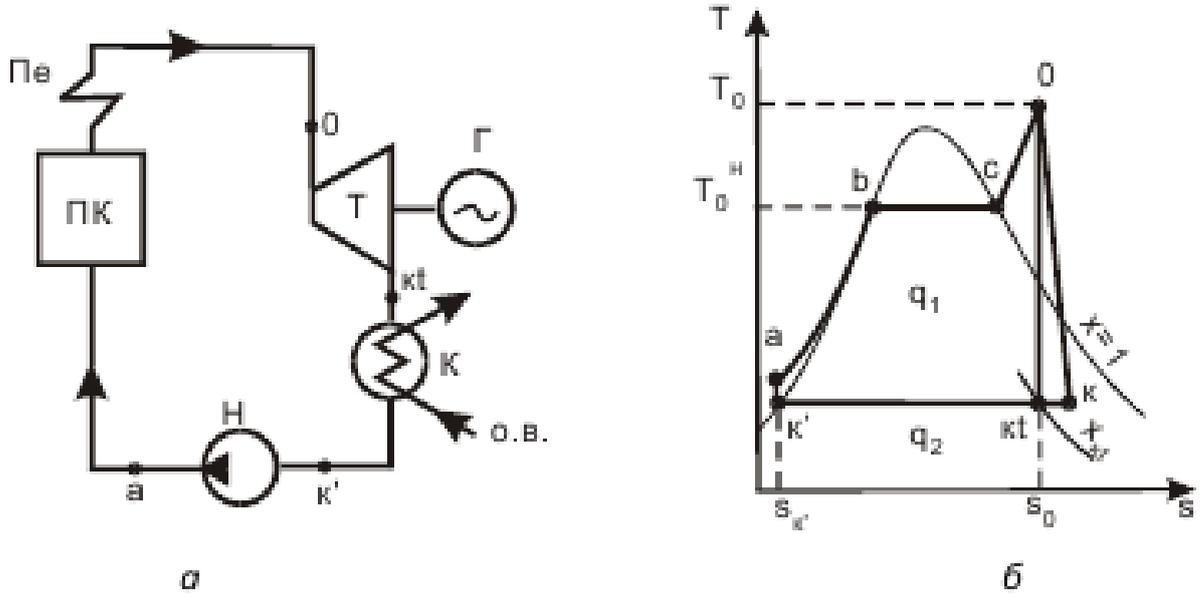


Рисунок 3.2 – Схема паротурбинной установки, работающей по циклу Ренкина (а), и цикл в Тs-диаграмме (б).

Эффективность идеального цикла Ренкина

Эффективность идеального цикла Ренкина оценивается термическим КПД цикла

$$\eta_t^P = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{(h_0 - h_{\text{кт}}) - (h_a - h_{\kappa'})}{h_0 - h_a}.$$

где  $q_1, q_2$  – количество теплоты, подведённой к 1 кг пара в паровом котле и отведённой от него в конденсаторе;

$h_0$  – энтальпия пара перед турбиной;

$h_{\text{кт}}$  – энтальпия пара на входе в конденсатор;

$h_a$  – энтальпия воды после питательного насоса;

$h_{\kappa'}$  – энтальпия воды на выходе после конденсатора;

Термический КПД цикла Ренкина показывает, какая доля теплоты, подведённой в цикле, преобразуется в полезную работу идеального цикла. КПД  $\eta_t^D$  учитывает единственную 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. Его полезное использование невозможно из-за низкого потенциала: температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора составляет  $20 \div 25$  °С. Других потерь в идеальном цикле нет, так как теоретически все процессы считаются обратимыми.

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

$$\eta_r^p = \frac{h_0 - h_{kt}}{h_0 - h_{k'}}.$$

Эффективность работы реальной паротурбинной установки

В реальной паротурбинной установке процессы необратимы, поскольку имеют место потери энергии вследствие трения в потоке рабочего тела и наличия других сопротивлений. Поэтому работа и мощность установки в действительности меньше, чем в идеальном цикле. Мощность и КПД турбоагрегата и установки можно рассматривать с разной степенью учета потерь. В этом аспекте различают несколько мощностей и КПД, которые можно рассчитать и измерить в разных точках турбоагрегата. Здесь ограничимся рассмотрением для установки Ренкина только внутренней мощности и КПД, которые учитывают внутренние потери, влияющие на состояние рабочего тела.

В действительном процессе расширения пара в турбине имеют место потери, вследствие которых растут энтальпия и энтропия, по сравнению с их теоретическими значениями в идеальном процессе. Эти потери сказываются на состоянии рабочего тела и называются внутренними. 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  $l_r$ , развиваемую 1 кг пара в турбине, соответственно уменьшается на величину внутренних потерь  $\Delta H = H_0 - H_i = h_0 - h_k$ . Разность энтальпий  $H_i = h_0 - h_k$  принято называть действительным теплоперепадом турбины.

С учетом внутренних потерь мощность турбины меньше идеальной, она называется внутренней мощностью и определяется как  $N_i = G \cdot H_i$  или  $N_i = G \cdot H_0 \cdot \eta_{oi}$ , кВт.

Отношение  $\eta_{oi} = N_i / N_0 = H_i / H_0$  называется относительным внутренним КПД турбины.

Относительный внутренний КПД турбины показывает долю теоретической мощности, которая может быть получена в действительном процессе расширения пара в турбине. Этот КПД учитывает только внутренние потери энергии в турбине; он оценивает совершенство конструкции турбины по сравнению с идеальной турбиной.

Отношение  $\eta_i = N_i / Q_1 = H_i / q_1$  называется абсолютным внутренним КПД паротурбинной установки.

Абсолютный внутренний КПД установки показывает, какая часть тепла, подводимого к рабочему телу, преобразуется в полезную работу в действительном цикле. Он оценивает совершенство установки с учетом потерь теплоты в конденсаторе и внутренних потерь в турбине.

Абсолютный внутренний КПД турбоустановки можно представить в другом виде. Используем известный прием – домножение числителя и знаменателя дроби на одинаковые множители:

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

Множители, 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.

## Технологическая схема производства пара

### Место и значение парового котла в системе электростанции

Электрическая станция представляет собой промышленное предприятие для выработки электрической энергии. Основное количество энергии в СССР и в крупных и экономически развитых странах мира производят на *тепловых электрических станциях (ТЭС)*, использующих химическую энергию сжигаемого органического топлива. Электрическую энергию вырабатывают также на тепловых электрических станциях, работающих на ядерном горючем, — *атомных электрических станциях (АЭС)* и на электростанциях, использующих энергию потоков воды, — *гидроэлектростанциях (ГЭС)*.

Независимо от типа электростанции электрическую энергию, как правило, вырабатывают централизованно. Это значит, что отдельные электрические станции работают параллельно на общую электрическую сеть и, следовательно, объединяются в *электрические системы*, охватывающие значительную территорию с большим числом потребителей электрической энергии. Это повышает надежность электроснабжения потребителей, уменьшает требуемую резервную мощность, снижает себестоимость вырабатываемой электроэнергии за счет рациональной загрузки электростанций, входящих в электрическую систему, и позволяет устанавливать агрегаты большой единичной мощности. Широко пользуются и централизованным снабжением теплотой в виде горячей воды и пара низкого давления, вырабатываемых на некоторых электростанциях одновременно с электрической энергией. Электрические станции, электрические и тепловые сети, а также потребители электрической энергии и теплоты в совокупности составляют *энергетическую систему*. Отдельные энергетические системы соединяют межсистемными связями повышенного напряжения в *объединенные энергетические системы*. В ближайшие годы на их базе будет создана *Единая энергетическая система Советского Союза* — выс-

шая форма организации энергетического хозяйства страны.

**Тепловые электростанции.** Основными тепловыми электрическими станциями на органическом топливе являются *паротурбинные электростанции*, которые делятся на *конденсационные (КЭС)*, вырабатывающие только электрическую энергию, и *теплофикационные (ТЭЦ)*, предназначенные для выработки электрической и тепловой энергии.

Паротурбинные электростанции выгодно отличаются возможностью сосредоточения огромной мощности в одном агрегате, относительно высокой экономичностью, наименьшими капитальными затратами на их сооружение и короткими сроками строительства. Основными тепловыми агрегатами паротурбинной ТЭС являются *паровой котел и паровая турбина* (рис. 1.1). Паровой котел представляет собой системы поверхностей нагрева для производства пара из непрерывно поступающей в него воды путем использования теплоты, выделяющейся при сжигании топлива, которое подается в топку вместе с необходимым для горения воздухом. Поступающую в паровой котел воду называют *питательной водой*. Питательная вода подогревается до температуры насыщения, испаряется, а выделившийся из кипящей (котловой) воды насыщенный пар перегревается.

При сжигании топлива образуются продукты сгорания — *теплоноситель*, который в поверхностях нагрева отдает теплоту воде и пару, называемый *рабочим телом*. После поверхностей нагрева продукты сгорания при относительно низкой температуре удаляются из котла через *дымовую трубу* в атмосферу. На электростанциях большой мощности дымовые трубы выполняют высотой 200—300 м и больше, чтобы уменьшить местные концентрации загрязняющих веществ в воздухе. В результате горения твердого топлива остаются *зола и шлак*, которые также удаляются из

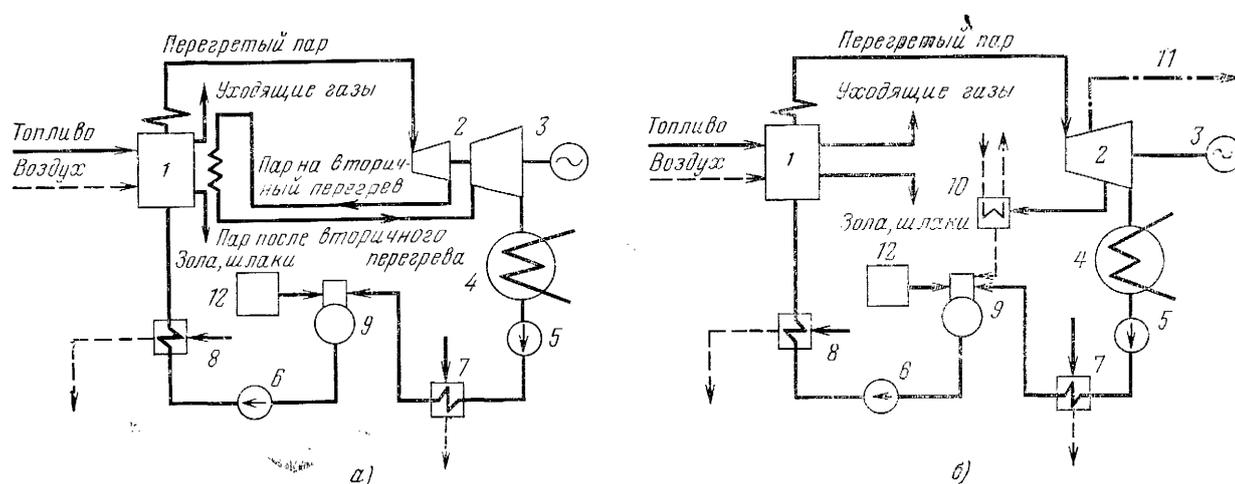


Рис. 1.1. Принципиальная тепловая схема КЭС (а) и ТЭЦ (б).

1 — паровой котел; 2 — паровая турбина; 3 — электрический генератор; 4 — конденсатор; 5 — конденсатный насос; 6 — питательный насос; 7 — подогреватель низкого давления; 8 — подогреватель высокого давления; 9 — деаэратор; 10 — подогреватель сетевой воды; 11 — промышленный отбор пара; 12 — водоподготовительная установка.

агрегата. Полученный в котле *перегретый пар* поступает в турбину, где его тепловая энергия превращается в механическую, передаваемую валу турбины. С последним связан *электрический генератор*, в котором механическая энергия превращается в электрическую. Отработавший пар из турбины направляют в *конденсатор* — устройство, в котором пар охлаждается водой какого-либо природного (река, озеро, пруд, море) или искусственного (градирня) источника и конденсируется.

На современных КЭС с агрегатами единичной мощности 200 МВт и выше применяют *промежуточный перегрев пара*. Обычно применяют *одноступенчатый* промежуточный перегрев пара (рис. 1.1,а). В установках очень большой мощности применяют *двойной* промежуточный перегрев, при котором пар из промежуточных ступеней турбины дважды возвращается в котел. Промежуточный перегрев пара увеличивает к. п. д. турбинной установки и соответственно снижает удельный расход пара на выработку электроэнергии, а также влажность пара на ступенях низкого давления турбины и уменьшает эрозионный износ лопаток.

*Конденсатным насосом* конденсат перекачивают через *подогреватели низкого давления* (ПНД) в деаэратор. При доведении конденсата до кипения происходит освобождение его от кислорода и углекислоты, вызывающих коррозию оборудования. Из деаэратора вода *питательным насосом* через *подогреватели высокого давления* (ПВД) подается в паровой котел. Подогрев конденсата в ПНД и питательной воды в ПВД производится паром, отбираемым из турбины, — *регенеративный подогрев*. Регенеративный подогрев воды также повышает к. п. д. паротурбинной установки,

уменьшая потери теплоты в конденсаторе.

Таким образом, на КЭС (рис. 1.1,а) паровой котел питается конденсатом производимого им пара. Часть этого конденсата теряется в системе электростанции и составляет *утечки*. На ТЭЦ часть пара, кроме того, отводится на технологические нужды промышленных предприятий или используется для бытовых потребителей. На КЭС утечки составляют небольшую долю общего расхода пара — около 0,5—1%, и для их восполнения требуется добавка воды, предварительно обрабатываемой в *водоподготовительной установке*. На ТЭЦ эта добавка может достигать 30—50% и более.

Добавочная вода и турбинный конденсат содержат некоторые примеси, главным образом растворенные в воде соли, окислы металлов и газы. Эти примеси вместе с питательной водой поступают в котел. В процессе парообразования в воде повышается концентрация примесей, и в определенных условиях возможно их выпадение на рабочих поверхностях котла в виде слоя отложений, ухудшающего передачу через них теплоты. В процессе парообразования, кроме того, примеси воды частично переходят в пар, однако чистота пара должна быть очень высокой во избежание отложения примесей в проточной части турбины. По обеим причинам нельзя допускать большого загрязнения питательной воды; допустимое загрязнение питательной воды и вырабатываемого пара регламентируется специальными нормами.

В число устройств и механизмов, обеспечивающих работу парового котла, входят: *топливоприготовительные устройства*; *питательные насосы*, подающие в котел питательную воду; *дутьевые вентиляторы*, подающие воздух

для горения; *дымососы*, служащие для отвода продуктов сгорания через дымовую трубу в атмосферу, и другое вспомогательное оборудование. Паровой котел и весь комплекс перечисленного оборудования составляют *котельную установку*. Современная мощная котельная установка представляет собой сложное техническое сооружение для производства пара, в котором все рабочие процессы полностью механизированы и автоматизированы; для повышения надежности работы ее оснащают автоматической защитой от аварий.

Тенденции развития паровых котлов: *увеличение единичной мощности, повышение начального давления пара и его температуры, применение промежуточного перегрева пара, механизация и автоматизация управления, изготовление и поставка оборудования крупными блоками для облегчения и ускорения его монтажа.*

### Классификация паровых котлов

гии в электрическую (рис. 1.5). Сжатый в компрессоре и подогретый в котле до 1000—1200°C атмосферный воздух вместе с топливом поступает в камеру сгорания. Образовавшиеся здесь продукты сгорания при температуре 2500°C ионизируются. Интенсификация ионизации газа достигается присадками в ка-

эти отложения радиоактивны, то ремонт оборудования затрудняется.

В *двухконтурной АЭС* (рис. 1.2,б) нагреваемый в реакторе поток жидкости, газа или расплава металла является теплоносителем, который передает теплоту рабочему телу в парогенераторе. Следовательно, в двухконтурной АЭС появляется дополнительное оборудование — парогенератор, удорожающий электростанцию. Для передачи теплоты от теплоносителя рабочему телу в парогенераторе необходим перепад температуры. Поэтому при водном теплоносителе температура поступающего в турбину пара ниже, чем в одноконтурной АЭС. Наличие двух контуров приводит к необходимости поддерживать в реакторе более высокое давление, чем давление пара, направляемого в турбину. Вместе с тем двухконтурные АЭС имеют преимущества перед одноконтурными, так как радиоактивность распро-

В соответствии с законами фазового перехода получение перегретого пара характеризуется последовательным протеканием следующих процессов: подогрева питательной воды до температуры насыщения, парообразования и, наконец, перегрева насыщенного пара до заданной температуры. Эти процессы име-

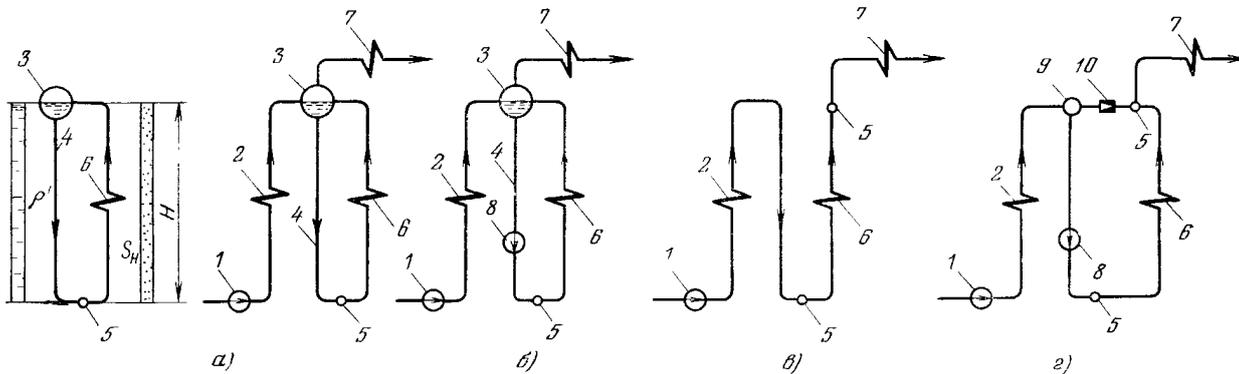


Рис. 1.6. Основные схемы образования пара в паровых котлах.

*a* — естественная циркуляция; *б* — многократно-принудительная циркуляция; *в* — прямоточная схема; *г* — комбинированная циркуляция; *1* — питательный насос; *2* — экономайзер; *3* — барабан; *4* — опускные трубы; *5* — коллектор; *6* — парообразующие трубы; *7* — пароперегреватель; *8* — насос многократно-принудительной циркуляции; *9* — смеситель; *10* — обратный клапан.

ют четкие границы протекания и осуществляются в трех группах поверхностей нагрева. Подогрев воды до температуры насыщения происходит в *экономайзере*, образование пара — в *парообразующей (испарительной)* поверхности нагрева, перегрев пара — в *пароперегревателе*.

В целях непрерывного отвода теплоты и обеспечения нормального температурного режима металла поверхностей нагрева рабочее тело в них — вода в *экономайзере*, пароводяная смесь в *парообразующих трубах* и перегретый пар в *пароперегревателе* — движется непрерывно. При этом вода в *экономайзере* и пар в *пароперегревателе* движутся однократно относительно поверхности нагрева (рис. 1.6). При движении воды в *экономайзере* возникают гидравлические сопротивления, преодолеваемые напором, создаваемым питательным насосом. Давление, развиваемое питательным насосом, должно превышать давление в начале зоны парообразования на гидравлическое сопротивление *экономайзера*. Аналогично движение пара в *пароперегревателе* обусловлено перепадом давления, возникающим между зоной парообразования и турбиной.

В *парообразующих трубах* совместное движение воды и пара и преодоление гидравлического сопротивления этих труб в котлах различных типов организовано по-разному. Различают паровые котлы с *естественной циркуляцией*, с *принудительной циркуляцией* и *прямоточные*.

**Паровые котлы с естественной циркуляцией.** Рассмотрим работу замкнутого контура (рис. 1.6,а), состоящего из двух систем труб: *обогреваемых б* и *необогреваемых 4*, объединенных вверху барабаном 3, а внизу — коллектором 5. Замкнутая гидравлическая система, состоящая из *обогреваемых* и *необогреваемых* труб, образует *циркуляционный контур*. Объем барабана, заполненный водой, называют *водяным объемом*, а занятый паром — *паровым объемом*. Поверхность, разделяющую паровой и водяной объем, называют *зеркалом испарения*. Водяной объем барабана и *парообразующие* трубы заполнены *котловой водой*.

В *обогреваемых трубах б* вода закипает, и поэтому они заполнены пароводяной смесью плотностью  $\rho_n$ . *Необогреваемые* трубы 4 заполнены водой, имеющей плотность  $\rho$  при давлении в барабане. Следовательно, нижняя точка контура — коллектор, с одной стороны, подвержена давлению столба воды, заполняющей *необогреваемые* трубы, равному  $H\rho'g$ , а с другой — давлению столба пароводяной смеси, заполняющей *обогреваемые* трубы, равному  $H\rho_n g$ . Создающаяся в результате образования пара разность давлений  $H(\rho' - \rho_n)g$  вызывает

движение в контуре и называется *движущим напором естественной циркуляции*

$$S_{дв} = H(\rho' - \rho_n)g, \quad (1.1)$$

где  $S_{дв}$  — движущий напор естественной циркуляции, Па;  $H$  — высота контура, м;  $\rho'$  и  $\rho_n$  — соответственно плотность воды и пароводяной смеси, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

По *обогреваемым* трубам вверх движется пароводяная смесь, в связи с чем они получили название *подъемных труб*, а по *необогреваемым* трубам движется вниз вода — это *опускные трубы*.

Агрегаты, в *парообразующих трубах* которых движение рабочего тела создается под воздействием напора циркуляции, естественно возникающего при обогреве этих труб, получили название *паровых котлов с естественной циркуляцией*.

В отличие от движения воды в *экономайзере* и пара в *пароперегревателе*, в которых рабочий процесс заканчивается при однократном прохождении рабочего тела через поверхность нагрева, движение рабочего тела в циркуляционном контуре многократное. Это значит, что в процессе одного цикла прохождения через *парообразующие* трубы вода испаряется не полностью, а лишь частично и поступает в барабан в виде пароводяной смеси. При естественной циркуляции массовое паросодержание на выходе из *парообразующих* труб составляет 3—25%. При паросодержании на выходе, равном, например, 20%, для полного испарения вода должна совершить движение через контур циркуляции пять раз.

Поскольку процесс образования пара происходит непрерывно и питательная вода в барабан также поступает непрерывно в соответствии с расходом пара, в контуре все время циркулирует вода и количество ее не изменяется. Отношение массового расхода циркулирующей воды  $G_v$ , кг/с, к количеству образовавшегося пара в единицу времени  $G_n$ , кг/с, называется *кратностью циркуляции*

$$k = G_v / G_n. \quad (1.2)$$

В котлах с естественной циркуляцией кратность циркуляции находится в пределах 4—30 и более.

В *парообразующих трубах* можно организовать движение рабочего тела принудительно, например насосом, включенным в контур циркуляции. Такие агрегаты получили название *котлов с многократной принудительной циркуляцией* (рис. 1.6,б). Движущий напор циркуляции в этом случае в несколько раз превышает движущий напор при естественной циркуляции. Это позволяет расположить *парообразующие* трубы любым образом, исходя из условий конструирования котла, и организовать в нем циркуляцию не только с вертикал

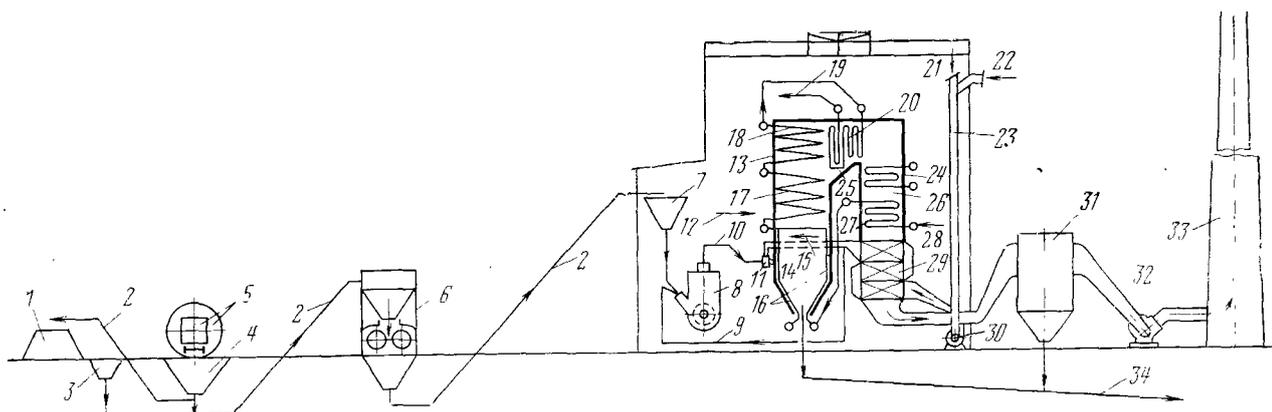


Рис. 1.7. Технологическая схема производства пара.

1 — штабель угля; 2 — ленточный транспортер; 3 и 4 — бункер; 5 — вагонопрокидыватель с железнодорожным вагоном; 6 — дробильный завод; 7 — бункер дробилки; 8 — углеразмольная мельница; 9 — первичный воздух; 10 — пылевоздушная смесь; 11 — горелки; 12 — фронт котла; 13 — паровой котел; 14 — топочная камера; 15 — вторичный воздух; 16 — НРЧ; 17 — СРЧ; 18 — ВРЧ; 19 — перегретый пар; 20 — конвективный пароперегреватель; 21 — забор воздуха из помещения; 22 — забор наружного воздуха; 23 — короб холодного воздуха; 24 — промежуточный пароперегреватель; 25 — горизонтальный газоход; 26 — конвективная шахта (вертикальный газоход); 27 — экономайзер; 28 — питательная вода; 29 — воздухоподогреватель; 30 — дутьевой вентилятор; 31 — золоуловитель; 32 — дымосос; 33 — дымовая труба; 34 — шлакозоловый канал.

ным подъемным движением, но также с горизонтальным и даже опускным движением пароводяной смеси. В паровых котлах этого типа кратность циркуляции составляет 3—10.

Отличительной особенностью паровых котлов с естественной и многократной принудительной циркуляцией является наличие барабана — емкости, позволяющей организовать циркуляцию в замкнутой гидравлической системе и обеспечить отделение воды от пара. Барабан фиксирует все зоны котла: экономайзерную, парообразующую и пароперегревательную.

Барабанные котлы работают при докритическом давлении (ДКД),  $p < p_{кр}$ .

Прямоточные паровые котлы не имеют барабана, и через парообразующие трубы рабочее тело проходит однократно (рис. 1.6, в), так что кратность циркуляции  $k=1$ . Прямоточный котел представляет собой разомкнутую гидравлическую систему. Отличительной особенностью прямоточных котлов также является отсутствие четкой фиксации экономайзерной, парообразующей и пароперегревательной зон. В парообразующих поверхностях нагрева прямоточных котлов происходит безостановочное превращение воды в пар. Прямоточные котлы работают на ДКД и сверхкритическом давлении (СКД),  $p \geq p_{кр}$ .

В паровых котлах с комбинированной циркуляцией (рис. 1.6, г) при пуске обратный клапан 10 открыт и агрегат работает по схеме (рис. 1.6, б). При достижении определенной нагрузки циркуляционный насос отключается, обратный клапан автоматически закрывается и паровой котел переключается на работу по прямоточной схеме (рис. 1.6, в).

### 1.3. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА ПРОИЗВОДСТВА ПАРА

Технологическая схема производства пара на паротурбинной электрической станции с прямоточными котлами и сжиганием твердого топлива в пылевидном состоянии показана на рис. 1.7. Твердое топливо в виде кусков поступает в приемно-разгрузочное помещение в железнодорожных вагонах. Вагоны заталкиваются в вагонопрокидыватели и вместе с ними, поворачиваясь вокруг своей оси примерно на  $180^\circ$ , разгружаются в расположенные ниже бункера. С помощью автоматических питателей топливо поступает на ленточные конвейеры первого подъема, передающие его в дробилки. Отсюда поток измельченного топлива — дробленки (размеры кусочков топлива не более 25 мм) конвейером второго подъема подается в бункера котельной. Далее дробленка поступает в углеразмольные мельницы, где окончательно измельчается и подсушивается. Образовавшаяся топливно-воздушная смесь поступает в топочную камеру.

В отечественной энергетике наиболее широкое распространение получили паровые котлы с П-образным профилем (подробно — см. § 21.1) — это две вертикальные призматические шахты, соединенные сверху горизонтальным газоходом. Первая шахта — большая по размерам — является топочной камерой (топкой). В зависимости от мощности агрегата и сжигаемого топлива ее объем колеблется в широких пределах — от 1000 до 30 000 м<sup>3</sup> и более. В топочной камере по всему периметру и вдоль всей высоты стен обычно располагаются трубные плоские системы — топочные экраны. Они получают теплоту прямым излу-

## Технологическая схема производства пара

ченнем от факела и являются *радиационными поверхностями нагрева*. В современных агрегатах топочные экраны часто выполняют из плавниковых труб, свариваемых между собой и образующих сплошную газоплотную (газо-непроницаемую) оболочку. Газоплотная экранная система покрыта оболочкой из теплоизоляционного материала, которая уменьшает потери теплоты от наружного охлаждения стен агрегата, обеспечивает нормальные санитарно-гигиенические условия в помещении и исключает возможность ожогов персонала.

Вторая вертикальная шахта и соединяющий ее с топочной камерой горизонтальный газоход служат для размещения поверхностей нагрева, получающих теплоту конвекцией, и потому называются *конвективными газоходами*, а сама вертикальная шахта — *конвективной шахтой*. Поверхности нагрева, размещаемые в конвективных газоходах, получили название *конвективных*.

После отдачи теплоты топочным экранам продукты сгорания покидают топку при температуре 900—1200°C (в зависимости от вида топлива) и поступают в горизонтальный газоход.

По мере движения в трубах топочных экранов вода превращается в пар. Поверхности нагрева, в которых образуется пар, являются *испарительными, парообразующими*. В прямоточном котле испарительная поверхность нагрева располагается в нижней части топки и потому называется *нижней радиационной частью* (НРЧ). При СКД в ней размещается *радиационный экономайзер*. Вода, поступающая в паровой котел, называется *питательной водой*.

Питательная вода содержит примеси. В процессе парообразования увеличивается содержание пара, вода при этом упаривается, а концентрация примесей возрастает. При достижении определенных концентраций в конце зоны парообразования на внутренней поверхности труб образуются отложения в виде *накипи*. Теплопроводность отложений в десятки раз меньше теплопроводности металла, из которого выполнены поверхности нагрева. Это ухудшает теплопередачу к рабочей среде и при интенсивном обогреве в топочной камере приводит к перегреву металла труб, снижению прочности и разрыву под действием внутреннего давления рабочей среды.

Поверхность нагрева, в которой завершается парообразование и осуществляется переход к перегреву пара, называют *переходной зоной*. В этой зоне преимущественно и образуются отложения. Для облегчения работы металла в ранних конструкциях прямоточных котлов переходную зону выносили из топочной камеры в конвективный газоход, где ин-

тенсивность обогрева примерно на порядок меньше — *вынесенная переходная зона*. В настоящее время прямоточные котлы питаются практически чистой водой и нормально накипь не образуется, поэтому в современных котлах вынесенной переходной зоны не делают и рабочая среда из НРЧ поступает непосредственно в вышерасположенные топочные экраны, в которых пар уже перегревается — *радиационный пароперегреватель*. Он может состоять либо из двух поверхностей нагрева: *средней радиационной части* (СРЧ) и *верхней радиационной части* (ВРЧ), включенных между собой по пару последовательно, либо только ВРЧ, включенной непосредственно за НРЧ. Из ВРЧ частично перегретый пар поступает в последнюю по ходу пара поверхность нагрева, расположенную в конвективном газоходе — *конвективный пароперегреватель*, в котором он доводится до необходимой температуры. Из конвективного пароперегревателя перегретый пар заданных параметров (давления и температуры) направляется в турбину. Как и любая конвективная поверхность нагрева, конвективный пароперегреватель представляет собой систему большого числа параллельно включенных между собой трубчатых змеевиков из стальных труб, объединенных на входе и выходе коллекторами.

Температура продуктов сгорания за конвективным пароперегревателем достаточно высока (800—900°C). Частично отработавший в турбине пар снова направляют в паровой котел для *вторичного (промежуточного) перегрева* до температуры, обычно равной температуре пара, выдаваемого основным пароперегревателем. Этот пароперегреватель получил название *промежуточного*.

На выходе из промежуточного пароперегревателя продукты сгорания имеют еще высокую температуру (500—600°C) и поэтому содержащуюся в них теплоту утилизируют в конвективном экономайзере. В него поступает питательная вода, которая подогревается до температуры, меньшей температуры насыщения. При этой температуре вода поступает в НРЧ. За экономайзером температура продуктов сгорания составляет 300—450°C и более. Дальнейшая утилизация теплоты осуществляется в следующей конвективной поверхности нагрева для подогрева воздуха — *воздухоподогревателе*. Воздухоподогреватель часто представляет собой систему вертикальных труб, через которые проходят продукты сгорания, а между трубами — нагреваемый воздух. Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель (холодный воздух) 30—60°C, на выходе (горячий воздух) 250—420°C в зависимости от топлива и способа его сжигания.

При сжигании твердого топлива в пылевидном состоянии горячий воздух делят на два потока. *Первичный воздух* служит для подсушки топлива при размоле и транспорта готовой топливной пыли через горелки в топочную камеру. Температура топливно-воздушной смеси 70—130°C. *Вторичный воздух* поступает через горелки в топку непосредственно (минуя мельничную систему) при температуре за воздухоподогревателем.

После воздухоподогревателя продукты сгорания имеют уже достаточно низкую температуру (110—160°C). Дальнейшая утилизация теплоты этих продуктов сгорания экономически нецелесообразна, и их выбрасывают дымососом через дымовую трубу в атмосферу. Они получили название *уходящих газов*.

В результате сжигания топлива остается зола, которая в основной массе уносится продуктами сгорания. Ее улавливают в *золоуловителе*, размещаемом перед *дымососом*. Этим предотвращается абразивный износ дымососов и загрязнение атмосферы золой. Уловленная зола удаляется устройствами *золоудаления*. Часть золы выпадает в нижнюю часть топки и также непрерывно удаляется через систему *золошлакоудаления*.

Технологическая схема производства пара с барабанными котлами отличается лишь конструкцией и работой самих паровых котлов (рис. 1.8). В этом случае образующаяся в топочных экранах пароводяная смесь поступает в барабан. Выделившийся в барабане практически сухой пар поступает в пароперегреватель, а затем в турбину.

Из рассмотрения технологической схемы производства пара (см. рис. 1.7) следует, что в состав котельной установки входят:

*топливный тракт* — комплекс элементов, в котором осуществляется подача, дробление и размол твердого топлива, его транспортировка и подача в топочную камеру для сжигания. Топливный тракт включает дробильное оборудование, транспортеры, бункер дробленого топлива, углеразмельняющую мельницу и соединяющие ее с топочной камерой пылепроводы. До бункеров дробленки топливо перемещается конвейерами; сопротивление по топливному тракту, начиная с мельницы, преодолевается напором, создаваемым вентилятором;

*водопаровой тракт*, представляющий собой систему последовательно включенных элементов оборудования, в которых движется питательная вода, пароводяная смесь и перегретый пар. Водопаровой тракт включает следующие элементы оборудования: экономайзер, топочные экраны и пароперегреватели;

*воздушный тракт*, представляющий собой комплекс оборудования для приемки атмо-

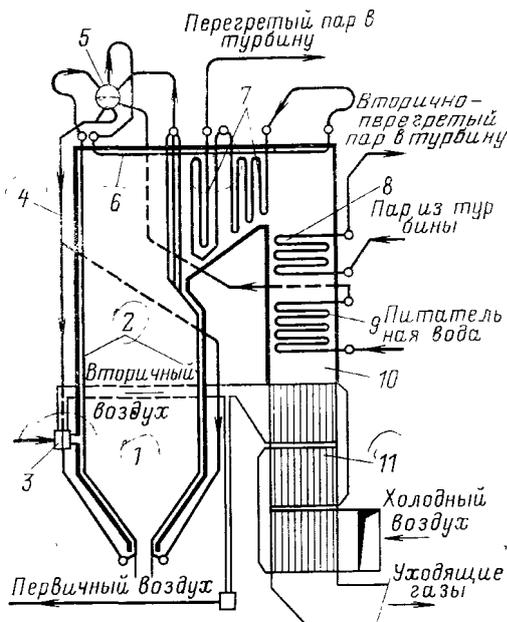


Рис. 1.8. Схема барабанного котла с естественной циркуляцией.

1 — топочная камера; 2 — топочные экраны; 3 — горелки; 4 — опускные трубы; 5 — барабан; 6 — радиационный пароперегреватель; 7 — конвективный пароперегреватель; 8 — промперегреватель; 9 — экономайзер; 10 — конвективный газоход; 11 — воздухоподогреватель.

сферного (холодного) воздуха, его подогрева, транспортировки и подачи в топочную камеру. Воздушный тракт включает короб холодного воздуха, воздухоподогреватель (воздушная сторона), короб горячего воздуха и горелочные устройства;

*газовый тракт* — комплекс элементов оборудования, по которому осуществляется движение продуктов сгорания до выхода в атмосферу; он начинается в топочной камере, проходит через пароперегреватели, экономайзер, воздухоподогреватель (газовая сторона), золоуловитель и заканчивается дымовой трубой.

Воздушный и газовый тракты соединяются между собой последовательно. Так образуется *газовоздушный тракт*. Переход от одного к другому осуществляется в объеме топочной камеры. Схема газовоздушного тракта показана на рис. 1.9,а. Здесь воздух транспортируют дутьевыми вентиляторами и соответствующий воздушный тракт на участке вентилятор — топка находится под давлением выше атмосферного. Продукты сгорания транспортируют дымососами, расположенными после котла, в связи с чем топка и все газоходы находятся под разрежением. Такую схему тяги и дутья называют *уравновешенной, или сбалансированной*.

Транспорт воздуха до топки и продуктов сгорания до выхода в атмосферу можно

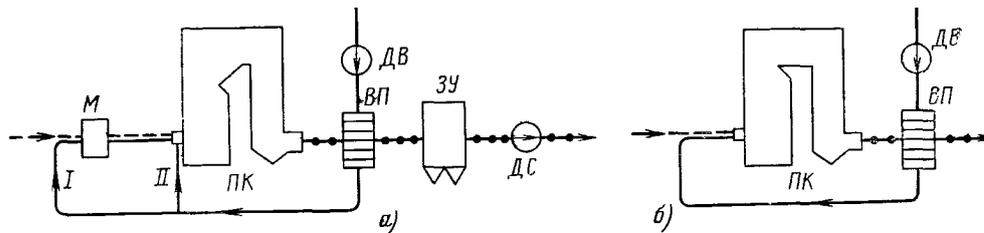


Рис. 1.9. Схемы газовоздушного тракта.

а — котел с уравновешенной тягой пылеугольной электростанции; б — котел с наддувом газомазутной электростанции; ПК — паровой котел; ВП — воздухоподогреватель; ЗУ — золоуловитель; М — углеразмольная мельница; ДВ — дутьевой вентилятор; ДС — дымосос; —●—●—●—●— продукты сгорания; — — — топливо; — — — — — воздух; I — первичный воздух; II — вторичный воздух.

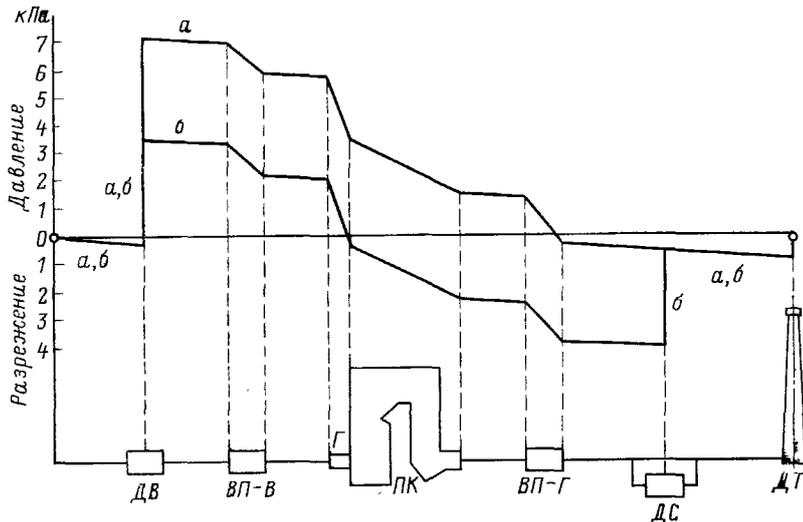


Рис. 1.10. Распределение давления в газовоздушном тракте котельной установки при наддуве (а) и уравновешенной тяге (б).

ДВ — дутьевой вентилятор; ВП-В — воздухоподогреватель (воздушная сторона); Г — горелка; ПК — паровой котел; ВП-Г — воздухоподогреватель (газовая сторона); ДС — дымосос; ДТ — дымовая труба.

также обеспечить только дутьевыми вентиляторами — без дымососов (рис. 1.9, б). Топка и газоходы в этом случае будут находиться под некоторым избыточным давлением — *наддувом*. Для наглядности на рис. 1.10 показано сопоставление распределения давления в газовоздушном тракте котельной установки, работающей с уравновешенной тягой и наддувом.

#### 1.4. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Паропроизводительностью  $D$ , т/ч (или кг/с), называют количество пара, вырабаты-

ваемого паровым котлом в единицу времени. Расчет котла ведут на номинальную производительность  $D_{ном}$ , под которой понимают ту наибольшую нагрузку, которую он должен на расчетном топливе устойчиво нести длительное время при номинальных значениях параметров пара и питательной воды. Промышленность выпускает стационарные энергетические паровые котлы широкого диапазона производительности (табл. 1.1).

В настоящее время энергетика СССР базируется главным образом на использовании агрегатов, вырабатывающих 1000, 1650 и 2650 т/ч пара на сверхкритические параметры (давление 25,5 МПа, перегрев пара 545°C,

Таблица 1.1

Классификация по давлению и тип котла	Давление на выходе из котла, МПа	Давление в барабанах, МПа	Температура перегретого пара, °C		Температура питательной воды, °C	Номинальная паропроизводительность $D_{ном}$ , т/ч
			Свежий пар	Вторично-перегретый		
Среднее Высокое	4	4,4	440	—	145	25; 35; 50; 75
	10	11,5	540	—	215	120; 160; 220
	14	15,5	570; 560	—	230	320; 420; 500; 820
	14	15,5	570; 545	570; 545	230	640; 670
Сверхкритическое	14	—	570; 545; 515	570; 545; 515	230	640; 670; 1800
	25,5	—	565; 545	567; 542	270	950; 1000; 1600; 1650; 2500; 2650; 3950

## Основные характеристики паровых котлов

межучасточный перегрев пара  $545^{\circ}\text{C}$ ) и к. п. д. 4%. Такие котлы обеспечивают паром котлы мощностью соответственно 300, 500 и 800 МВт. Паровой котел и турбина образуют *энергетический блок*. Введен в эксплуатацию энергетический блок 1200 МВт с котлом производительностью 3950 т/ч. В условиях ТЭЦ применяются котлы и на более низкие параметры и меньшей производительности.

*Параметры перегретого пара* характеризуются его давлением и температурой в выходном коллекторе пароперегревателя. Устанавливаемые на электростанциях котлы различаются по давлению: *высокого* (10 и 14 МПа) и *сверхкритического* (25,5 МПа). Паровые котлы давлением 14 МПа и выше, как правило, выполняют с вторичным *перегревом пара*.

**Классификация стационарных энергетических паровых котлов по параметрам перегретого пара** приведена в той же табл. 1.1. Находится в эксплуатации котел производительностью 700 т/ч на давление 31,5 МПа с перегревом свежего пара до  $655^{\circ}\text{C}$  и вторичным перегревом до  $570^{\circ}\text{C}$ .

**Типы и типоразмеры паровых котлов.** В СССР действует ГОСТ 3619-76 на паровые котлы, в котором регламентированы давление и температура свежего и вторично-перегретого пара, паропроизводительность и температура питательной воды. В этом ГОСТ приняты обозначения *типов паровых котлов*: П — котел прямоточный; Е — то же с естественной циркуляцией; Пр — то же с принудительной циркуляцией; Пп — прямоточный котел с вторичным перегревом пара; Еп — котел с естественной циркуляцией и вторичным перегревом пара и **типоразмеров паровых котлов**: первое число — паропроизводительность, т/ч, второе число — давление пара, кгс/см<sup>2</sup> ( $1 \text{ кгс/см}^2 \approx 0,1 \text{ МПа}$ ).

Обозначения типоразмеров относятся к котлам с топками для сжигания твердого

топлива при удалении из них шлака в твердом состоянии. Например, типоразмер Пп-950-255 означает: прямоточный котел с промежуточным перегревом пара паропроизводительностью 950 т/ч, давлением перегретого пара 25,5 МПа ( $255 \text{ кгс/см}^2$ ) для твердого топлива и удалением из топки шлака в твердом состоянии. При сжигании других видов топлива вводятся дополнительные обозначения: Г — газовое топливо; М — мазут, ГМ — газ и мазут; К — комбинированное: твердое топливо, газ и мазут; Ж — жидкое шлакоудаление. Например, типоразмер Е-420-140ГМ означает: паровой котел с естественной циркуляцией для сжигания газа и мазута на 420 т/ч пара при давлении около 14 МПа ( $140 \text{ кгс/см}^2$ ); Е-420-140Ж — котел с естественной циркуляцией на те же параметры, но для сжигания твердого топлива и удаления шлака в жидком состоянии.

Действуют также заводские обозначения на котлы, в которых сначала записываются завод-изготовитель: Т — Таганрогский котельный завод «Красный котельщик» (ТКЗ), П — Подольский машиностроительный завод им. Орджоникидзе (ЗиО), БКЗ — Барнаульский котельный завод.

**Коэффициент блочности.** Повышения качества и ускорения сроков производства и монтажа достигают блочным изготовлением котлов на заводе, в связи с чем размеры блоков должны вписываться в железнодорожные габариты. На монтажной площадке из блоков собирают паровой котел. Коэффициент блочности, под которым понимают отношение массы блоков к полной массе агрегата, достигает 80—90%. Наибольшие трудности возникают при изготовлении блоков каркаса. Блочное производство оказывает влияние на конструкцию котла, так как условия транспорта и монтажа выдвигают ряд особых требований к конструкции блоков.

## Энергетическое топливо и его характеристики

### 2.1. ВИДЫ ТОПЛИВА И ЕГО СОСТАВ

Отечественная энергетика развивается за счет строительства электростанций на органическом и ядерном топливе.

*Органическим топливом* называют горючие вещества, способные активно вступать в реакцию с кислородом и обладающие значительным удельным тепловыделением (на единицу массы или объема).

К энергетическим видам топлив относятся такие, которые экономически целесообразно

использовать для получения больших количеств теплоты. Запасы их должны быть огромны и относительно легко доступны для массового использования. Кроме того, они не должны являться ценным сырьем для других отраслей промышленности. В качестве энергетических топлив электростанций наибольшее значение имеют: твердое — каменные и бурые угли и отходы их переработки, антрацит и полуантрацит; жидкое — мазут; газовое — природный газ. В меньшей мере используются торф и горючие сланцы, стабилизированная

нефть и горючие газы промышленности (доменный, коксовый), хотя в отдельных районах страны они составляют заметную часть топливного баланса.

В последнее время все возрастающее значение для получения энергии и прежде всего электрической приобретает широкое строительство АЭС, использующих энергию распада радиоактивных ядер атомов тяжелых металлов урана ( $^{235}\text{U}$ ) и плутония ( $^{239}\text{Pu}$ ). Самая богатая урановая руда — уранинит — содержит 65—90% двуокиси урана  $\text{UO}_2$ , в составе которой радиоактивного  $^{235}\text{U}$  содержится всего 0,72%, а остальное составляет обычный  $^{238}\text{U}$ . Для повышения содержания  $^{235}\text{U}$  в исходном ядерном топливе его подвергают обогащению на газодиффузионных заводах до 1,5—3,5%  $^{235}\text{U}$ , после чего загружают в ядерные реакторы. При делении 1 кг  $^{235}\text{U}$  выделяется около 85 млн. МДж теплоты, что эквивалентно сжиганию 3500 т каменного угля с теплотой сгорания 24,5 МДж/кг.

Из общего потребления органического топлива в стране около 40% приходится на долю энергетики. В топливном балансе тепловых электростанций преимущество имеют *угли, мазут и природный газ*. Доля сжигаемого угля на ТЭС возрастает за счет использования угольных месторождений Сибири и Северного Казахстана. Примерно на таком же уровне находится использование мазута и природного газа. На остальные виды твердого топлива — *горф, сланцы* приходится всего 6—7% общего расхода топлива электростанциями. Ускоренное развитие получит добыча углей в новых месторождениях более дешевым способом — открытым.

Все ископаемые — твердые топлива и нефть получились в процессе длительного преобразования исходной растительной массы и отмерших животных организмов под слоем земли или воды, причем этот процесс протекал с различной скоростью в направлении постепенного *обуглероживания (углефикации)* топлива, т. е. повышения в нем содержания углерода и уменьшения количества кислорода и водорода (рис. 2.1).

Топливо	C <sup>r</sup> , %	O <sup>r</sup> , %	H <sup>r</sup> , %	V <sup>r</sup> , %
Древесина	50	42,5	6	85
Горф	51	39	6	70
Бурый уголь	58	33	6	55
Каменный уголь	75	15	5	37
Антрацит	90	4	4	9
	93	2	2	4

Рис. 2.1. Изменение элементарного состава основных видов топлив.

Степень обуглероживания, характеризующая глубину химических превращений в топливе (так называемый *химический возраст топлива*), не определяется прямо его *геологическим возрастом*, т. е. длительностью во времени процесса углеобразования.

*Сырая нефть* является смесью органических соединений и включает в себя небольшое количество жидких сернистых и азотных соединений, парафинов и смол. После извлечения легких фракций и масел (бензина, лигроина, керосина, газойля, солярового масла) остаются сильновязкие тяжелые фракции — мазут, который и используется как энергетическое жидкое топливо. При этом минеральные примеси, входящие в нефть, концентрируются в мазуте.

*Природные газы* образуются одновременно с нефтью либо получаются в результате синтеза в присутствии воды и карбидов металлов на больших глубинах под воздействием высокого давления и температуры. Во многих случаях выход газов сопутствует добыче нефти. Это так называемые попутные газы, которые также возможно использовать в качестве энергетического топлива.

Использование газообразных и жидких топлив по сравнению с углем не только повышает общую культуру эксплуатации электростанций, но и приводит к ощутимому снижению стоимости основного оборудования, росту к. п. д. установок. Так, при сооружении электростанций, сжигающих газ и мазут, удельные капиталовложения по сравнению с электростанцией равной мощности на угле снижаются на 20—24%, а экономичность газомазутных станций по отпуску электроэнергии на 4% выше, чем работающих на угле.

Однако разведанные запасы природных газов и нефти ограничены и составляют около 6% всех мировых запасов органических топлив. Кроме того, природные газы и нефть являются ценнейшим сырьем для народного хозяйства. Запасы же угля превышают 71% мировых разведанных ресурсов топлива и являются основным органическим топливом.

Органическая часть твердых и жидких топлив состоит из большого количества сложных химических соединений, в состав которых в основном входят пять химических элементов: углерод С, водород Н, кислород О, сера S и азот N. Кроме того, топливо содержит минеральные примеси А, попавшие в исходную залежь в основном извне, и влагу W. Поэтому химический состав твердых и жидких топлив определяют не по количеству соединений, а по суммарной массе химических элементов в топливе в процентах от 1 кг, т. е. устанавливают *элементарный состав топлива*.

Различают следующие пять основных элементарных масс топлива [7]:

рабочая масса топлива

$$\text{C}^p + \text{H}^p + \text{O}^p + \text{N}^p + \text{S}^p_{\text{г}} + \text{A}^p + \text{W}^p = 100\%; \quad (2.1)$$

аналитическая масса топлива

$$\text{C}^a + \text{H}^a + \text{O}^a + \text{N}^a + \text{S}^a_{\text{г}} + \text{A}^a + \text{W}^a = 100\%; \quad (2.2)$$

сухая масса топлива

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S^c_{л} + A^c = 100\%; \quad (2.3)$$

условная горючая масса топлива

$$C^r + H^r + O^r + N^r + S^r_{л} = 100\%; \quad (2.4)$$

органическая масса топлива

$$C^o + H^o + O^o + N^o + S^o = 100\%. \quad (2.5)$$

Рабочей считается масса топлива в том виде, в каком она поступает на ТЭС. Расчет расхода топлива и полученных объемов продуктов сгорания производится по составу рабочей массы. Рабочее топливо, измельченное до порошкообразного состояния и доведенное в лабораторных условиях до воздушно-сухого состояния, теряет внешнюю влагу, и масса его называется *аналитической*. Оставшуюся влагу  $W^a$  топлива, связанную с его исходным веществом, называют чаще *гигроскопической*, т. е.  $W^a = W_{ги}$ .

Если топливо нагреть до 102—105°C, то испарится вся влага и тогда получится *сухая масса* топлива. В *горючую массу* топлива входят химические элементы исходного органического вещества; кроме того, сюда причисляют серу минеральных горючих соединений (например, серного колчедана  $FeS_2$ ), поэтому она называется *условной горючей массой*.

В уравнениях (2.1)—(2.4) через  $S_{л}$  обозначена *летучая сера*, представляющая собой сумму колчеданной и органической серы, способной к окислению в топке:  $S_{л} = S_{к} + S^o$ .

*Органическая масса* отличается от горючей только отсутствием колчеданной серы. Кроме указанных двух видов серы, существует еще сульфатная сера  $S_c$ , которая входит в состав высших окислов (например,  $CaSO_4$ ) и дальнейшему окислению не подвергается. Схема элементарного состава различных масс твердого топлива приведена на рис. 2.2. В составе топлива различают *внешний балласт*, состоящий из влаги и минеральной части, и *внут-*

*ренний балласт*, входящий в исходное органическое вещество топлива. К нему относятся кислород и азот.

*Горючими элементами топлива* являются углерод, водород и сера. Углерод является основным горючим элементом топлива. Он имеет высокую теплоту сгорания (34,1 МДж/кг) и составляет большую часть рабочей массы топлива (50—75% в твердых топливах и 83—85% в мазутах). Водород имеет высокую теплоту сгорания (120,5 МДж/кг), но его количество в твердых топливах невелико ( $H^p = 2-4\%$ ) и несколько больше в жидких (10—11%). Сера имеет невысокую теплоту сгорания (9,3 МДж/кг) и содержится в топливах в малых количествах ( $S^p = 0,3-4\%$ ), поэтому не представляет ценности как горючий элемент. Наличие окислов серы в продуктах сгорания увеличивает опасность коррозии металла поверхностей нагрева и при определенных концентрациях опасно для организмов и растительности, что требует принятия мер для их улавливания. В зависимости от содержания серы различают малосернистый ( $S^p < 0,5\%$ ), сернистый ( $S^p = 0,5-2\%$ ) и высокосернистый ( $S^p > 2\%$ ) мазуты.

В отличие от твердого и жидкого топлива газовое топливо представляет собой механическую смесь горючих и негорючих газов. Природные газы преимущественно (до 90—96%) содержат метан  $CH_4$ , в небольшом количестве тяжелые углеводороды (этан  $C_2H_6$ , пропан  $C_3H_8$ , бутан  $C_4H_{10}$  и др.), которые часто записываются в виде общей формулы  $C_mH_n$  (1—6%). Кроме того, природный газ содержит негорючие компоненты: немного азота  $N_2$  (1—4%) и двуокись углерода  $CO_2$  (0,1—0,2%).

## 2.2. ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА И ПРИВЕДЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Количество теплоты, выделяющейся при сгорании единицы массы или объема топлива, является его основной теплотехнической характеристикой. Различают высшую и низшую теплоту сгорания топлива. *Высшей теплотой сгорания*  $Q_v$  называют количество теплоты, которое выделяется при сгорании 1 кг твердого или жидкого и 1 м<sup>3</sup> газового топлива при условии конденсации водяных паров и охлаждения всех продуктов сгорания до 0°C. *Низшая теплота сгорания*  $Q_n$  отличается от высшей на теплоту испарения влаги топлива и влаги, образующейся при горении водорода. В энергетических установках влага в продуктах сгорания остается в парообразном состоянии и теплота, затраченная на ее испарение, теряется. Чем больше влажность топлива, тем меньше  $Q_n$ .

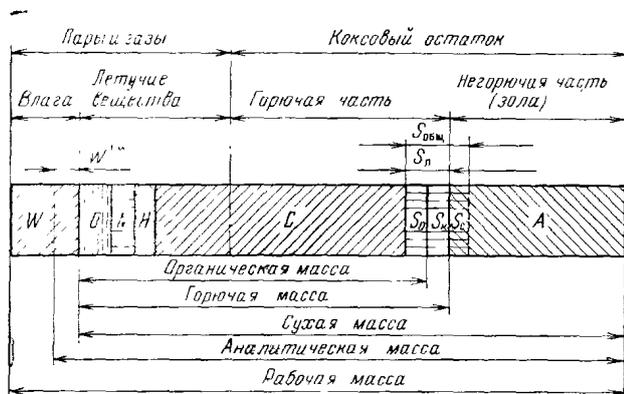


Рис. 2.2. Схема элементарного состава твердого топлива.

Низшую теплоту сгорания, кДж/кг, можно определить следующим образом:

$$Q_H = Q_B - Q_W. \quad (2.6)$$

В общем случае теплота конденсации влаги, кДж/кг,

$$Q_W = 2500 \left( \frac{9H}{100} + \frac{W}{100} \right) = 225H + 25W, \quad (2.7)$$

где  $H$ ,  $W$  — содержание водорода и влажность топлива в процентах; 2500 — теплота конденсации 1 кг влаги при атмосферном давлении, кДж/кг.

При нахождении низшей теплоты сгорания для других масс топлива, кроме аналитической и рабочей, формула (2.7) упрощается ввиду отсутствия влаги

$$Q_W = 225 H.$$

Высшая теплота сгорания твердого и жидкого топлива может быть определена экспериментально путем сжигания порции топлива в специальной калориметрической установке.

Теплоту сгорания топлива можно приближенно определить на основании данных его элементарного состава.

Наиболее удачными в отношении простоты и точности являются формулы Д. И. Менделеева с эмпирически подобранными коэффициентами для соответствующих горючих элементов. Так, для определения низшей теплоты сгорания рабочей массы твердого и жидкого топлива формула имеет следующий вид:

$$Q_{P_n} = 339C^p + 1030H^p - 109(O^p - S^p) - 25W^p, \quad (2.8)$$

где  $C^p$ ,  $H^p$  и т. д. — элементы рабочей массы топлива, %. Для газовых топлив при точно известном их составе теплота сгорания 1 м<sup>3</sup> сухого газа может быть подсчитана достаточно точно по формуле

$$Q_{C_n} = 0,01 (Q_{H_2} N_2 + Q_{CO} CO + Q_{CH_4} CH_4 + Q_{C_2H_6} C_2H_6 + \dots), \quad (2.9)$$

где  $N_2$ ,  $CO$ ,  $CH_4$ ,  $C_2H_6$  и т. д. — объемная доля горючих газов в топливе, %;  $Q_{H_2}$ ,  $Q_{CO}$ ,  $Q_{CH_4}$ ,  $Q_{C_2H_6}$  и т. д. — теплота сгорания соответствующих газов, кДж/м<sup>3</sup>.

Паровые котлы одинаковой производительности могут потреблять существенно разное количество топлива, так как его теплота сгорания у разных видов изменяется в широких пределах. Для сравнения экономичности работы электростанций и упрощения расчетов при сжигании различных видов топлива введено понятие *условного топлива*, имеющего теплоту сгорания  $Q_{y.t} = 29,33$  МДж/кг (7000 ккал/кг). Потребление разных видов топлива электростанциями может быть пересчитано в условное топливо по соотношению

$$B_{y.t} = B \frac{Q_{P_n}}{Q_{y.t}}, \quad (2.10)$$

где  $B_{y.t}$ ,  $B$  — расход соответственно условного топлива и натурального.

Выражение элементарного состава топлива, а также внешнего балласта его (влажности, зольности) в процентах от исходной массы сжигаемого топлива нашло широкое применение в энергетике. Однако при анализе условий работы парового котла такой способ выражения характеристик топлива не всегда удобен. Так, с увеличением доли внешнего балласта в топливе снижается его теплота сгорания. Для обеспечения той же паропроизводительности котла потребуется увеличить расход топлива. В итоге массовое количество балласта, поступающего в топку, возрастет в значительной мере, чем увеличится расход топлива, что может создать недопустимые условия для эксплуатации парового котла. Таким образом, процентное содержание влаги, золы или серы в топливе еще не является достаточной мерой энергетической ценности топлива.

Более полную характеристику массовых расходов при сравнении сжигаемых в паровом котле топлив дает выраженное в процентах содержание химических элементов и балласта, отнесенное к единице низшей теплоты сгорания топлива 1 МДж, которое называют *приведенной характеристикой топлива*.

Приведенные влажность, зольность и сернистость (% · кг/МДж) определяют соответственно по формулам:

$$W^p = \frac{W^p}{Q_{P_n}}; \quad A^p = \frac{A^p}{Q_{P_n}}; \quad S^p = \frac{S^p}{Q_{P_n}}. \quad (2.11)$$

Так, при одинаковой исходной сернистости ( $S^p = 3\%$ ) мазута ( $Q_{P_n} = 39$  МДж/кг) и бурого угля ( $Q_{P_n} = 12$  МДж/кг) массовый выброс окислов серы с продуктами сгорания во втором случае будет в 3,25 раза больше в соответствии с отношением приведенных сернистостей топлив: у мазута  $S^p = 0,077$ , у бурого угля  $S^p = 0,25$ .

### 2.3. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТВЕРДЫХ ТОПЛИВ

Обеспечение экономичного сжигания топлив в паровых котлах зависит от знания и правильного учета ряда определяющих характеристик топлива, к которым, кроме теплоты сгорания, относятся зольность, влажность, выход летучих веществ.

**Зольность.** Минеральные примеси содержатся во всех видах твердого топлива. Большая их часть не связана с органической массой топлива. По происхождению примеси можно разделить на внутренние, накопившиеся в пластах топлива в процессе его образования, и внешние, попавшие в топливо из окружающей породы при его добыче.

При сжигании топлива его минеральная часть подвергается высокотемпературному преобразованию. Сложные минеральные соединения типа глинистых минералов  $Al_2O_3 \times 2SiO_2 \times 2H_2O$ , полевых шпатов  $K_2O \times Al_2O_3 \times 6SiO_2$ , сульфатов и карбонатов  $CaSO_4 \times 2H_2O$ ,  $CaMg(CO_3)_2$  и другие подвергаются разрушению с частичным доокислением за счет кислорода воздуха. В результате остаток после сгорания топлива — зола — состоит в основном из ряда окислов:  $SiO_2$ ,  $Al_2O_3$ ,  $Fe_2O_3$ ,  $CaO$ ,  $MgO$ ,  $K_2O$ ,  $Na_2O$  и оказывается в среднем на 10% меньше исходной минеральной массы топлива. Процентное количество золы по отношению к навеске натурального топлива называют зольностью топлива.

Свойства золы играют большую роль в организации работы парового котла. Мельчайшие твердые частицы золы подхватываются потоком топочных газов и уно-

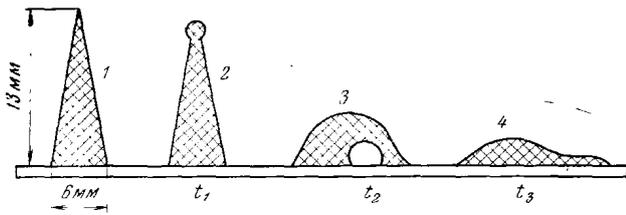


Рис. 2.3. К определению плавкости золы топлива по состоянию золовой пирамидки.  
1 — до нагрева; 2 — начало деформации; 3 — размягчение; 4 — жидкоплавкое состояние.

сятся из топочной камеры, образуя летучую золу. Часть золы, расплавленной в ядре факела, выпадает в низ топочной камеры или прилипает к ограждающим стенкам топки и при затвердевании образует шлаки, т. е. твердые растворы минералов, химический состав которых может отличаться от состава летучей золы.

Особое значение при организации процесса сжигания топлива имеют характеристики плавкости золы. Температуры плавления отдельных минералов и их сплавов сильно различны и находятся в пределах  $2900-600^{\circ}\text{C}$ . Поэтому плавление золы не происходит при какой-либо определенной температуре, а представляет процесс постепенного размягчения от твердого до жидкого состояния с ростом температуры. Температуры плавления золы определяют стандартным методом конусов, когда из золы прессуется пирамидка с заданными размерами (рис. 2.3) и помещается в печь. В процессе нагрева отмечают следующие характерные значения температуры:

$t_1$  — начало деформации, когда появляется первое изменение формы пирамидки,  $t_1 = 1000-1200^{\circ}\text{C}$ ;

$t_2$  — размягчение, когда вершина пирамидки касается основания или принимает каплеобразную форму,  $t_2 = 1100-1400^{\circ}\text{C}$ ;

$t_3$  — жидкоплавкое состояние, соответствующее началу растекания по плоскости,  $t_3 = 1200-1500^{\circ}\text{C}$ .

Основным показателем поведения шлака является его вязкость.

Нормальное течение расплавленного шлака, находящегося в истинно-жидком состоянии, вдоль вертикальной или наклонной стенки имеет место при вязкости менее 200 П (пуаз). Температуру жидкого шлака, при которой он свободно вытекает из отверстия, называют температурой нормального жидкого шлакоудаления  $t_{н.ж.}$  Температуры плавкости золы и характерные коэффициенты вязкости приводятся в таблицах энергетических топлив [8].

В процессе горения большая часть минерального состава топлива превращается в мелкую уносимую потоком газов летучую золу. В топках с различным тепловым режимом горения и шлакоудаления доля уноса летучей

золы  $a_{ун}$  меняется от 0,85—0,95 до 0,2—0,4. Остальная часть в виде шлака выпадает в нижнюю часть топки и удаляется из-под нее:  $a_{шл} = 1 - a_{ун}$ . Увеличение зольности топлива и количества летучей золы в потоке газов требует установки более дорогих золоулавливающих устройств после котла для защиты воздушного бассейна от загрязнения. При этом уменьшают скорости газов в конвективных газоходах во избежание истирания труб, а загрязнение поверхностей нагрева частицами золы ухудшает теплообмен. Все это делает конструкцию котла более громоздкой.

**Выход летучих веществ и коксовый остаток.** Если сухую навеску твердого топлива положить в тигель и постепенно нагревать в инертной среде без доступа воздуха, то будет происходить уменьшение ее массы. При высоких температурах происходит разложение кислородсодержащих молекул топлива с образованием газообразных веществ, получивших название *летучие вещества* ( $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{CH}_4$ ,  $\text{CO}_2$  и др.). Выход летучих веществ из твердых топлив происходит в интервале температур  $110-1100^{\circ}\text{C}$ . Наибольший выход (до 95%) имеет место при температуре до  $800^{\circ}\text{C}$  (рис. 2.4). Поэтому условно за выход летучих веществ твердых топлив принимают уменьшение массы навески топлива после выдержки в тигле при  $t = 850 \pm 25^{\circ}\text{C}$  в течение 7 мин, отнесенное к горючей массе топлива  $V^r$ , %.

Поскольку выход летучих веществ прежде всего определяется содержанием кислорода в топливе, то он тем больше, чем топливо моложе (рис. 2.1). Так, у бурых углей  $V^r = 45-50\%$ , каменных  $V^r = 25-40\%$ , а у антрацитов  $V^r = 3-4\%$ .

Твердый горючий остаток после выхода летучих называется *коксом*. Он может быть плотным (спекшимся) или порошкообразным. В воздушной среде кокс воспламеняется при  $t = 900-1200^{\circ}\text{C}$ . Летучие вещества, выделившиеся из топлива, обеспечивают более раннее воспламенение кокса, так как они сами воспламеняются при более низкой температуре, чем коксовый остаток ( $350-600^{\circ}\text{C}$ ), быстро повышая тем самым температуру коксовых

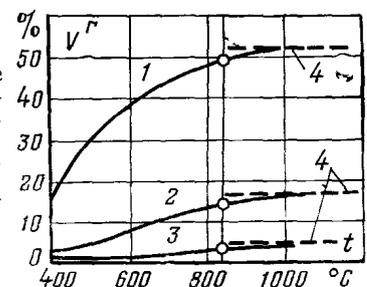


Рис. 2.4. Выделение летучих веществ в зависимости от температуры.  
1 — бурый уголь; 2 — тощий уголь; 3 — антрацит; 4 — предельный выход летучих для вида топлива.

Маркировка каменных углей по [8]

Марка угля	Обозначение	Выход летучих веществ, $V^l$ , %	Характеристика коксового остатка
Длиннопламенный	Д	36 и более	Порошкообразный, слабоспекшийся
Газовый	Г	То же	—
Газовый жирный	ГЖ	31—37	—
Жирный	Ж	24—37	—
Коксовый жирный	КЖ	25—33	Плотный спекшийся
Коксовый	К	17—33	—
Отощенный спекующийся	ОС	14—27	—
Слабоспекающийся	СС	17—37	Слабоспекшийся, порошкообразный
Тощий	Т	9—17	То же

#### 2.4. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАЗУТА И ПРИРОДНЫХ ГАЗОВ

Качество мазута оказывает большое влияние на организацию его сжигания в котлах и схему подготовки и подачи мазута на электростанцию.

**Вязкость.** Как техническая характеристика вязкость является важнейшим показателем качества мазута и положена в основу маркировки мазута. В соответствии с ГОСТ 10585-75 последние разделяются на легкие, средние и тяжелые топлива. К легким относятся флотские мазута (Ф5 и Ф12), а средние и тяжелые мазуты являются топочными и используются для стационарных энергетических и технологических установок. Топочные мазуты в зависимости от их вязкости и других физических характеристик разделяются на следующие марки: с государственным Знаком качества 40В и 100В и топочные 40 и 100. Мазуты марок 100В и 100 являются тяжелыми [15].

Вязкость мазутов выражают в единицах кинематической вязкости (в сантистоксах — сСт) или в градусах условной вязкости ( $^{\circ}ВУ$ ), которая определяется вискозиметром Энглера по времени истечения порции мазута через тарированное отверстие при стандартной температуре (для тяжелых мазутов — 80°C). Для нормального транспорта по трубопроводам и тонкого распыливания мазута в механических форсунках необходимо поддерживать его вязкость на уровне 2—3,5  $^{\circ}ВУ$ . Вязкость мазута сильно зависит от температуры (рис. 2.5). Изменение вязкости мазутов с температурой определяется присутствием в них углеводородов парафинового ряда. Для транспорта мазута по трубопроводам и нормальной работы мазутных насосов его температура должна поддерживаться около 60—70°.

**Реологические свойства.** При невысокой температуре (10—25°C) сильно вязкий мазут обладает свойством налипать на стенки емкостей, труб, аппаратуры и прочно удерживаться на них тем большим слоем, чем ниже температура. Это явление определяется реологическим свойством мазута, т. е. способностью перестройки структуры углеводородных молекул с температурой. При нагреве мазута до 70°C и выше он не наликает на стенки.

частиц. Их влияние особенно велико на начальной стадии горения топлива. Чем выше выход летучих веществ, тем быстрее воспламеняется топливо и тем полнее оно выгорает.

**Влажность.** Различают внешнюю, адсорбционную, капиллярную и внутреннюю влагу. Все виды влаги, кроме внутренней, удаляются из топлива при нагреве до 102—105°C. Внутренняя или кристаллогидратная влага прочно связана с минеральной частью топлива, входя в состав кристаллов вещества.

В твердом ископаемом топливе содержится в основном адсорбционная влага, определяемая адсорбирующей способностью сложных коллоидов органической массы топлива. Наибольшей адсорбционной способностью обладают торф, бурые угли и ряд молодых каменных углей. Адсорбционная способность топлива определяет его гигроскопическую влажность  $W^к$ . Косвенно эта влажность также характеризует возраст топлива: она тем меньше, чем топливо старше. Так, у бурых углей содержание  $W^к=10\pm 13\%$ , а у антрацитов  $W^к=1,5\pm 2,5\%$ . Знание  $W^к$  необходимо для оценки допустимой влажности угольной пыли во избежание слипания частиц (при повышенной ее влажности) или взрывоопасности пересушенной пыли.

Внешняя или механически удерживаемая влага остается в топливе после контакта с водой и сохраняется на поверхности за счет смачивания. Ее количество зависит от степени измельчения топлива и внешних условий при транспорте и хранении топлива. Капиллярная влага определяется пористостью структуры топлива. Ее больше всего в торфе.

Большая влажность рабочей массы топлива вызывает много трудностей при сжигании. Снижается теплота сгорания, растут расходы топлива и объемы продуктов сгорания, увеличиваются потери теплоты с уходящими газами и затраты энергии на привод дымососов. Увеличение влажности газов вызывает усиление коррозии металла воздухоподогревателя, приводит к повышенному загрязнению поверхности нагрева. В тракте доставки топлива и при его переработке нарушается нормальное движение топлива вследствие потери сыпучести, а в зимнее время топливо смерзается. Влияние содержания серы в топливе на работу котла рассмотрено в § 2.4.

**Маркировка твердых топлив.** Топливам присваиваются различные марки в зависимости (главным образом) от количества влаги в рабочей массе топлива (бурые угли) и выхода летучих веществ (каменные угли). Так, бурые угли разделяются на три группы: *Б1* — с содержанием влаги  $W^p \geq 40\%$ ; *Б2* — при  $W^p = 30\pm 40\%$  и *Б3* — при  $W^p < 30\%$ . В основу маркировки каменных углей положены выход летучих веществ и характеристика кокса (табл. 2.1).

Мелкие фракции топлива (отсевы), остающиеся после сортировки добываемого топлива, получают дополнительное буквенное обозначение: Ш — штыб — топливо размером фракций от 6 мм и менее; СШ — семечко со штыбом — топливо с размером фракций от 13 мм и менее; Р — рядовой — несортированное топливо. Так, распространенными являются топлива типа АШ — антрацит-штыб и ГСШ — газовый уголь, семечко со штыбом.

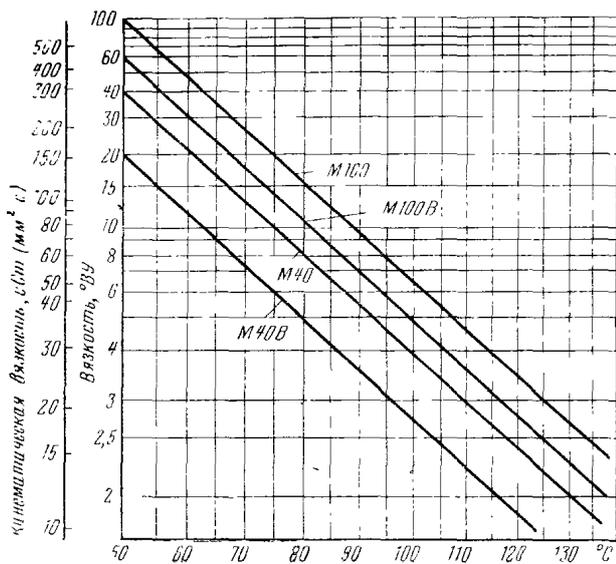


Рис. 2.5. Зависимость вязкости мазутов от температуры.

**Плотность.** Обычно пользуются относительной плотностью мазутов (плотностью по отношению к плотности воды при температуре 20°C). Последняя составляет  $\rho_{20}=0,99\div 1,06$ . С повышением температуры относительная плотность мазутов уменьшается и может быть определена по формуле

$$\rho_t = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta(t - 20)}, \quad (2.12)$$

где  $\rho_t$ ,  $\rho_{20}$  — относительная плотность мазута при определяемой температуре и температуре 20°C;  $\beta$  — коэффициент объемного расширения топлива при нагреве на 1°C; для мазута  $\beta=(5,1\div 5,3)\cdot 10^{-4}$ .

**Зольность.** При переработке нефти содержащиеся в ней минеральные примеси концентрируются в основном в тяжелых фракциях, главным образом в мазуте. Золевой остаток после сжигания мазута невелик и составляет на сухую массу не более 0,1% (ГОСТ 10585-75). Особенностью золы мазута является наличие в ней ванадия, содержание которого может достигать 50% и более.

**Влажность.** Содержание воды в мазуте не превосходит норм, предусмотренных ГОСТ, и обычно составляет 1—3%. Значительное его обводнение (до 10—15%) может происходить в процессе разогрева мазута перед сливом из цистерн за счет конденсации пара низкого давления. Влага в небольшом количестве способствует распылу мазута и улучшает характеристики воспламенения. При повышенном содержании влаги растет опасность коррозионных процессов в конвективных поверхностях нагрева и увеличиваются потери теплоты с продуктами сгорания.

**Сернистость.** Нефть и твердое топливо содержат серу в виде сложных серосодержащих соединений. При переработке нефти подавляющая часть сернистых соединений (70—90%) концентрируется в высококипящих фракциях, составляющих основную часть мазута. В процессе сжигания мазута и твердого топлива сера окисляется до  $SO_2$  и небольшая часть ее при избытке кислорода в зоне горения образует полный окисел  $SO_3$ , создающий коррозионную среду для низкотемпературных поверхностей нагрева. Количество серы в ма-

зуте ( $S^p=0,5\div 3\%$ ) находятся на уровне твердого топлива, но коррозионная опасность газовой среды после сжигания мазута в несколько раз выше. Это определяется тем, что твердое топливо содержит в золе компоненты, обладающие способностью нейтрализации кислот сред.

**Температура застывания.** Согласно ГОСТ 8513-57 за температуру застывания принимают температуру нефтепродукта, при которой он загустевает настолько, что в пробирке при ее наклоне под углом 45° остается неподвижным в течение 1 мин. Высокой температурой застывания (25—35°C) характеризуются высокосернистые мазуты с большим содержанием парафинов (марок М-100 и М-100В). Температура застывания оказывает непосредственное влияние на выбор технологической схемы хранения мазута и его транспорта.

**Температура вспышки.** За температуру вспышки принимают температуру, при которой пары мазута в смеси с воздухом вспыхивают при контакте с открытым пламенем. Мазут, сжигаемый на электростанциях, имеет температуру вспышки 90—140°C, у парафинистых мазутов она может снизиться до 60°C, у сырой нефти составляет 20—40°C. Во избежание пожара температура подогрева мазута в открытых системах должна быть ниже температуры вспышки и не выше 95°C во избежание вскипания влаги, находящейся в толще мазута.

Основными техническими характеристиками природного газа являются плотность, взрываемость и токсичность.

**Плотность.** Почти все виды газового топлива легче воздуха, поэтому при утечке газ скапливается под перекрытиями. В целях безопасности перед пуском парового котла обязательно проверяют отсутствие газа в наиболее вероятных местах его скопления. Для сопоставления различных газов между собой используют также понятие относительной плотности газа, представляющее собой отношение плотности газа при нормальных условиях (0°C, 1015 Па) к аналогичной плотности воздуха:

$$\rho_{отн} = \rho_r / \rho_v = \frac{\rho_r}{1,293}, \quad (2.13)$$

где  $\rho_r$ ,  $\rho_v$  — плотность газа и воздуха при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>.

**Взрываемость.** Смесь горючего газа с воздухом в определенной пропорции при наличии огня или даже искры может взорваться, т. е. происходит процесс его воспламенения и сгорания со скоростью, близкой к скорости распространения звука. Взрывоопасные концентрации горючего газа в воздухе зависят от химического состава и свойств газа (рис. 2.6).

## Балансы пара и воды на тепловой электростанции

Балансы пара и воды на КЭС. Добавочная вода и требования к ней

### 6.1. Балансы пара и воды на КЭС. Добавочная вода и требования к ней

Балансы пара и воды на конденсационных электростанциях определяются следующими уравнениями.

*Паровой баланс турбины с регенеративными отборами*

$$D_0 = \sum D_r + \sum D_y + D_{yt} + \sum D_i + D_k, \quad (6.1)$$

где  $D_0$  — расход свежего пара на турбину;  $D_r$  — регенеративные отборы пара;  $D_y$  — протечки пара через уплотнения;  $D_i$  — разные отборы пара (на привод питательных насосов и воздухоувок, подогрев мазута и воздуха для котлов и т. п.);  $D_k$  — пропуск пара в конденсатор;  $D_{yt}$  — утечки пара в турбоустановке.

Расход свежего пара на турбоустановку  $D_0$  принимается в качестве основной расчетной величины при расчете тепловой схемы, производительности котла, энергетических показателей и др.

*Баланс питательной воды*

$$D_{п.в} = D_0 + D_{пр}, \quad (6.2)$$

где  $D_{пр}$  — расход продувочной воды котла (для прямоточного котла  $D_{пр} = 0$ , тогда  $D_{п.в} = D_0$ ).

С другой стороны поток питательной воды  $D_{п.в}$  состоит из конденсата турбины  $D_k$ , конденсата пара регенеративных отборов  $\sum D_r$ , конденсата пара из расширителя продувки котла  $D'_{п}$  и конденсата пара из уплотнений  $\sum D_y$ . Кроме того, поток питательной воды необходимо дополнить таким количеством добавочной воды, которое восполняет потери пара и воды

в тепловой схеме:  $D_{д.в} = D_{yt} + D_{ут}^{пр}$ , где  $D_{ут}^{пр}$  — прочие утечки пара и конденсата сверх утечек в турбоустановке.

Количество добавочной воды определяется в случае конденсационной турбоустановки утечками пара и конденсата (и потерями продувочной воды при барабанном котле). Все эти потери относятся к *внутренним* потерям в схеме (рис. 6.1).

Потери от утечек обуславливаются неплотностью фланцевых соединений трубопроводов, предохранительных клапанов турбин и котлов и другого оборудования на ТЭС, потерями дренажа трубопроводов, арматуры и оборудования, а также безвозвратными потерями пара на технические нужды: на разогрев мазута, на мазутные форсунки, на паровую обдувку котлов и т. д. Потери от утечек фактически распределены по всему пароводяному тракту, но большая их часть сосредоточена в местах с наиболее высокими параметрами, поэтому при рас-

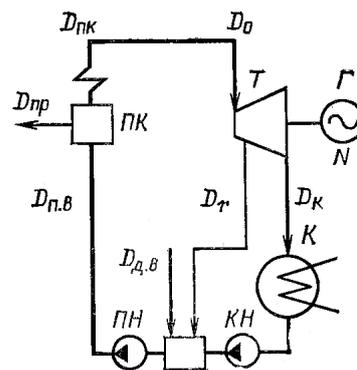


Рис. 6.1. Простейшая схема конденсационной электростанции с потерями пара и воды

чете иногда учитывают потери от утечек в линии свежего пара, что дает некоторый запас в показателях тепловой экономичности ТЭС.

Потери от утечек уменьшают, заменяя фланцевые соединения трубопроводов, арматуры и оборудования сварными соединениями, повышая плотность арматуры, собирая и используя дренаж.

На конденсационных электростанциях общая сумма потерь не превышает 1,5%, эти потери восполняются добавочной водой. Требования к качеству этой воды так же высоки, как к воде, служащей для заполнения контура паротурбинной установки. Для того чтобы современный энергоблок работал длительное время без отложений в экранных трубах, пароперегревателе парового котла и проточной части турбины, концентрация отдельных составляющих примесей в питательной и добавочной воде не должна превышать 5—100 мкг/кг, в том числе соединений натрия (в пересчете на Na) не более 5 мкг/кг, кремниевой кислоты (в пересчете на  $\text{SiO}_2$ ) не более 15 мкг/кг [11]. Для получения добавочной воды в качестве исходной применяется сырая вода, подвергаемая соответствующей обработке, вид которой зависит от типа электростанции, от характеристик и параметров оборудования, от качества исходной воды.

чете иногда учитывают потери от утечек в линии свежего пара, что дает некоторый запас в показателях тепловой экономичности ТЭС.

Потери от утечек уменьшают, заменяя фланцевые соединения трубопроводов, арматуры и оборудования сварными соединениями, повышая плотность арматуры, собирая и используя дренаж.

На конденсационных электростанциях общая сумма потерь не превышает 1,5%, эти потери восполняются добавочной водой. Требования к качеству этой воды так же высоки, как к воде, служащей для заполнения контура паротурбинной установки. Для того чтобы современный энергоблок работал длительное время без отложений в экранных трубах, пароперегревателе парового котла и проточной части турбины, концентрация отдельных составляющих примесей в питательной и добавочной воде не должна превышать 5—100 мкг/кг, в том числе соединений натрия (в пересчете на Na) не более 5 мкг/кг, кремниевой кислоты (в пересчете на SiO<sub>2</sub>) не более 15 мкг/кг [11]. Для получения добавочной воды в качестве исходной применяется сырая вода, подвергаемая соответствующей обработке, вид которой зависит от типа электростанции, от характеристик и параметров оборудования, от качества исходной воды.

## 6.2. Химическая и термическая подготовка добавочной воды. Одноступенчатые и двухступенчатые испарительные установки

На тепловых электростанциях применяются два способа подготовки добавочной воды: химический и термический. Выбор способа водоподготовки зависит от многих факторов. Необходимо учитывать тип электростанции, тип котла, размеры потерь теплоносителя, качество исходной сырой воды и т. д.

При химическом способе сырая вода проходит несколько этапов очистки. На первом этапе (предочистке) из воды выделяются грубодисперсные и коллоидные вещества и снижается бикарбонатная щелочность воды посредством добавления в воду специальных веществ — реагентов, вызывающих выпадение примесей в осадок. На последующих этапах химической подготовки происходит очистка воды от некоторых растворенных примесей в основном методом ионного обмена. При химическом способе из добавочной воды почти полностью удаляются соли жесткости, но при этом хорошо растворимые соли удаляются лишь частично. Щелочность химически очищенной воды может приближаться к нулевой. Наиболее дорогие и сложные устройства необходимы для удаления кремниевой кислоты. Метод глубокого химического обессоливания позволяет

получить воду, не уступающую по качеству конденсату турбины.

Химический метод обессоливания в настоящее время является основным для ГРЭС с оборудованием на давление пара выше 10 МПа при среднем солесодержании исходной воды не выше 4—5 мг-экв/кг для барабанных котлов и не выше 3—4 мг-экв/кг для прямоточных котлов.

Основным недостатком химического способа подготовки воды с точки зрения охраны окружающей среды от вредных выбросов является большой сброс отмывочных вод в водоемы; термический метод подготовки добавочной воды имеет преимущество в этом отношении перед химическим.

Термический способ подготовки добавочной воды основан на применении испарительных установок. В испарительной установке происходит дистилляция исходной добавочной воды — переход ее в пар с последующей конденсацией. Конденсат испаренной воды является дистиллятом, свободным при правильной конструкции и эксплуатации испарителя от солей жесткости, растворимых солей, щелочей, кремниевой кислоты и т. п.

В состав испарительной установки входят испаритель, в котором предварительно химически очищенная вода превращается в пар, и охладитель, в котором конденсируется полученный в испарителе пар. Такой охладитель называется *конденсатором испарительной установки*, или *конденсатором испарителя*.

Термический способ подготовки добавочной воды по начальным затратам и эксплуатационным расходам обычно дороже химического. Кроме того, испарительные установки со сравнительно простой одноступенчатой схемой имеют ограниченную производительность, а применение многоступенчатых испарителей еще более удорожает и делает более громоздкой всю установку, а также усложняет компоновку машинного зала.

Испарительные установки применяют на станциях высокого и сверхкритического давления с барабанными и прямоточными котлами при относительно небольших потерях пара и конденсата.

Испарение добавочной воды происходит за счет теплоты, отдаваемой первичным греющим конденсирующимся паром из отборов турбины; конденсация произведенного в испарителе вторичного пара происходит в результате охлаждения пара водой, обычно — конденсатом турбинной установки (рис. 6.2).

При такой схеме включения испарителя и его конденсатора теплота пара турбины используется в конечном счете для подогрева основного конденсата и возвращается с питательной водой в котлы. Таким образом, испарительная

Схемы, баланса пара и воды на ТЭЦ с отпуском пара из отборов турбины и химической подготовкой добавочной воды. Продувка котлов и её использование

#### **6.4. Схемы, балансы пара и воды на ТЭЦ с отпуском пара из отбора турбины и химической подготовкой добавочной воды. Продувка котлов и её использование**

Отпуск теплоты от ТЭЦ внешнему потребителю осуществляется по двум принципиально различным схемам (рис. 6.5). Открытая схема отпуска теплоты (рис. 6.5,а) применяется для подачи промышленному потребителю пара из отбора турбины типа ПТ или из противодавления турбины типа Р.

Закрытая схема отпуска теплоты (рис. 6.5,б) применяется при отпуске теплоты промышленному или отопительному потребителю через промежуточный теплообменник. При этом пар из отбора турбины является только греющей средой для теплоносителя, идущего к внешнему потребителю, и, отдавая свою теплоту, остается на ТЭЦ. Если потребителю требуется пар, то в качестве промежуточного теплообменника применяются паропреобразователи, а если теплота отпускается в виде горячей воды, то промежуточным теплообменником является подогреватель воды, подаваемой в тепловую сеть,—сетевой подогреватель. При закрытой схеме отпуска теплоты от ТЭЦ баланс пара и конденсата не отличается от КЭС.

При открытой схеме отпуска теплоты потери конденсата резко возрастают. В балансе пара и конденсата необходимо в этом случае учитывать потери конденсата у внешнего потребителя, что составляет в среднем 35—

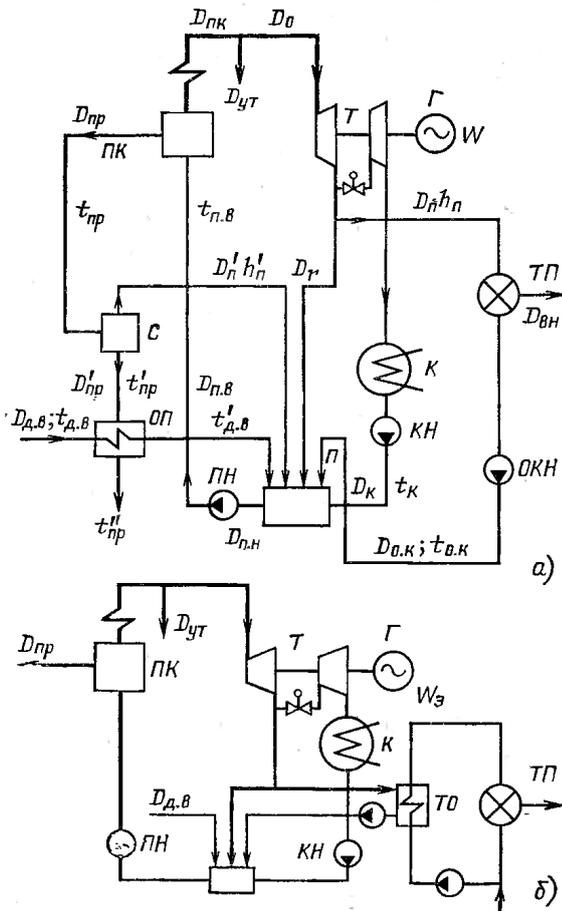


Рис. 6.5. Схемы отпуски теплоты внешнему потребителю:

*a* — открытая; *б* — закрытая; *C* — сепаратор-расширитель продувки; *ОП* — охладитель продувочной воды; *ТП* — тепловой потребитель; *ТО* — промежуточный теплообменник

50% расхода пара на теплофикационные турбины. Паровой баланс на ТЭЦ с внешними потерями:

$$D_0 = \Sigma D_r + \Sigma D_i + D_{п.к} + D_{п.к} + \Sigma D_{y.т} + D_{y.т}. \quad (6.14)$$

По сравнению с (6.1) для КЭС выделена новая величина  $D_{п.к}$  — расход пара на внешнего потребителя.

Потери пара и конденсата на такой ТЭЦ состоят из внутренних и внешних потерь. Внешние потери ТЭЦ с открытой схемой отпуски теплоты равны  $D_{вн} = D_{п.к} - D_{о.к}$ , где  $D_{о.к}$  — количество обратного конденсата, возвращаемого от внешних потребителей. Общая потеря  $D_{пот}$  пара и конденсата ТЭЦ с открытой схемой отпуски теплоты и соответственно количество добавочной воды  $D_{д.в}$  равны сумме внутренних и внешних потерь:

$$D_{пот} = D_{д.в} = D'_{пр} + D_{вн}.$$

Меньшую часть внутренних потерь на электростанции составляет потеря продувочной воды из барабанных котлов. Непрерывная продувка производится для ограничения

концентрации солей, щелочей, кремниевой кислоты и других примесей в котловой воде и обеспечения требуемой чистоты пара для надежной работы оборудования. Расход непрерывной продувки составляет от 0,3 до 3% в зависимости от способа восполнения потерь в схеме. Расчет ее проводится по уравнению солевого баланса котла:

$$D_{пр} c_{пр} + D_{п.к} c_{п.к} = (D_{п.к} + D_{пр}) c_{п.в}, \quad (6.15)$$

где  $D_{п.к} + D_{пр} = D_{п.в}$ ;  $c_{п.к}$ ,  $c_{п.в}$  и  $c_{пр}$  — концентрация примесей соответственно в паре, питательной и продувочной воде. Отсюда

$$D_{пр} = \frac{c_{п.в} - c_{п.к}}{c_{пр} - c_{п.в}} D_{п.к}$$

Концентрацией  $c_{п.к}$  по сравнению с  $c_{пр}$  и  $c_{п.в}$  можно пренебречь, поэтому

$$D_{пр} \approx \frac{1}{c_{пр}/c_{п.в} - 1} D_{п.к} \approx \frac{1}{c_{пр}/c_{п.в} - 1} D_0,$$

или в долях  $D_0$

$$\alpha_{пр} \approx \frac{1}{c_{пр}/c_{п.в} - 1}. \quad (6.16)$$

Для снижения потерь продувочной воды и ее теплоты применяют сепараторы-расширители непрерывной продувки котлов и охладители продувочной воды. Перед входом в расширитель продувочная вода проходит через редуктор, и в расширитель уже поступает пароводяная смесь. В самом расширителе эта смесь разделяется на чистый пар и воду (концентрат); энтальпии пара и воды на выходе из расширителя определяют давлением в расширителе и соответствуют параметрам насыщения. Пар, количество которого составляет 30% расхода продувочной воды при одноступенчатом расширении, направляется в один из теплообменников регенеративной системы.

Выпар из расширителя продувки и потеря продувочной воды определяются из уравнения теплового и материального баланса расширителя продувки:

$$D_{пр} h_{пр} = D_{п.к}' h_{п.к}'' + D_{пр}' h_{пр}'; \quad (6.17)$$

$$D_{пр} = D_{п.к}' + D_{пр}',$$

где  $h_{пр}$ ,  $h_{пр}'$  и  $h_{п.к}''$  — соответственно энтальпии продувочной воды котла, продувочной воды и выпара расширителя продувки. Значения этих величин определяются давлением в барабане котла и в расширителе продувки. Давление пара в расширителе продувки выбирается в зависимости от места в тепловой схеме, куда направляется выпар из расширителя.

Итак,

$$D_{п.к}' = \frac{h_{пр} - h_{пр}'}{h_{п.к}'' - h_{пр}'} D_{пр} \quad (6.18)$$

и

$$D'_{\text{пр}} = D_{\text{пр}} - D'_n = \frac{h_{\text{п}}^* - h_{\text{пр}}}{h_{\text{п}}'' - h'_{\text{пр}}} D_{\text{пр}} \quad (6.19)$$

Количество пара, возвращаемого в систему регенерации из расширительной установки, можно увеличить до 60% расхода продувочной воды, приняв две ступени расширения.

## Отпуск тепла с электростанции тепловому потребителю

Отпуск тепла промышленным предприятиям на технологические нужды

Тепло на технологические нужды подается потребителю обычно с паром, отбираемым либо непосредственно от паротурбинной установки (из производственного отбора или из потока отработавшего пара турбин с противодавлением), либо от специальных аппаратов, называемых *паропреобразователями*. В схемах с паропреобразователями отбираемый от турбины пар конденсируется в греющих элементах этих аппаратов, а образовавшийся конденсат возвращается в систему регенеративного подогрева питательной воды станции. Потребителю тепла при этом подается вторичный пар, который генерируется в паропреобразователе из поступающей в него химически обработанной воды.

Если давление пара, подаваемого на технологические нужды, равно  $p_{пп}$ , а давление в отборе  $p_{отб}$ , то для того чтобы создать в греющих элементах паропреобразователя необходимый температурный перепад  $\Delta t_{пп}$  должно быть  $p_{отб} > p_{пп}$ , и, следовательно, такая схема связана с недовыработкой электроэнергии. Однако при этом на электростанции сохраняется весь конденсат, образовавшийся из пара, отведенного от отборов турбины к паропреобразователям.

Уменьшение электрической мощности установки при работе по схеме с паропреобразователем по сравнению со схемой, при которой

пар отводится к потребителю непосредственно от отбора, определяется выражением (кВт)

$$\Delta N_a = D_{\text{пп}} (i_{\text{отб}} - i_{\text{пп}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}, \quad (7.1)$$

где  $D_{\text{пп}}$  — производительность паропреобразователей, кг/с;  $i_{\text{отб}}$ ,  $i_{\text{пп}}$  — соответственно энтальпия пара в отборе и после паропреобразователя, кДж/кг.

Когда промышленный потребитель возвращает весь образовавшийся у него конденсат, применять паропреобразователи, конечно, не имеет смысла. Однако нередко большая часть конденсата теряется у потребителя или возвращаемый обратный конденсат не пригоден для питания котлов или ПГ электростанции.

Когда имеются большие потери пара и конденсата у промышленного потребителя тепла, можно либо возместить эти потери обессоленной водой (получаемой термическим или химическим методом), либо направлять пар к потребителю от паропреобразователей. В схеме с паропреобразователями внешние потери на балансе пара и конденсата непосредственно на электростанции не отражаются. Загрязненный обратный конденсат либо очищают химическими методами, либо используют в качестве питательной воды паропреобразователей. Таким образом, при проектировании паротурбинной установки с отпуском тепла на технологические нужды имеется возможность применить схему, по которой пар отпускается непосредственно от отбора турбины, а потери его восстанавливаются одним из названных методов, либо подавать пар потребителю от паропреобразователей.

Очевидно, что выбор той или иной схемы может быть проведен по данным технико-экономических расчетов. При этом всегда следует иметь в виду, что при термическом методе подготовки добавочной воды дистиллят, полученный на испарителях, включенных в систему регенеративного подогрева питательной воды по применяющейся в настоящее время схеме (без потерь тепловой экономичности, см. гл. 9), дешевле конденсата, сохраненного в системе электростанции с помощью паропреобразователей, так как производство дистиллята испарителями в этом случае не связано с невыработкой электроэнергии. Однако таким путем можно получить ограниченное количество дистиллята, которым обычно компенсируют лишь внутренние потери электростанции. Когда наряду с внутренними имеются внешние потери, в схеме с паропреобразователями производительность их  $D_{\text{пп}}$  не должна превышать общих потерь пара и конденсата. При этом, если имеется возможность восстанавливать внутренние потери с помощью испарителей, включенных в систему регенеративного подогрева воды, ею следует воспользоваться.

Производительность паропреобразователей  $D_{\text{пп}}$  в этом случае будет равна внешним потерям  $D_{\text{внеш}}$ . Когда испарители не устанавливаются,  $D_{\text{пп}} = D_{\text{вн}} + D_{\text{внеш}}$ . В последнем случае можно также часть вторичного пара паропреобразователей (компенсирующую внутренние потери  $D_{\text{вн}}$ ) конденсировать на поверхностях, включенных в систему регенеративного подогрева питательной воды ПГ (котельных установок) по схеме без потерь тепловой экономичности.

Схема включения паропреобразователей приведена на рис. 7.1 Пар от регулируемого отбора турбины по линии 1 направляется в пароперегреватель 3, пройдя пароперегреватель, пар поступает в греющую секцию паропреобразователя 4. Для того чтобы не прерывать подачу пара тепловому потребителю при останове турбины, обычно к паропреобразователям подводится также резервная линия греющего пара от редуционно-охладительной установки (на схеме не показана). Химически обработанная вода подается в паропреобразователь из деаэратора 10 насосом 8. Образующийся в паропреобразователе пар, пройдя перегреватель, направляется по линии 2 к потребителю. Конденсат греющего пара поступает через охладитель конденсата 5 по линии 6

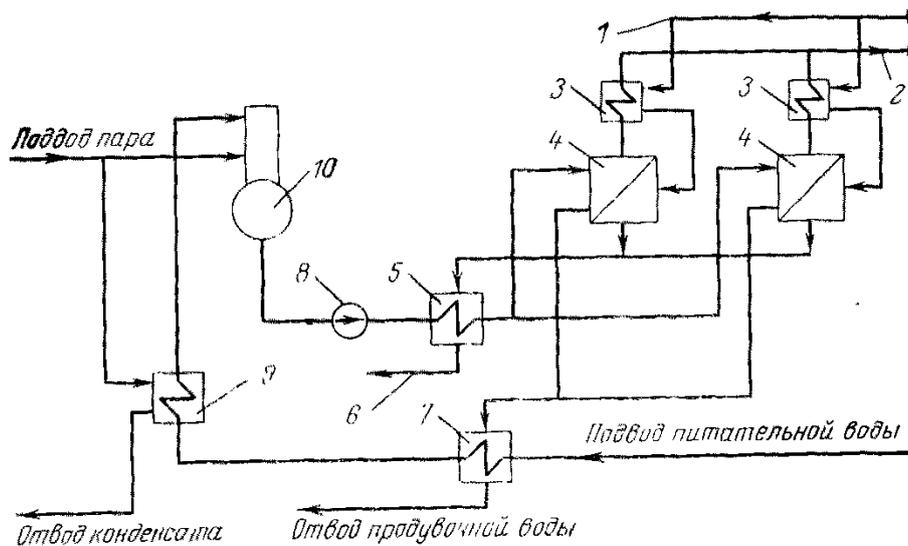


Рис. 7.1. Схема включения паропреобразователей.

в деаэратор питательной воды котлов (ПГ). Позиции 7 и 9 на рисунке — охладитель продувки и подогреватель питательной воды паропреобразователя.

Обычно тепло с паром подается промышленным предприятиям, находящимся вблизи электростанции, и давление пара не превышает 1,6 МПа. Когда пар отпускается из отборов, параметры его соответствуют параметрам в отборах; в паропреобразователе вторичный пар перегревается примерно на 25°C в отдельном пароперегревателе. Можно полагать, что крупные АТЭЦ не будут работать по одноконтурным схемам. Однако даже при двухконтурной схеме, когда применяется реактор с водой под давлением, нельзя отводить пар потребителю непосредственно из отбора турбины, так как при появлении протечек радиоактивный пар может попасть к потребителю. На такой АТЭЦ отпуск пара может проводиться только через паропреобразователи. При трехконтурной схеме радиоактивные вещества даже при появлении протечек в ПГ в рабочую среду попасть не могут. Поэтому здесь пар может подаваться потребителю непосредственно от турбины. Так, на АЭС в г. Шевченко, где установлен реактор на быстрых нейтронах с натриевым теплоносителем, пар, отработавший в турбинах, подается на опреснительные установки, на которых производится дистиллят из морской воды.

Тепло на отопление  $Q_{от}$ , вентиляцию  $Q_{в}$  и бытовые нужды  $Q_{б.н}$  обычно подается потребителю с горячей водой. Вода по сравнению с водяным паром имеет ряд преимуществ. Ее легко передавать на большие расстояния (до 20—30 км), не увеличивая давление пара в отборе; тепловые потери и потери теплоносителя при этом ниже, чем в паровых системах теплоснабжения; расход энергии на перекачивание также небольшой. Водяные системы теплоснабжения имеют большую аккумулялирующую способность, вследствие чего кратковременные изменения количества тепла, подводимого к сетевой воде, менее отражаются

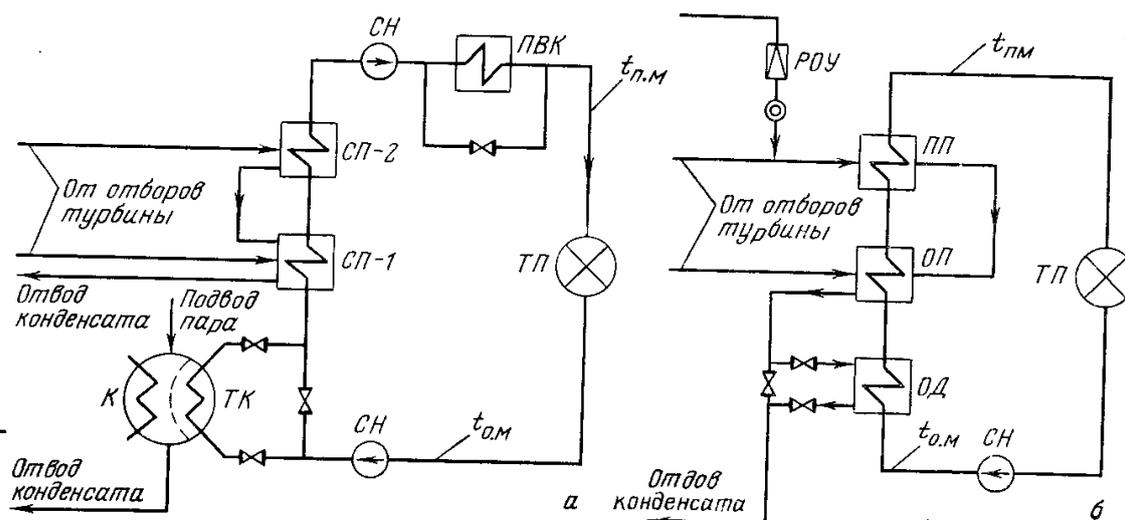


Рис. 7.2. Схемы подогрева сетевой воды на установках с двумя теплофикационными отборами и теплофикационным пучком в конденсаторе турбины (а) и на установках с одним теплофикационным отбором (б).

СП<sub>1</sub> и СП<sub>2</sub> — сетевые подогреватели нижней и верхней ступеней; ОП — основной подогреватель; ПП — пиковый подогреватель; ТК — теплофикационный пучок конденсатора турбины; ОД — охладитель дренажа; ПВК — пиковый водогрейный котел; СН — сетевой насос; К — конденсатор турбины; РОУ — редуциционно-охлаждающая установка; ТП — тепловой потребитель.

на температурных режимах обогреваемых помещений. При обогреве помещения горячей водой легче поддерживать умеренную температуру отопительных батарей (до 90—95°C).

На рис. 7.2, а приведена применяющаяся в настоящее время на крупных ТЭЦ с отопительной нагрузкой схема подогрева сетевой воды. Сетевая установка имеет два подогревателя, к которым подводится пар от двух отборов турбины. В конденсаторе имеется отдельный встроенный теплофикационный пучок (ТК). В зимний период через этот пучок пропускается сетевая вода или добавочная вода, направляемая затем в тепловую сеть для компенсации утечек. Когда через ТК проходит сетевая вода, она нагревается в нем на несколько градусов и затем поступает в сетевые подогреватели. Когда через ТК проходит добавочная вода, сетевая вода из магистрали направляется непосредственно в сетевые подогреватели. После сетевых подогревателей установлен пиковый водогрейный котел (ПВК), однако ПВК включается, лишь

когда количество отбираемого из отборов пара недостаточно для покрытия всей тепловой нагрузки. При включенном теплофикационном пучке конденсатора техническая вода к конденсатору не подводится и теплофикационная установка работает без потерь в холодном источнике. Вакуум при этом, конечно, понижается.

В летний период сетевая вода подогревается только в сетевом подогревателе нижней ступени. На многих установках имеется один теплофикационный отбор (рис. 7.2, б). Пар от этого отбора с давлением 0,12—0,24 МПа (на некоторых турбинах давление изменяется в пределах 0,07—0,24 МПа) отводится к основному подогревателю сетевой установки. Дополнительный подогрев сетевой воды (в холодные дни отопительного сезона) может проводиться в пиковом подогревателе, пар к которому подводится от РОУ или от промышленных отборов турбины (если это не приведет к необходимости уменьшить расход пара на технологические нужды). На схеме, изображенной на рис. 7.2, б, наряду с основным и пиковым подогревателями показан также охладитель дренажа. Этот теплообменник имеется на сетевых установках, к которым подводится пар от регулируемого отбора установки среднего давления с деаэратором, который работает при давлении 0,12 МПа. При низкой температуре наружного воздуха давление в основном подогревателе поднимается до 0,24 МПа, а температура дренажа — до 125° С. Для обеспечения нормальной работы деаэратора в этих условиях дренаж необходимо охлаждать. Охлаждение дренажа сетевой водой не приводит к изменению тепловой экономичности ТЭЦ, так как из-за некоторого подогрева сетевой воды в охладителе дренажа расход пара в основной подогреватель уменьшается, а расход пара на деаэратор в равной мере увеличивается.

На установках с деаэратором, работающим при 0,6 МПа и выше, охладитель дренажа не нужен.

Общее количество передаваемого сетевой водой потребителю тепла определяется выражением

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{б.н.}} \quad (7.2)$$

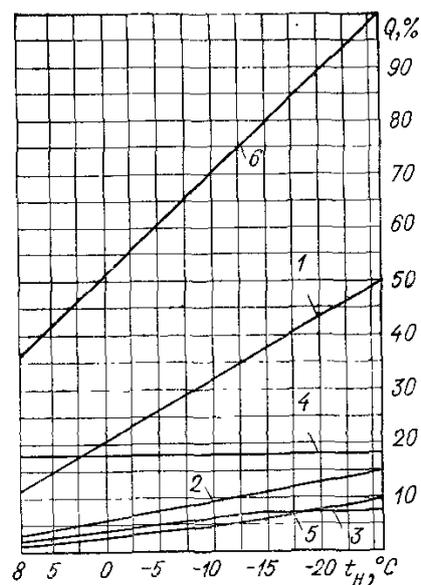
Расход тепла на отопление определяется потерями через наружные ограждения и инфильтрацией наружного воздуха через неплотности. Для жилых и общественных зданий коэффициент инфильтрации невелик (до 3—4 %) и расчеты по определению количества тепла, теряемого через неплотности, здесь не проводятся. Тепловые потери инфильтрацией промышленных зданий достигают 25—30% потерь вследствие теплопередачи и поэтому должны рассчитываться отдельно. При определении количества тепла для отопления промышленных зданий необходимо учесть также внутренние тепловыделения (т. е. тепло, выделяемое тепловыми и силовыми установками). Тепло, теряемое зданием, можно определить по формуле (кДж/с)

$$Q = \chi_0 V (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (7.3)$$

где  $\chi_0$  — отопительная характеристика здания, кДж/(с·м<sup>3</sup>·°С);  $t_{\text{в}}$  и  $t_{\text{н}}$  — температура внутри помещения и снаружи соответственно, °С;

Рис. 7.3. Графики тепловых нагрузок.

1 и 2 — отопительная нагрузка соответственно жилых и промышленных помещений; 3 — вентиляционная нагрузка; 4 — нагрузка горячего водоснабжения; 5 — тепловые потери; 6 — суммарная нагрузка.



$V$  — объем здания, вычисленный по наружным размерам,  $\text{м}^3$ . В этой зависимости отопительная характеристика  $\chi_0$  численно равна потерям тепла через наружные ограждения здания в единицу времени при разности температур внутри помещения и снаружи в  $1^\circ\text{C}$ , отнесенным к  $1 \text{ м}^3$  объема здания, рассчитанного по наружным размерам. Для жилых зданий отопительной характеристикой учитывается также инфильтрация и расход тепла на вентиляцию

(если здание не имеет специальной приточной системы и  $Q_{\text{в}}$  не превышает 5—10% расхода тепла на отопление). Расходы тепла на вентиляцию производственных зданий, а также помещений общественных и культурных учреждений рассчитывают отдельно.

На рис. 7.3 приведены зависимости  $Q_{\text{от}}$ ,  $Q_{\text{в}}$  и  $Q_{\text{б.н}}$ , а также тепловые потери  $Q_{\text{пот}}$  и общий расход тепла  $Q_{\text{общ}}$  от температуры наружного воздуха применительно к району, обслуживаемому одной из ТЭЦ Мосэнерго. Как и обычно, расход тепла на отопление и вентиляцию зависит от  $t_n$  линейно. Среднесуточный расход тепла на бытовые нужды (горячее водоснабжение) практически не зависит от температуры наружного воздуха.

В соответствии с формулой (7.3) отопительная нагрузка максимальна при низшей температуре наружного воздуха  $t_{\text{н, мин}}$  и равна нулю, когда  $t_{\text{п}} = t_{\text{н}}$ . Температуру  $t_{\text{н, мин}}$ , по которой рассчитывают максимальную отопительную нагрузку  $Q_{\text{от}}$ , называют *низшей расчетной температурой наружного воздуха*. Эта температура принимается равной средней температуре наиболее холодных пятидневок из восьми лет за 50-летний период [51].

Расход тепла на вентиляцию также зависит от разности температур в помещении и снаружи. Однако при выборе низшей температуры  $t_{\text{н, мин}}^{\text{в}}$ , на которую рассчитывается установка, исходят из того, что в наиболее холодные дни возможно некоторое снижение кратности обмена воздуха в вентилируемых помещениях. Поэтому значение  $t_{\text{н, мин}}^{\text{в}}$  для всех помещений (за исключением тех, в которых вентиляция рассчитывается с учетом имеющихся вредных выделений) выше низшей расчетной температуры для отопления  $t_{\text{н, мин}}^*$ . Для температур наружного воздуха ниже этого значения  $Q_{\text{в}}$  принимается постоянной (см. рис. 7.3, кривая 3).

По принятым в Советском Союзе строительным нормам и правилам  $t_{\text{н, мин}}^{\text{в}}$  определяется как средняя температура наиболее холодного периода, составляющего 15% продолжительности отопительного периода, в наиболее холодные годы [51, 56].

Расчетные температуры  $t_{п, мин}$  и  $t_{н, мин}^B$  для некоторых городов Советского Союза имеют следующие значения:

Город	$t_{н, мин},$ °C	$t_{н, мин}^B,$ °C	Город	$t_{п, мин},$ °C	$t_{н, мин}^B,$ °C
Архангельск	-32	-19	Свердловск	-31	-20
Баку	-4	+1	Тбилиси	-7	0
Ленинград	-25	-11	Новосибирск	-39	-24
Москва	-25	-14	Томск	-40	-25

Отопление жилых и общественных зданий следует включать, когда среднесуточная температура наружного воздуха снижается до  $+8^\circ\text{C}$  и держится на этом уровне в течение трех суток. Когда среднесуточная температура принимает устойчивое значение  $+8^\circ\text{C}$  и выше, отопительный сезон заканчивается.

Начало и конец отопительного сезона для промышленных зданий устанавливается при  $t_{н}$ , для которой тепловые потери здания равны внутреннему тепловыделению. В связи с тем, что максимальная вентиляционная нагрузка устанавливается при более высокой температуре наружного воздуха, чем максимальная отопительная нагрузка, а длительность отопительного сезона для промышленных зданий часто меньше, чем для жилых и общественных зданий, график суммарного расхода тепла на отопление, вентиляцию и бытовые нужды может иметь два перелома — при температуре начала и конца отопительной нагрузки промышленных помещений и когда  $t_{п} = t_{н, мин}^B$ .

Общее количество тепла, отданное сетевой водой, определяется зависимостью (кДж/ч)

$$Q_{общ} = G_{в} (i_{п.м} - i_{о.м}) 10^3, \quad (7.4)$$

где  $G_{в}$  — расход сетевой воды, т/ч;  $i_{п.м}$ ,  $i_{о.м}$  — энтальпия воды соответственно в подающей и обратной магистралях, кДж/кг.

Как видно из этого уравнения, чем выше температура воды в подающей магистрали  $t_{п.м}$ , тем требуется меньший расход ее  $G_{в}$  при тех же значениях  $Q_{общ}$  и  $t_{о.м}$  (температуре воды в обратной магистрали). Значение  $t_{п.м}$ , принимаемое при расчетной температуре наружного воздуха  $t_{н, мин}$ , определяет необходимое наиболее высокое значение  $G_{в}$ . Чем выше эта температура, тем ниже  $G_{в}$  и капиталовложения в тепловую сеть  $K_{т.с}$ . Однако при этом возрастает давление в регулируемом отборе и уменьшается удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении. В городских сетях максимальная температура воды  $t_{в, макс}$  принимается в настоящее время (по результатам технико-экономических расчетов) равной  $150^\circ\text{C}$ , а обратной сетевой воды  $70^\circ\text{C}$  (при  $t_{н, мин}$ ). Для тепловых сетей небольшой протяженности  $t_{в, макс} = 130^\circ\text{C}$ , а для пригородных ТЭЦ при большой длине магистралей тепловой сети  $t_{в, макс}$  повышается до  $180^\circ\text{C}$ .

По санитарным нормам в отопительные приборы должна направляться вода, температура которой не превышает  $95^\circ\text{C}$ . Для того чтобы выдержать это требование при всех температурных режимах работы те-

пловой сети, на отводах воды от подающих магистралей к тепловым потребителям (абонентных вводах) или в центральных тепловых пунктах (ЦТП) устанавливаются смесительные устройства.

Эти устройства подмешивают к горячей воде, поступающей из подающей магистрали, охлажденную воду из обратных линий. Схемы присоединения отопительных линий со смесительными устройствами к прямой и обратной магистралям тепловой сети показаны на рис. 7.4. Схемы, приведенные на рис. 7.4, а и б, называют *зависимыми*, а схему на рис. 7.4, в, — *независимой*. При зависимых схемах давление в абонентной установке всецело определяется давлением в тепловой сети  $p_c$ ; при независимой схеме оно устанавливается в требуемых пределах вне зависимости от значения  $p_c$  и может быть заметно ниже  $p_c$ .

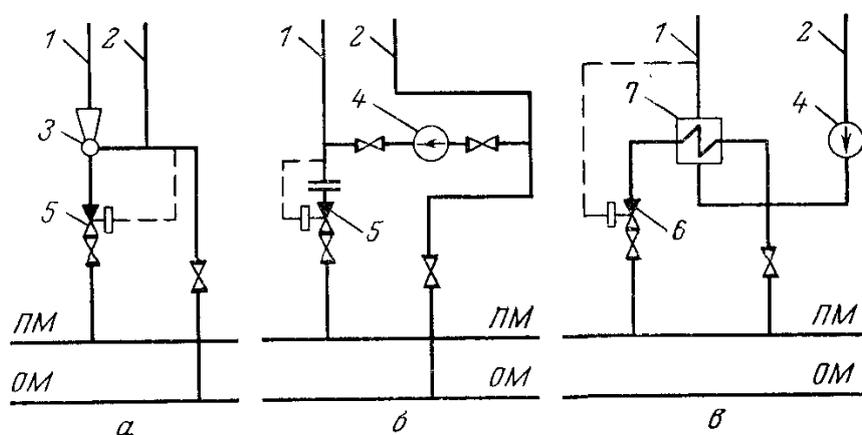


Рис. 7.4. Присоединение отопительных линий к магистралям тепловой сети: схема со струйным насосом (элеватором) (а), зависимая схема с центробежным насосом (б) и независимая схема с центробежным насосом (в).

1 — к отопительным устройствам; 2 — вода из обратных линий; 3 — струйный насос (элеватор); 4 — центробежный насос; 5 — регулятор расхода; 6 — регулятор температуры; 7 — теплообменник; ПМ — подающая магистраль; ОМ — обратная магистраль.

Оборудование абонентного ввода при зависимых схемах (как видно из рис. 7.4) проще и дешевле. Кроме того, в таких схемах можно использовать больший перепад температур сетевой воды, вследствие чего уменьшаются сечения трубопроводов, а следовательно, и капитальные затраты. Однако не всегда эти схемы являются достаточно надежными.

Допустимое давление в широко применяемых чугунных отопительных приборах (радиаторах)  $p_{доп} \leq 0,6$  МПа. В городских сетях при большой протяженности линий, высоких и разнородных тепловых нагрузках трудно обеспечить, чтобы при всех режимах  $p_c < p_{доп}$ , поэтому здесь часто применяются независимые схемы присоединения отопительных линий к магистралям тепловой сети.

Тепло на бытовые нужды (горячее водоснабжение) может подаваться с водой, поступающей к потребителю из тепловой сети, и с предварительно нагретой водопроводной водой. Когда горячее водоснабжение осуществляется сетевой водой, схему называют *открытой*; горячее водоснабжение предварительно нагретой водопроводной водой осуществляется по *закрытым* схемам.

## Основное тепловое оборудование электростанции

### Регенеративные подогреватели Содержание принципиальной тепловой схемы

Принципиальная тепловая схема электростанции отражает все этапы технологического процесса преобразования энергии, выделившейся при сжигании органического топлива или делении ядер урана, в электрическую энергию и тепло, используемое для промышленных нужд и теплофикации. Принципиальная тепловая схема электростанции на органическом топливе содержит все основное и вспомогательное технологическое оборудование от котельной установки до турбины по паровым и водяным линиям, а также все оборудование, служащее для отпуска тепла внешним потребителям, термической подготовки добавочной воды, использования тепла продувочной воды и пр.

Для одноконтурной АЭС на схеме приводится все технологическое оборудование контура рабочей среды, а для двухконтурных и трехконтурных схем наряду с оборудованием этого контура — оборудование контуров теплоносителей. На принципиальной схеме показывают лишь те связи (коммуникации) между оборудованием, которые необходимы для осуществления технологического процесса. Резервное оборудование на схеме не указывается. Однотипное оборудование вне зависимости от числа установленных агрегатов изображается одним элементом, а трубопроводы при нескольких параллельных потоках — одной линией.

Принципиальная тепловая схема может быть составлена лишь после того, как на основе предварительных проработок выбраны тип станции, начальные и конечные параметры, цикл паротурбинной установки и мощность ее, схема регенеративного подогрева питательной воды, способ подготовки добавочной воды, схема отпуска тепла потребителю, схемы использования тепла уплотнений турбины, эжекторной установки, продувочной воды паровых котлов и ПГ, испарителей и паропреобразователей и др.

Расчет принципиальной тепловой схемы позволяет установить показатели тепловой экономичности станции и отдельных установок, а также расходы пара, воды и теплоносителей контуров АЭС. Кроме того, по данным этого расчета уточняют технические характеристики основного оборудования и устанавливают технические характеристики, по которым могут быть выбраны или разработаны элементы вспомогательного оборудования.

Ниже рассматриваются основные элементы принципиальных тепловых схем и приводится описание оборудования паровых и водяных линий контуров рабочей среды тепловых и атомных электростанций, а также теплоносителя двухконтурной АЭС.

## Регенеративные подогреватели

Как уже отмечалось ранее (см. гл. 5), подогрев питательной воды можно проводить в подогревателях поверхностного и смешивающего типа. Схемы с подогревателями только смешивающего типа применения не нашли, хотя при таких подогревателях повышается тепловая экономичность установки и резко сокращается количество продуктов коррозии, которые образуются в тракте питательной воды и выносятся потоком в котлы и ПГ. Это объясняется тем, что при смешивающих подогревателях необходимо либо после каждой ступени подогрева устанавливать перекачивающий насос, либо располагать подогреватель предстоящей ступени на более высокой отметке (над подогревателем после-

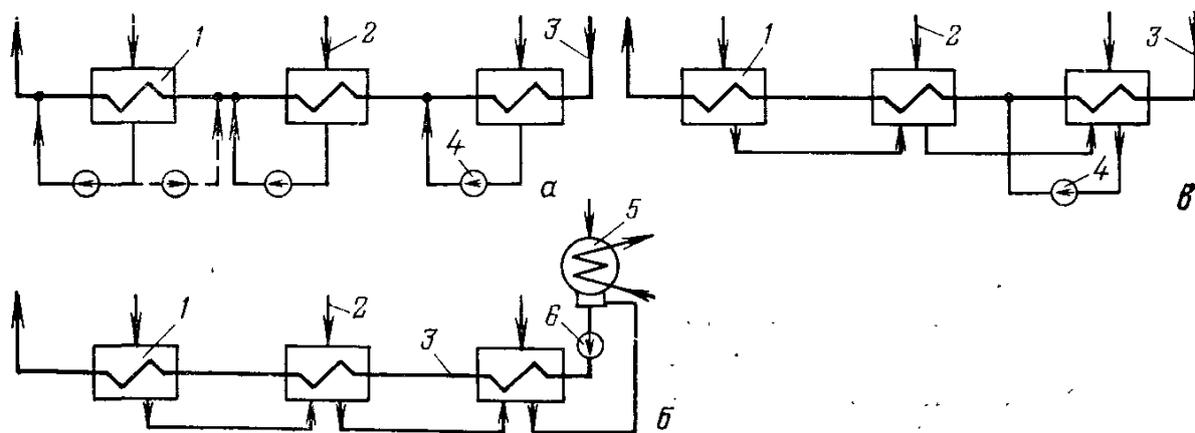


Рис. 9.1. Схемы включения поверхностных подогревателей в систему регенеративного подогрева с дренажными насосами у каждого подогревателя (а), с каскадным отводом конденсата (б) и со смешанным отводом конденсата (в).  
1 — регенеративный подогреватель; 2 — подвод пара от отбора турбины; 3 — линия основного конденсата; 4 — дренажный насос; 5 — конденсатор; 6 — конденсатный насос.

дующей ступени подогрева), для того чтобы перетекание воды происходило за счет разности гидростатических уровней. Однако последнее практически можно осуществить лишь в той части схемы, где для подогрева основного конденсата применяется пар низкого давления и разность давлений между отборами не превышает примерно 0,2 МПа, но даже в этом случае подогреватель нижней ступени должен быть расположен над последующим подогревателем на высоте более 20 м. Электростанции, на которых несколько подогревателей низкого давления являются смешивающими, в настоящее время имеют ограниченное распространение. Наиболее часто применяются схемы, в которых только один подогреватель является смешивающим, а все остальные — поверхностными (см. рис. 2.1). Смешивающий подогреватель при этом одновременно является также деаэратором.

Включение поверхностных подогревателей в систему регенеративного подогрева может проводиться по схемам, приведенным на рис. 9.1. Тепловая экономичность установки при работе по схеме, приведенной на рис. 9.1, а, наиболее высокая, так как конденсат пара (дренаж) при смешении с основным конденсатом (или питательной водой, если такая схема применена на подогревателях высокого давления)

несколько повышает температуру воды после подогревателя. Если дренаж направлять по линии, показанной пунктиром, тепловая экономичность понизится. Еще больше тепловая экономичность понизится при каскадном отводе дренажа (рис. 9.1, б), так как здесь во всех подогревателях, кроме первого, часть пара отбора вытесняется паром, образовавшимся при самоиспарении некоторого количества дренажа. Та-

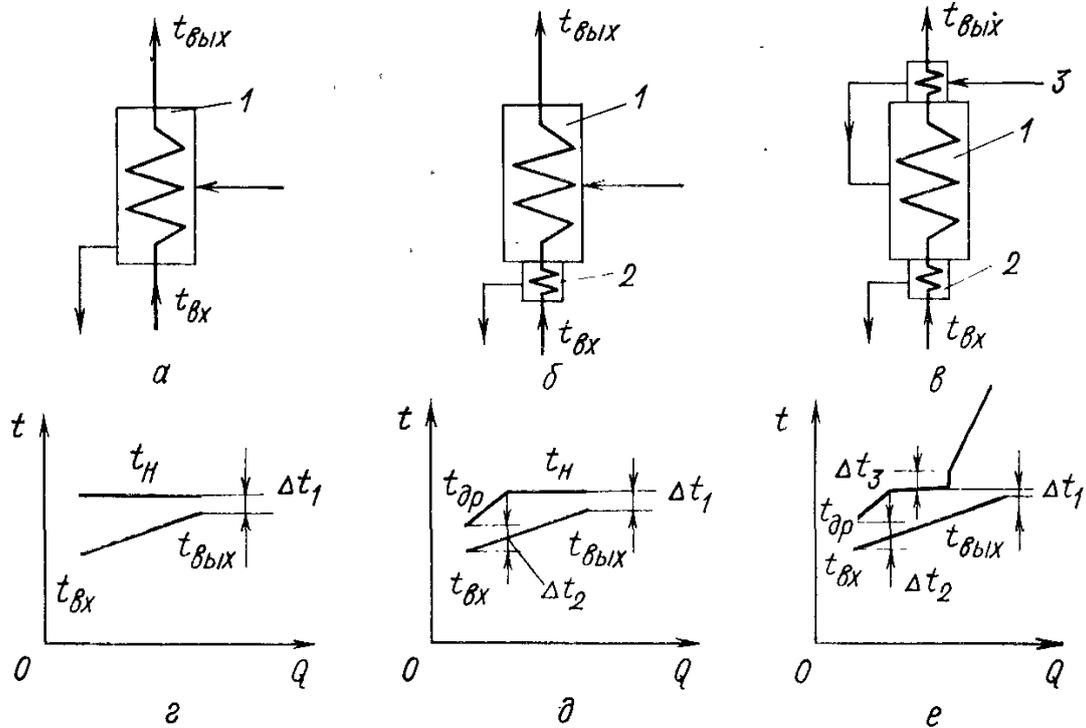


Рис. 9.2. Схемы поверхностных регенеративных подогревателей.

*а* — простейший подогреватель; *б* — подогреватель с охладителем дренажа; *в* — подогреватель с охладителем дренажа и охладителем пара; *г-е* —  $tQ$ -диаграммы для этих схем; 1 — основной подогреватель; 2 — охладитель дренажа; 3 — охладитель перегретого пара.

ким образом, вода в этих подогревателях частично нагревается теплом, отведенным паром предыдущего отбора. При неизменной мощности турбины это приводит к увеличению потерь тепла в холодном источнике. Особенно заметно увеличивает эти потери отвод из последнего подогревателя, так как здесь часть тепла, содержащегося в дренажируемом конденсате, отдается охлаждающей воде конденсатора. Именно поэтому схема, приведенная на рис. 9.1, б, обладает наиболее низкой тепловой экономичностью.

Наличие большого количества дренажных насосов усложняет схему, приведенную на рис. 9.1, а, и делает ее менее надежной в эксплуатации. Поэтому схема не нашла применения. Обычно применяют схему, приведенную на рис. 9.1, в, тепловая экономичность которой хотя и несколько ниже (чем для схемы, изображенной на рис. 9.1, а), но здесь требуется лишь один дренажный насос. Работа по схеме, приведенной на рис. 9.1, б, протекает, когда дренажный насос по тем или иным причинам не может быть включен.

В настоящее время применяют поверхностные регенеративные подогреватели различных типов. В одних (рис. 9.2) нагрев питательной воды (или основного конденсата) происходит только вследствие тепло-

отдачи от конденсирующегося пара, в других наряду с поверхностями теплообмена, где осуществляется теплопередача от конденсирующегося пара, выделены поверхности теплообмена, на которых конденсат пара (дренаж) дополнительно охлаждается питательной водой (поверхности охладителя дренажа). Применяются также регенеративные подогреватели с выделенными охладителями перегретого пара.

На рис. 9.2 приведены  $tQ$ -диаграммы для подогревателей различных типов. Как видно из рисунков, выделенный охладитель дренажа позволяет понизить температуру конденсата, а охладитель перегретого пара — нагреть воду до более высоких температур на выходе из подогревателя при одних и тех же параметрах пара. Все это повышает тепловую экономичность.

Тепловая экономичность установки зависит не только от температуры питательной воды и числа регенеративных подогревателей (см. гл. 5), но и от перепадов температуры между греющим паром и подогреваемой средой в характерных точках  $\Delta t_1$ ,  $\Delta t_2$  и  $\Delta t_3$  (рис. 9.2,  $г — е$ ).

Увеличение температурных напоров приводит к уменьшению размеров теплообменных поверхностей подогревателей и, следовательно, к уменьшению их стоимости. Однако внутренний абсолютный КПД установки при этом падает и для одних и тех же  $N_p$  увеличивается расход топлива. При уменьшении  $\Delta t$  наблюдается обратная картина. Оптимальные значения этих величин выбирают, исходя из технико-экономических расчетов. Обычно недогрев до температуры насыщения  $\Delta t_1$  находится в пределах  $1,5—3^\circ \text{C}$ ,

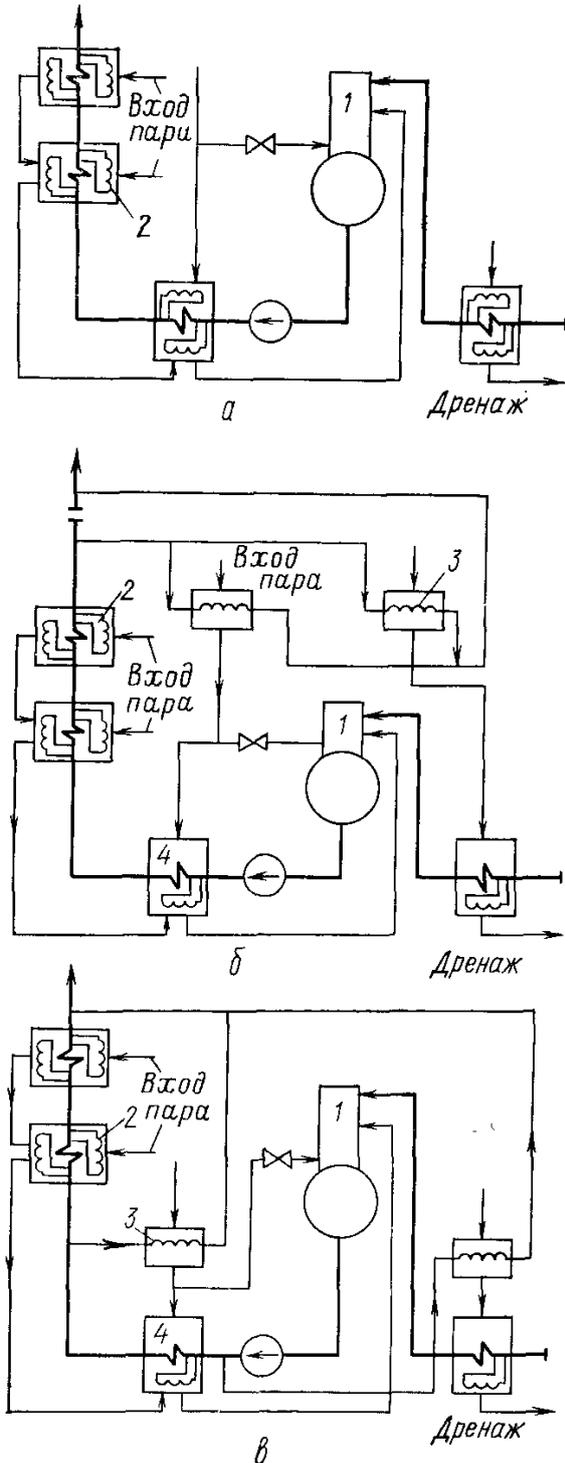


Рис. 9.3. Схемы подогрева питательной воды в подогревателях с охладителями пара и дренажа.

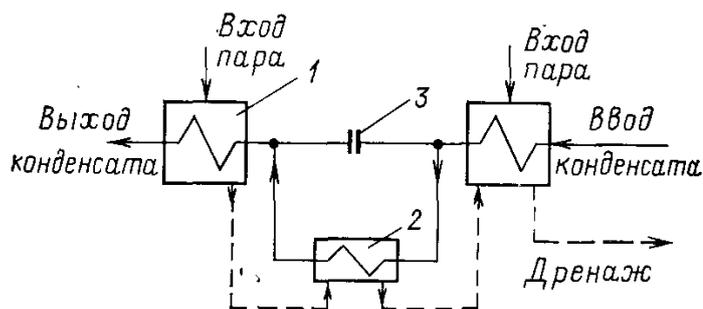
$а$  — вода после ОП смешивается с основным потоком;  $б$  — в ОП поступает часть потока, прошедшего все регенеративные подогреватели (схема Виолен);  $в$  — ОП установлен перед подогревателем-конденсатором, а нагретая вода в нем направляется в поток, прошедший все подогреватели (схема Некольного — Рикара); 1 — деаэратор; 2 — подогреватель с охладителем дренажа и охладителем пара; 3 — охладитель пара; 4 — подогреватель с охладителем дренажа.

минимальный температурный напор в охладителях дренажа  $\Delta t_2$  — в пределах 4—8°С, а остаточный перегрев пара  $\Delta t_3$  — в пределах 7—15°С. Большие значения температурных напоров являются оптимальными при дешевых топливах, меньшие — при дорогостоящих.

В регенеративном подогревателе с выделенным охладителем пара (ОП), показанном на схеме рис. 9.2, в, через выделенные поверхности проходит вся питательная вода. Обычно через поверхности ОП пропускается лишь часть общего потока воды, так как количество тепла, отбираемого от перегретого пара, относительно невелико, и суммарное входное сечение всех труб, по которым проходит вода, оказывается не-

Рис. 9.4. Схема регенеративного подогревателя с вынесенным охладителем дренажа.

1 — регенеративный подогреватель; 2 — охладитель дренажа; 3 — дроссельная диафрагма.



большим. Основной поток при этом пропускается через байпас. Если вода, прошедшая через ОП, тут же за подогревателем смешивается с основным потоком (рис. 9.3, а), то по тепловой экономичности эта схема не отличается от схемы, показанной на рис. 9.2, в. Известны схемы, по которым в охладитель пара отводится вода, прошедшая все регенеративные подогреватели (рис. 9.3, б). При такой схеме тепло, отнятое от перегретого пара, идет на увеличение температуры питательной воды всей установки, поэтому КПД повышается несколько больше, чем при работе по схеме, приведенной на рис. 9.3, а. Можно также поступающую в пароохладитель воду (как и по схеме на рис. 9.3, а) отбирать непосредственно после поверхностей основного подогревателя, а затем смешивать с основным потоком питательной воды за последним подогревателем высокого давления (рис. 9.3, в). Такая схема наиболее экономична [62, 79].

Наряду с ОД, встроенными в корпус регенеративного подогревателя, применяются охладители, выполненные отдельными теплообменниками. Через такой теплообменник пропускается часть воды из основного потока конденсата, которая после подогрева в этом аппарате вновь смешивается с потоком, идущим в следующий по ходу воды регенеративный подогреватель (рис. 9.4).

По конструкции поверхностные регенеративные подогреватели разделяют на подогреватели, выполненные с трубной доской и с коллекторной системой. На рис. 9.5 показан подогреватель с трубной доской без выделенных поверхностей ОП и ОД. Как видно из рисунка, греющий пар подается в верхнюю часть корпуса и конденсируется на наружных поверхностях вертикальных U-образных труб. Движение пара определяется горизонтальными перегородками. Конденсат греющего пара отводится из нижней части корпуса. Для того чтобы с конденсатом не перетекало и некоторое количество пара (что при каскад-

ном сливе дренажа приведет к уменьшению тепловой экономичности установки, а при подаче дренажа в линию основного конденсата — к срывам в работе дренажного насоса), в подогревателе регулятором поддерживается постоянный уровень. Нагреваемая вода подается во входную часть камеры, проходит U-образные трубы и попадает в другое отделение. Если подогреватель двухходовой, то вода здесь отво-

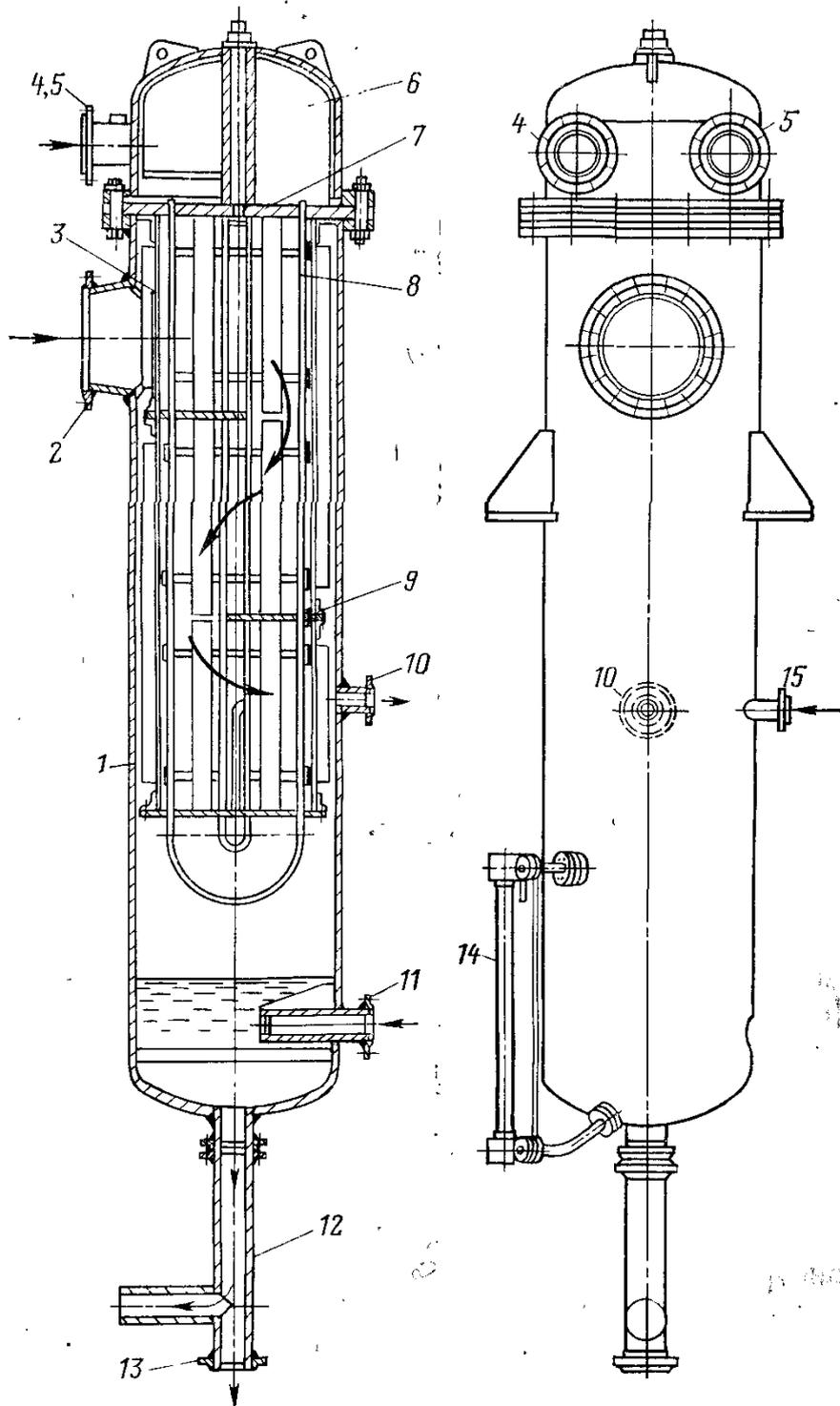


Рис. 9.5. Регенеративный подогреватель с трубной доской.

1 — корпус; 2 — подвод греющего пара; 3 — защитный щит; 4, 5 — входной и выходной патрубки основного конденсата; 6 — водяная камера; 7 — трубная доска; 8 — латунные U-образные трубы; 9 — направляющие перегородки; 10 — отсос воздуха; 11 — подвод дренажа из другого подогревателя; 12 — слив конденсата греющего пара; 13 — штуцер для опорожнения; 14 — водомерное стекло; 15 — подвод некоонденсрующихся газов из другого подогревателя.

дится через выходной штуцер. При четырехходовом подогревателе вода делает еще два хода. Требуемое движение воды обеспечивается устройством перегородок в водяной камере.

На корпусе подогревателя имеются штуцера для перепуска неконденсирующихся газов и подвода дренажей из подогревателя более высокого давления. Неконденсирующиеся газы в подогревателях низкого давления перепускаются из одного подогревателя в другой, а из последнего — в конденсатор.

Регенеративные подогреватели с трубной доской выпускаются заводами для давлений со стороны воды до 7,0 МПа. Таким образом, все подогреватели низкого давления (до деаэратора) могут иметь теплообменные поверхности, собранные из U-образных труб, установленных в трубных досках.

В настоящее время на крупных блоках наряду с регенеративными подогревателями низкого давления (ПНД), в которых подогрев основного конденсата происходит только в трубных пучках, обогреваемых конденсирующимся паром (рис. 9.5), имеются подогреватели с встроенными ОД, а также подогреватели, в которых имеются как ОД, так и ОП. На рис. 9.6 показан регенеративный подогреватель низкого давления с U-образными трубками, установленными в трубных досках с ОП и ОД. Трубы ОП размещаются здесь в выделенном отсеке корпуса подогревателя. Пучок этих труб располагается параллельно трубам, на поверхностях которых пар конденсируется [трубы пучка подогревателя-конденсатора (ПК)]. ОД располагается внизу корпуса регенеративного подогревателя. Перегретый пар от отбора турбины поступает в нижнюю часть подогревателя, проходит трубы ОП (рис. 9.6, а) и при температуре, близкой к  $t_n$ , перетекает через отверстия в кожухе сварного отсека в подогреватель-конденсатор. Здесь пар конденсируется, а образующийся конденсат стекает в ОД, где охлаждается частью потока основного конденсата. Охлажденный конденсат греющего пара отводится через штуцер, расположенный в нижней части корпуса.

Поток основного конденсата поступает во входную часть водяной камеры, проходит последовательно четырехходовые подогреватель-конденсатор и охладитель пара, после чего попадает в выходную часть камеры, откуда выходит через отводящий штуцер. Небольшая часть потока основного конденсата до поступления в трубный пучок подогревателя-конденсатора подается в водяную камеру ОД, проходит U-образные трубы охладителя и, подогревая, сливается с основным потоком (рис. 9.6, б).

Приведенный на рис. 9.6 регенеративный подогреватель устанавливается на блоке с одновальной турбиной К-800-240. Трубные пучки в нем собраны из труб  $\varnothing 16 \times 1$ , изготовленных из стали Х18Н10Т.

Регенеративный подогреватель с коллекторной системой показан на рис. 9.7. В корпусе подогревателя располагаются четыре пучка двойных спиральных трубок, к которым от двух вертикальных коллекторов подводится подогреваемая вода. Отводится вода также в вертикальные коллекторы. В коллекторах имеются разделительные диафрагмы, которые обеспечивают требуемое число ходов в подогревателе и соответствующую скорость воды в трубках. Трубки подогревателя

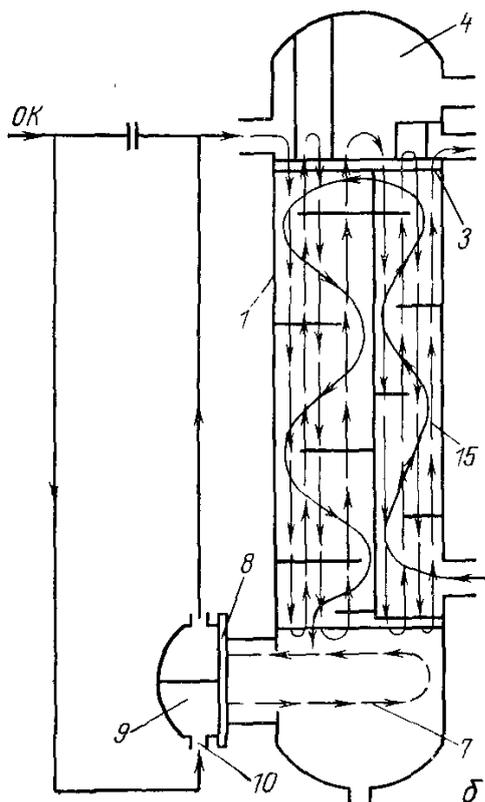
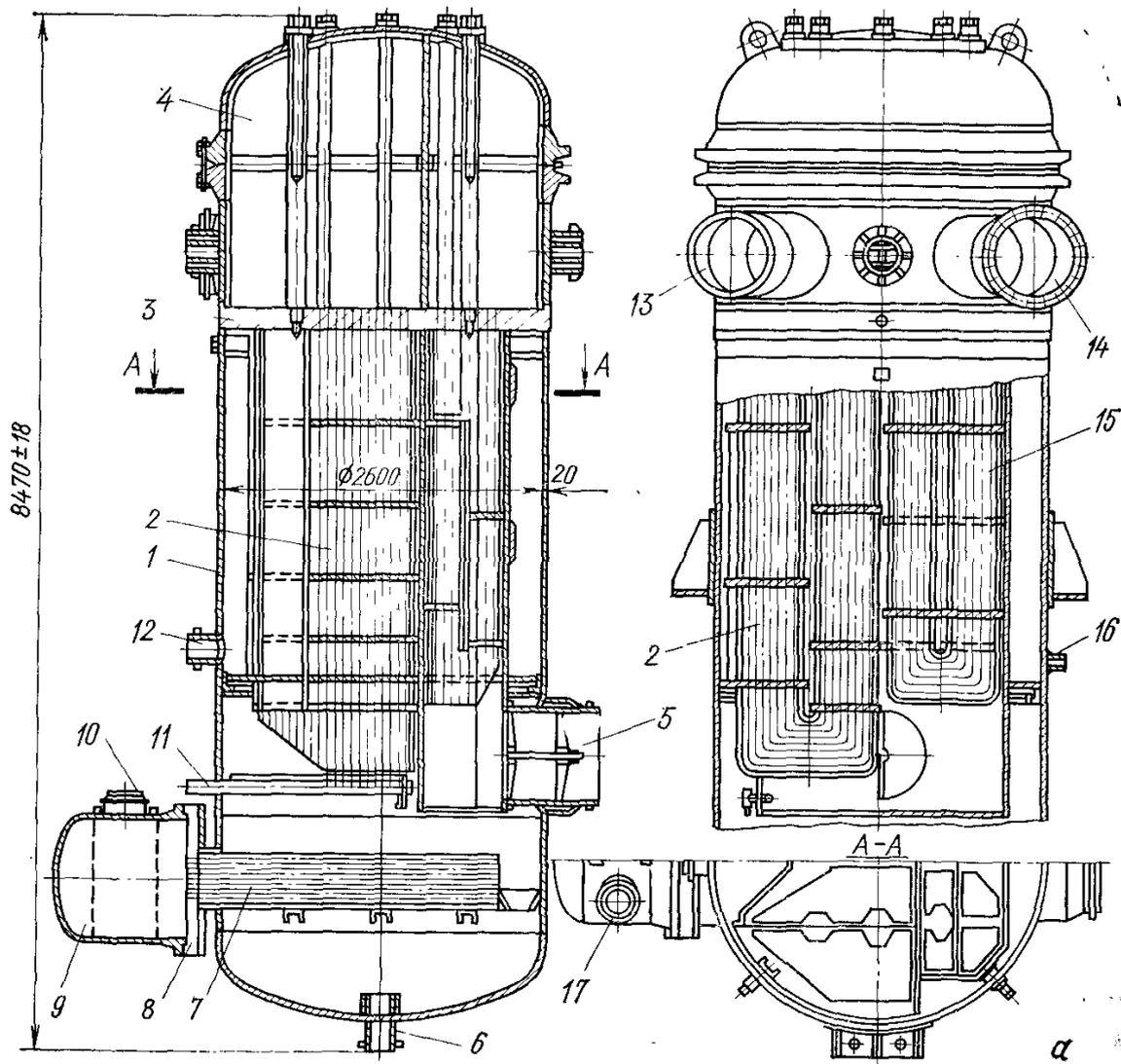


Рис. 9.6. Регенеративный подогреватель низкого давления с охладителями пара и дренажа — подогреватель ПН-1000-32-7-ПНЖ (а); схема движения воды и пара (б).

1 — корпус; 2 — трубный пучок подогревателя-конденсатора (ПК); 3 — трубная доска ПК и ОП; 4 — водяная камера ПК и ОП; 5 — подвод пара; 6 — отвод конденсата; 7 — трубный пучок охладителя дренажа (ОД); 8 — трубная доска ОД; 9 — водяная камера ОД; 10 — штуцер подвода основного конденсата ОД; 11 — отсос неконденсирующихся газов; 12 — подвод дренажа из другого подогревателя; 13, 14 — соответственно штуцера подвода и отвода основного конденсата ПК и ОП; 15 — трубный пучок охладителя пара (ОП); 16 — подвод парогазовой смеси из другого подогревателя; 17 — штуцер отвода ОК (ОК — поток основного конденсата).

разделяются горизонтальными перегородками. Перегородки устанавливаются так, чтобы создать скорости пара и конденсата, обеспечивающие необходимые значения коэффициентов теплоотдачи при допустимых гидравлических сопротивлениях. В перегородках имеются отверстия, по которым пар и конденсат перетекают из одной секции в другую.

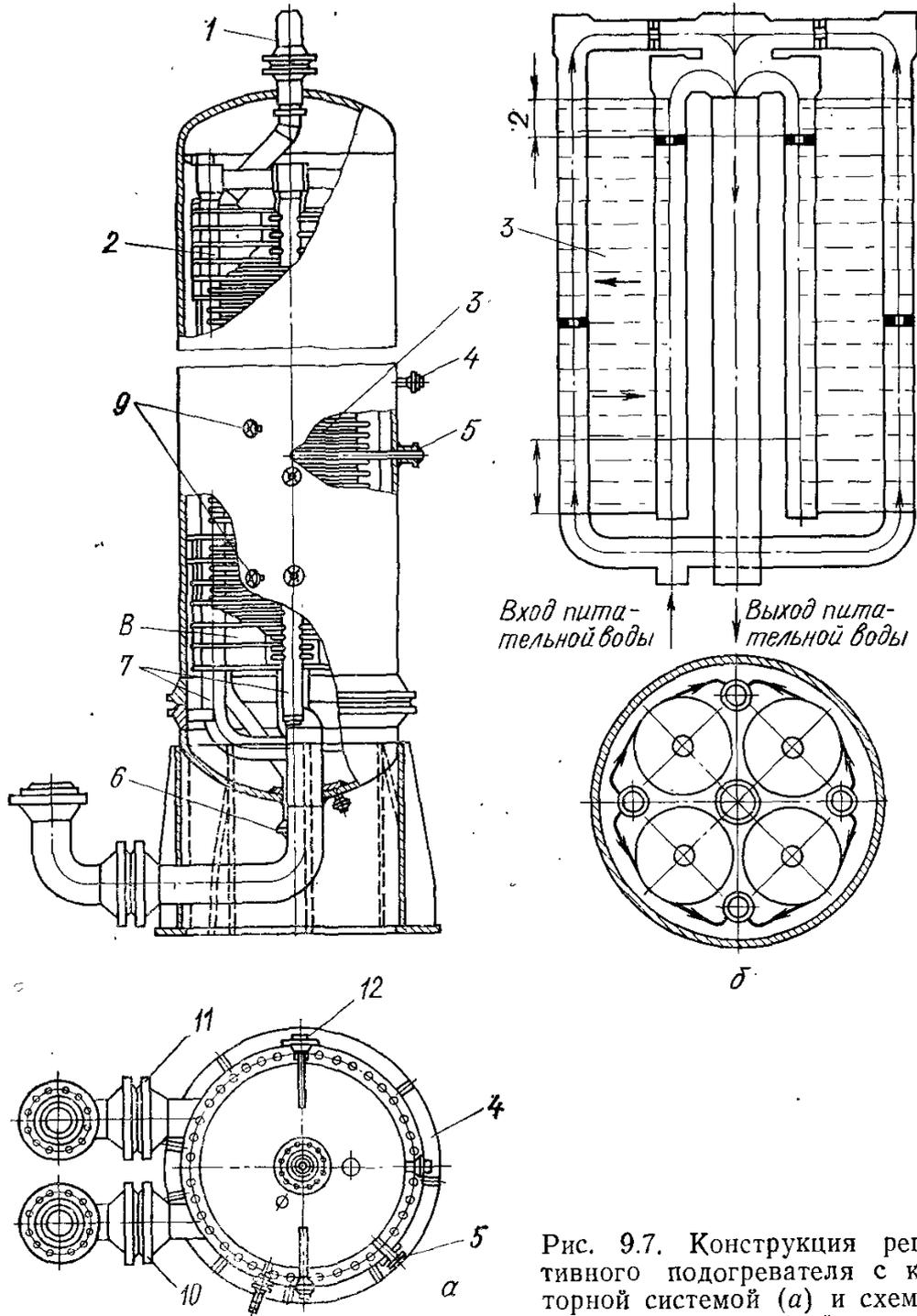


Рис. 9.7. Конструкция регенеративного подогревателя с коллекторной системой (а) и схема движения воды в трубной системе (б).

1 — подвод греющего пара; 2 — охладитель пара; 3 — поверхности подогревателя-конденсатора; 4 — подвод неконденсирующихся газов из другого подогревателя; 5 — отсос неконденсирующихся газов; 6 — отвод конденсата греющего пара; 7 — коллекторы питательной воды; 8 — охладитель дренажа; 9 — патрубок к указателю уровня; 10, 11 — соответственно подвод питательной воды и отвод ее; 12 — подвод конденсата из другого подогревателя.

Греющий пар подводится непосредственно к охладителю пара сверху (как показано на рисунке) или через штуцер, расположенный в цилиндрической части корпуса; охлажденный конденсат отводится из нижней части подогревателя. Снизу расположены также подводящий и отводящий штуцера питательной воды. Неконденсирующиеся газы отбираются трубкой, установленной над охладителем конденсата.

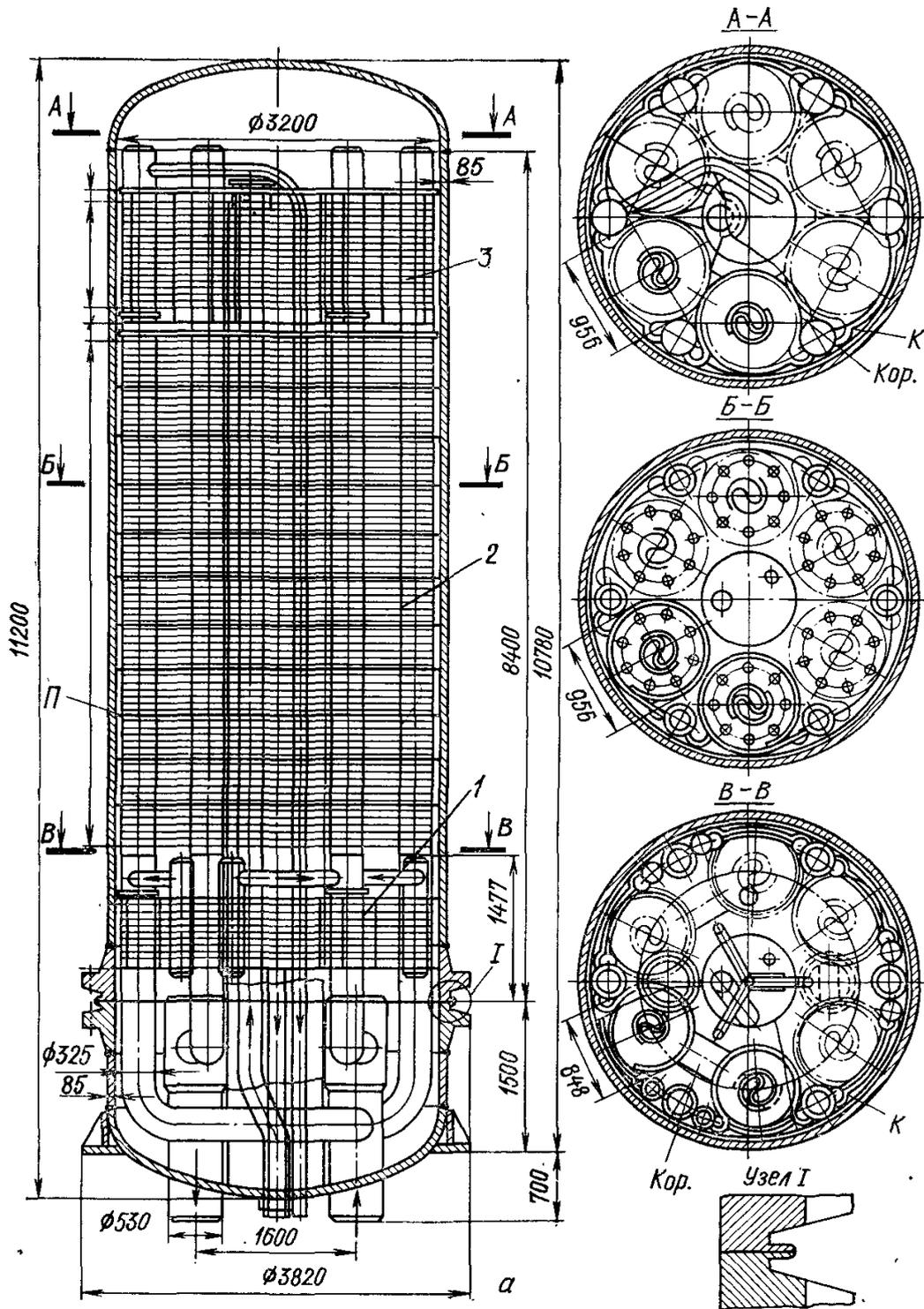
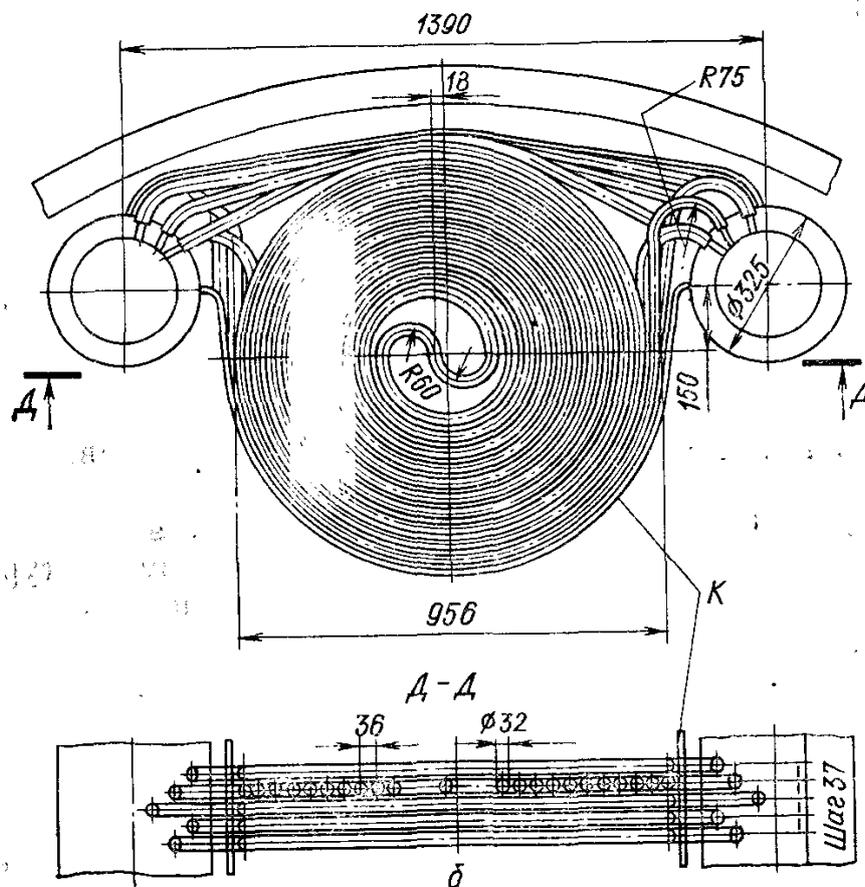


Рис. 9.8. Конструкция и расположение греющих элементов регенеративного  
 а — корпус регенеративного подогревателя с греющими элементами и коллекторной  
 тель-конденсатор; 3 — охладитель пара; К — кожух колонок ОП и ОД; П — перегородка

Корпус подогревателя имеет внизу фланцевое соединение, верхняя часть его при ремонте может быть снята краном, имеющимся в машинном зале. Остальные элементы конструкции понятны из рисунка.

Регенеративные подогреватели с коллекторной системой выпускаются заводами для давлений в трубной системе до 38,0 МПа и используются как ПВД, устанавливаемые после питательных насосов. Новые конструкции таких подогревателей отличаются хорошим заполнением объема корпуса, вследствие чего оказалось возможным даже на крупных блоках на каждом отборе устанавливать один регенеративный подогреватель, т. е. применять схему с так называемой *одноиточной* группой ПВД. Иногда на таких подогревателях предусматривается также отдельный отвод питательной воды, подогретой в охладителе пара. Последнее дает возможность при встроенном ОП использовать тепло поступающего в подогреватель перегретого пара по схеме Некольного — Рикара (см. рис. 9.3, в). На рис. 9.8 показаны конструкция и расположение греющих пучков подогревателя блока с турбиной К-500-240. Регенеративный подогреватель имеет отдельно выделенные поверхности ОП, ПК и ОД, собранные из пучков однорядных спиральных труб  $\varnothing 32 \times 5$  (для ПК и ОД) и  $\varnothing 32 \times 6$  (для ОП). Каждый пучок змеевиков ОП заключается в свой кожух. Кожухи соединены между собой перепускными коробами. Греющий пар подводится к двум пучкам



подогревателя высокого давления турбины К-500-240.

системой; б — спиральный однорядный змеевик; 1 — охладитель дренажа; 2 — подогреватель ПК; Кор. — перепускной короб.

(колонкам) ОП по стояку, расположенному в центральной части корпуса аппарата, и проходит последовательно три колонки. Из одной колонки в другую пар перетекает по коробам. Охладитель конденсата имеет такую же конструкцию, однако конденсат в нем подводится к одной колонке и поэтому последовательно протекает все пучки.

Схемы движения пара и конденсата показаны на рис. 9.9, а. На рис. 9.9, б дана схема движения питательной воды через подогреватель. Как видно из рисунка, вода подводится снизу к трем коллекторам. От этих коллекторов часть потока перепускается в коллекторы ОД. После охладителя дренажа весь поток воды вновь собирается в этих коллекторах и направляется в спиральные трубы ПК и ОП. Поток, прошед-

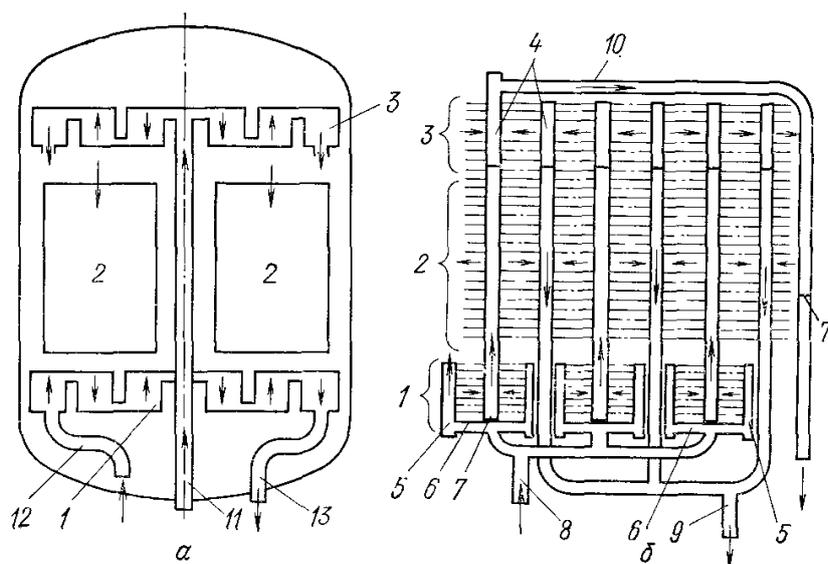


Рис. 9.9. Схема движения потоков пара и конденсата (а) и питательной воды (б) в ПВД.

1, 2 и 3 — поверхности ОД, ПК и ОП; 4 — коллекторы питательной воды; 5 — коллекторы ОД; 6 — перепускные трубы; 7 — ограничительные шайбы; 8, 9 — соответственно вход питательной воды и ее выход; 10 — отвод воды из ОП; 11 — подвод пара; 12 — вход конденсата; 13 — отвод конденсата.

ший трубы ПК, отводится через коллекторы в общую линию и направляется в следующий регенеративный подогреватель или питательную магистраль котла (ПГ), а часть питательной воды, прошедшая ОП, вне зависимости от того, на каком отборе установлен подогреватель, направляется в поток воды, прошедшей все регенеративные подогреватели.

На электростанциях, работающих при докритических начальных параметрах на органическом топливе, а также на двухконтурных АЭС трубки подогревателей низкого давления изготавливаются из латуни, а змеевики подогревателей высокого давления — из углеродистой стали. Углеродистая сталь для трубной системы ПВД применяться не может, так как конденсат содержит кислород и углекислоту и, следовательно, трубки из углеродистых сталей в этих условиях будут сильно корродировать.

На одноконтурных АЭС трубки ПВД изготавливают из нержавеющей стали, так как попадание в реактор меди нежелательно. Для змеевиков ПВД также целесообразно применять нержавеющую сталь, так как здесь усиливается коррозия трубок с внешней стороны из-за повышенного содержания радиолитического кислорода.

Трубки из нержавеющей стали начинают применять также для ПНД обычных электростанций при сверхкритических начальных параметрах пара (см. рис. 9.6). Это делают для того, чтобы избежать отложений, содержащих окислы меди и железа, в топочных экранах котла (имеющих наиболее высокие тепловые нагрузки) и в проточной части

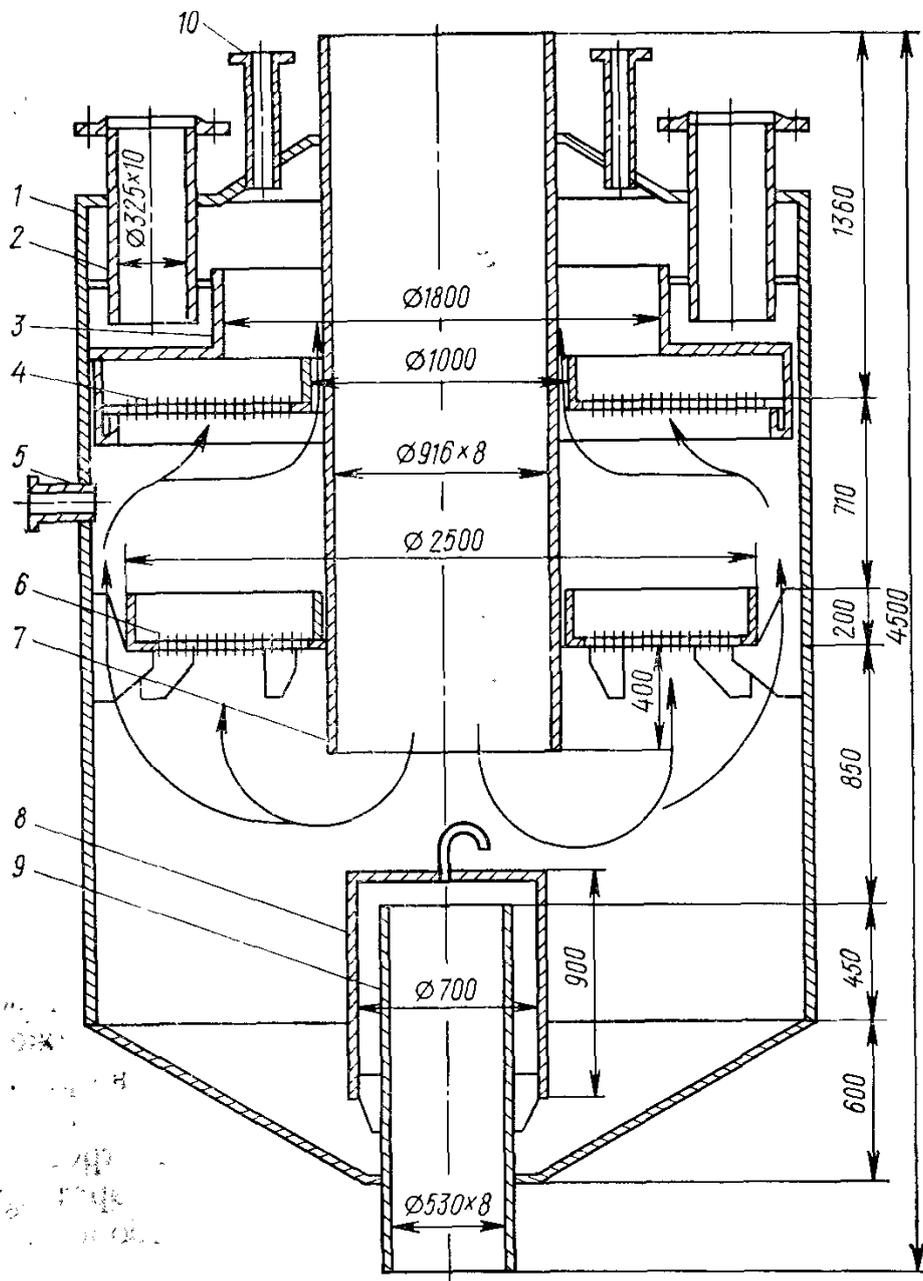


Рис. 9.10. Регенеративный подогреватель смешивающего типа конструкции ЦКТИ.

турбин. Отложения понижают экономичность турбоагрегата и могут привести к аварии котла. При сверхкритических начальных параметрах на блоках с латунными трубами образование отложений протекает весьма интенсивно. Поэтому замена латунных труб трубами из Х18Н10Т (которая приводит к удорожанию регенеративных подогревателей) здесь быстро окупается.

На электростанциях термические деаэраторы применяются для деаэрации питательной воды паровых котлов, ПГ и реакторов (при одно-контурной схеме), испарителей и паропреобразователей, а также для деаэрации подпиточной воды тепловых сетей.

Деаэраторы питательной воды паровых котлов и ПГ АЭС включаются в систему регенеративного подогрева. При этом применяются две схемы подсоединения их к отборам турбины: деаэратор может быть подключен как отдельный регенеративный подогреватель или установлен перед основным поверхностным подогревателем на паре того же отбора (рис. 9.11). По схеме, приведенной на рис. 9.11, *а*, при изменении нагрузки турбины деаэратор либо работает на скользящем давлении, либо давление в нем выбирается заметно отличающимся от давления в отборе и поддерживается постоянным дросселированием.

На скользящем давлении ухудшаются условия работы питательных насосов, а дросселирование пара приводит к уменьшению тепловой экономичности установки. На случай значительного снижения давления пара в отборе при работе по схеме, приведенной на рис. 9.11, *а*, необходимо предусмотреть дополнительный подвод пара из стоящего выше отбора. Схему целесообразно применять на электростанциях с базовой нагрузкой или на ТЭЦ при подсоединении деаэратора к производственному отбору (когда давление пара в этом отборе изменяется мало).

По схеме, изображенной на рис. 9.11, *б*, деаэратор и следующий за ним (по ходу воды) подогреватель составляют вместе одну степень подогрева питательной воды. Дросселирование пара на входе в деаэратор в этом случае никак не отражается на тепловой экономичности и давление в деаэраторе легко может поддерживаться постоянным в сравнительно широком диапазоне изменения мощности турбины. Поэтому данная схема находит наиболее широкое применение.

Деаэраторы питательной воды котельных установок и ПГ АЭС на электростанциях работают при давлении до 0,6—0,7 МПа, деаэраторы воды испарителей и паропреобразователей — при давле-

нии  $\sim 0,12$  МПа, а деаэраторы подпиточной воды тепловых сетей — либо также при давлении  $\sim 0,12$  МПа, либо под вакуумом. Подпиточную воду желательно подводить в систему при температуре до  $60—70$  °С.

Раньше деаэраторы питательной воды устанавливались на давление около  $0,12$  МПа. Переход к схеме с деаэратором повышенного давления ( $0,6—0,7$  МПа) позволил уменьшить число регенеративных подогревателей высокого давления, заменив один из них более дешевым и надежным подогревателем низкого давления. Однако при этом потребовалось заменить питательные насосы, работавшие при температуре воды  $104$  °С, на насосы, которые могут перекачивать воду при  $158—165$  °С.

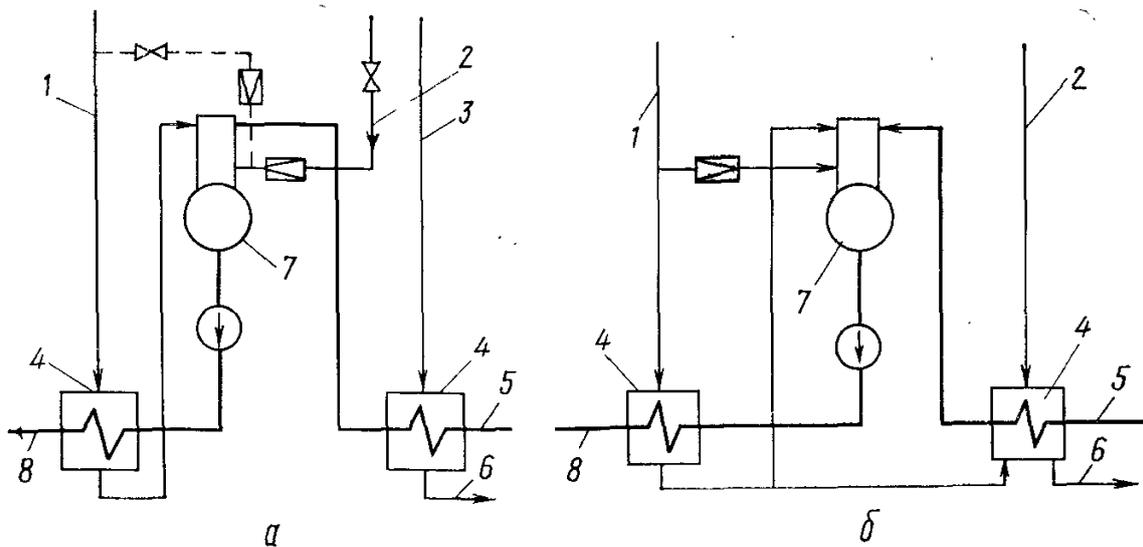


Рис. 9.11. Схемы включения деаэратора.

*а* — деаэратор является отдельным регенеративным подогревателем; *б* — деаэратор является предвключенной ступенью поверхностного подогревателя; 1—3 — от последовательных отборов турбин; 4 — регенеративный подогреватель; 5 — линия ОК; 6 — отвод дренажа; 7 — деаэратор; 8 — линия питательной воды.

В соответствии с требованиями Правил технической эксплуатации электрических станций и тепловых сетей (ПТЭ) [40] для котельных установок с давлением до  $10$  МПа содержание кислорода в деаэрированной воде (до ввода обескислороживающих химических реагентов или при временном прекращении дозирования этих реагентов, если они вводятся до деаэратора) не должно превышать  $20$  мкг/кг, а при давлениях  $10$  МПа и выше и на двухконтурных АЭС с поверхностями нагрева ПГ, выполненных из стали  $0X18H9T$  (при всех давлениях, на которые они проектируются), не должно быть более  $10$  мкг/кг. Вода в деаэраторе при этом должна подогреваться до температуры, очень близкой к температуре насыщения.

В деаэраторах электростанций подогрев воды ведется паром в смешивающих устройствах струйного, пленочного и барботажного типов.

В настоящее время наиболее распространены деаэраторы струйного типа и аппараты, в которых наряду с теплообменом и десорбцией, происходящих при омывании паром струй воды, эти процессы осуществляются также в условиях барботажа.

## Схемы включения питательных и конденсатных насосов

На ТЭС применяются две схемы включения питательных насосов — одноподъемная и двухподъемная. При одноподъемной схеме (которая в настоящее время является наиболее распространенной) питательные насосы устанавливаются непосредственно после деаэраторов и развивают полный напор, необходимый для подачи воды в паровой котел, при двухподъемной схеме наряду с насосами, установленными после деаэратора, имеются насосы за подогревателями высокого давления (рис. 9.21). Иногда насосы второго подъема устанавливаются между подогревателями высокого давления [62].

Обычно максимальный напор насоса превышает расчетный на 15—20%. В свою очередь при работе по схеме, приведенной на рис. 9.21, *a*, давление, развиваемое насосом при расчетном режиме, выше давления пара перед турбиной на 30—35%. Таким образом, регенеративные подогреватели и трубопроводы высокого давления следует рассчитывать на давление, которое примерно в 1,5 раза выше давления пара перед турбиной  $p_0$ .

При двухподъемной схеме давление, развиваемое насосами первого подъема, может быть выбрано значительно ниже давления  $p_0$  и обычно не превышает 30—40% этого значения. При этом подогреватели высокого давления оказываются значительно дешевле и надежнее в работе. Поэтому, несмотря на некоторое повышение стоимости питательных насосов при двухподъемной схеме, общая стоимость системы регенеративного подогрева питательной воды ниже.

В отношении тепловой экономичности эти схемы также различны между собой. При низких начальных давлениях пара (до 12,0—15,0 МПа) более экономичной является одноподъемная схема, при высоких — двухподъемная. Это находит простое объяснение. При работе насоса большая часть подведенной к нему энергии передается питательной воде и энтальпия ее возрастает на

$$\Delta i_{\text{н}} = h_{\text{а, н}} / \eta_{\text{и, н}}, \quad (9.3)$$

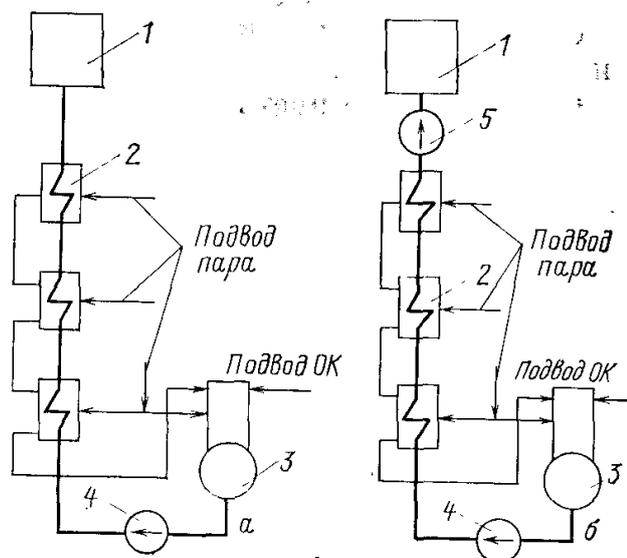
где  $h_{\text{а, н}}$  — работа насоса в идеальном процессе, отнесенная к 1 кг перекачиваемой воды, кДж/кг;  $\eta_{\text{и, н}}$  — внутренний КПД насоса.

Работа насоса в идеальном процессе определяется выражением (кДж/кг)

$$h_{\text{а, н}} = (1/10^3) v_{\text{ср}} \Delta p_{\text{н}}, \quad (9.4)$$

Рис. 9.21. Одноподъемная (*a*) и двухподъемная (*б*) схемы включения питательных насосов.

1 — котельный агрегат; 2 — подогреватель высокого давления; 3 — деаэра-тор; 4, 5 — питательные насосы первого и второго подъема.



где  $v_{\text{ср}}$  — средний удельный объем воды, м<sup>3</sup>/кг;  $\Delta p_n$  — перепад давления, Н/м<sup>2</sup>.

Из уравнений (9.3) и (9.4) видно, что если насос перекачивает более горячую воду, то он, создавая один и тот же напор, потребляет больше энергии. Поэтому при двухподъемной питательной установке расход энергии на перекачивание воды выше. Однако при этом возрастает выработка электроэнергии турбогенератором, так как при одной и той же температуре питательной воды первый по ходу пара отбор может быть размещен ниже или при том же расположении отбора из него будет отводиться меньше пара, в то время как расход пара в подогреватель, расположенный непосредственно после деаэратора, увеличится. КПД установок высокого давления возрастает настолько, что дополнительная выработка даже несколько выше перерасхода энергии на привод питательных насосов.

Паротурбинные установки мощностью до 200 МВт при давлениях перед турбиной до 17,0 МПа имеют обычно питательные насосы с приводом от асинхронного двигателя на 3000 об/мин. При более высоких давлениях, для того чтобы повысить напор, развиваемый в каждой ступени насоса, число оборотов увеличивают. При давлениях  $p_0 > 20,0$  МПа применяют насосы с числом оборотов до 5000—9000 об/мин. В этих условиях устанавливается либо электропривод с редуктором, либо турбопривод.

Электропривод прост в эксплуатации, обладает высокой надежностью, дешевле привода от паровой турбины и имеет высокий КПД. Однако при наличии электропривода регулирование расхода питательной воды может вестись либо дросселированием, либо с помощью муфт. Регулирование дросселированием крайне неэкономично и ведет к быстрому износу насоса и арматуры, поэтому на крупных блоках питательная установка с электроприводом снабжается гидромуфтой. Регулирование с помощью гидромуфты экономичнее, но и здесь при низких нагрузках блока потери велики: КПД гидромуфты составляет 95—98% при полной нагрузке и лишь 75—80% при нагрузке блока, составляющей 50% номинальной [62].

При турбинном приводе питательного насоса регулирование подачи его проводится изменением числа оборотов ротора. Такой вид регулирования является наиболее экономичным.

Следует также иметь в виду, что максимальная мощность изготавливаемых в настоящее время электродвигателей не превышает 8000—12 000 кВт. (Изготовление двигателей мощностью более 4000 кВт связано с большими трудностями, обусловленными в основном тяжелыми пусковыми режимами таких агрегатов). Поэтому при крупных блоках на установках с электроприводом приходится применять несколько питательных насосов, что усложняет и удорожает схему.

Экономичность приводной турбины возрастает с увеличением расхода пара на эту турбину и мощности ее. Кроме того, применение такого типа привода приводит к уменьшению расхода электроэнергии на собственные нужды электростанции. Это имеет большое значение на блоках, работающих при сверхкритических давлениях, где мощность привода питательных насосов превышает 3% мощности блока.

На отечественных ТЭС мощность паротурбинных установок, работающих при начальном давлении  $p_0$  до 12,7 МПа, не превышает 200 МВт, а расход энергии на привод — 2% энергии, вырабатываемой при номинальной мощности блока. Поэтому здесь применяются питательные установки с электроприводом. На конденсационных блоках 300, 500, 800 и 1200 МВт так же, как на теплофикационном блоке мощностью 250 МВт (работающем при  $p_0 = 23,5$  МПа), принят турбопривод. Мощность турбогенераторов двухконтурных АЭС с турбинами насыщенного пара доходит до 500 МВт, но давление пара перед турбиной не превышает 7,0 МПа, поэтому здесь в основном применяется электропривод. Однако в этих условиях находит применение также турбопривод. Так, в Советском Союзе на двухконтурных станциях с реактором мощностью 1000 МВт и двумя турбинами по 500 МВт устанавливаются два питательных насоса с турбоприводами. Турбопривод может найти применение на одноконтурных атомных установках мощностью 1000 МВт и более, где мощность привода достигает 20—25 МВ г.

Турбопривод может быть выполнен конденсационным или противодавленческим. Если приводная турбина конденсационная, отработавший пар направляется в собственный конденсатор или конденсатор главной турбины. При противодавленческом турбоприводе выхлопной пар направляется в регенеративные подогреватели или соответствующие отсеки основной турбины. Во всех случаях на ТЭС пар подводится к приводной турбине от одного из отборов главной турбины, так как при работе на свежем паре высоких параметров установка оказывается более дорогостоящей, менее надежной и в ряде случаев менее экономичной. На современных АЭС основная турбина часто работает на паре среднего давления, поэтому этот же пар можно подводить и к приводной турбине.

Питание приводной турбины с конденсатором паром из отборов до промежуточного перегрева приводит к перерасходу тепла, так как в этом случае к основному циклу с промежуточным перегревом добавляется цикл приводной турбины без промежуточного перегрева. Можно считать, что для такой схемы наибольшая экономичность достигается при подводе к турбоприводе пара от отборов давлением 0,6—1,0 МПа (рис. 9.22, а).

Для схем с приводной турбиной с противодавлением к турбине может подводиться пар от отборов за промежуточным перегревателем, а отработавший пар отводиться в ПНД или проточную часть цилиндра низкого давления (рис. 9.22, б). Можно также отбирать пар на турбину из холодной нитки промежуточного перегрева и отводить выхлопной пар в ПВД (рис. 9.22, в). При такой схеме питательная вода нагревается в подогревателе, установленном непосредственно за насосом, отработавшим паром низкой температуры, вследствие чего тепловая экономичность установки остается высокой [62].

В качестве питательных насосов используются обычно многоступенчатые центробежные насосы с сальниковыми уплотнениями. На одноконтурных АЭС протечки из промежуточных камер уплотнений отводятся в дренажные баки, откуда после очистки возвращаются в цикл.

Насос работает нормально, если исключена возможность вскипания воды во всасывающей линии. Для питательных насосов с электроприводом, работающих при сравнительно небольших числах оборотов, такие условия достигаются тем, что деаэратор с баком-аккумулятором располагается на определенной высоте над питательным насосом. При давлении в деаэраторе до 0,12 МПа на ТЭС эта высота принимается равной 6 м, при 0,35 МПа — 9 м и при 0,6 МПа — 12 м и более.

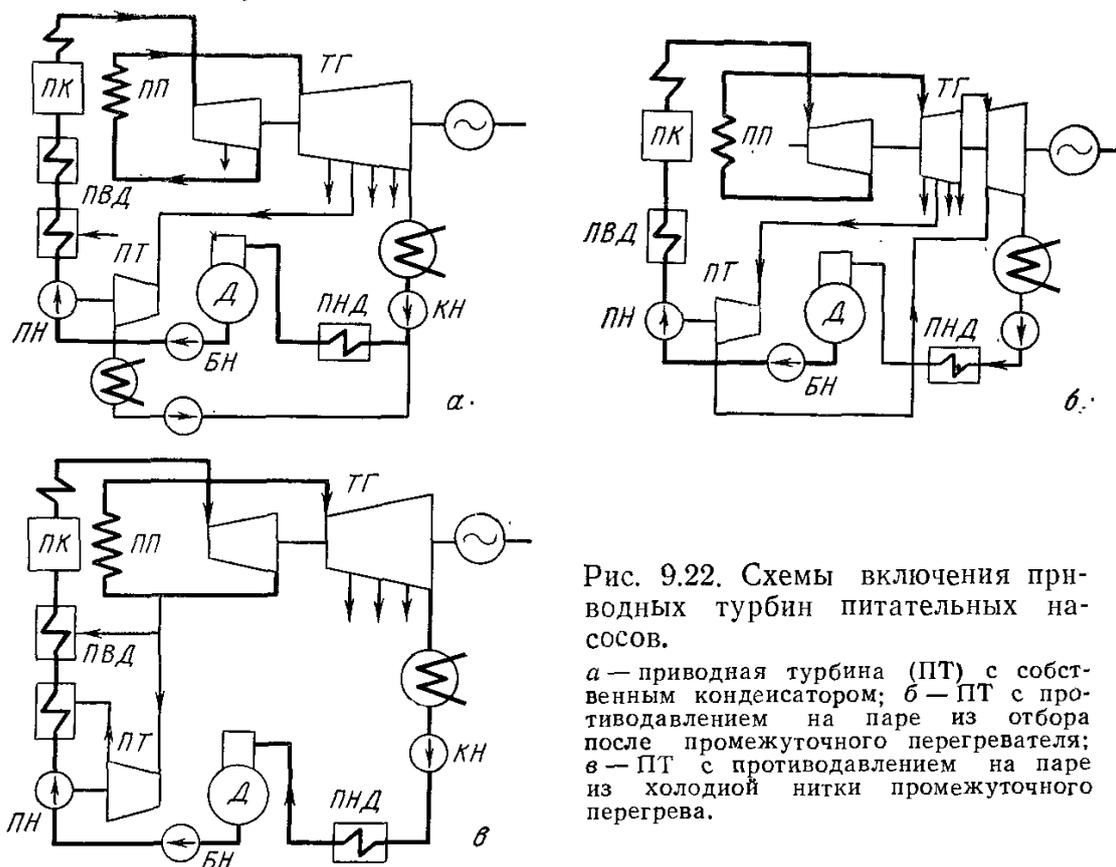


Рис. 9.22. Схемы включения приводных турбин питательных насосов.

*а* — приводная турбина (ПТ) с собственным конденсатором; *б* — ПТ с противодавлением на паре из отбора после промежуточного перегревателя; *в* — ПТ с противодавлением на паре из холодной нитки промежуточного перегрева.

При турбинном приводе, когда число оборотов насоса резко возрастает, предотвратить кавитацию таким способом практически невозможно, так как для этого потребуются поднять деаэратор слишком высоко. Поэтому в схемах с турбинным приводом перед главным питательным насосом устанавливаются тихоходные бустерные насосы. Основное назначение таких насосов — создать подпор на всасе главного насоса, поэтому развиваемый ими перепад давления невелик ( $\Delta p_{\text{н}} \leq 1,5 \div 2,0$  МПа) и работа их мало отражается на показателях экономичности питательной установки. Бустерный насос может иметь отдельный электрический двигатель или работать от той же приводной турбины через редуктор.

Тепловая экономичность схем с турбинным и электрическим приводами питательного насоса может быть сопоставлена между собой без расчета паротурбинной установки в целом.

На рис. 9.23 приведены схема установки с конденсационным турбоприводом и диаграмма рабочего процесса в основной и приводной турбинах для этого случая. Расход пара на приводную турбину

$\alpha_{т.п}$  в долях общего расхода пара на главную турбину определяется из уравнения

$$\alpha_{т.п} H_a^{т.п} \eta_{0i}^{т.п} \eta_M^{т.п} = \frac{\alpha_{п.н} h_{a, н}}{\eta_H}, \quad (9.5)$$

где  $\alpha_{п.н}$  — расход воды через насос в расчете на 1 кг пара, подведенного к главной турбине;  $\eta_{0i}^{т.п}$  и  $\eta_M^{т.п}$  — внутренний относительный и механический КПД приводной турбины;

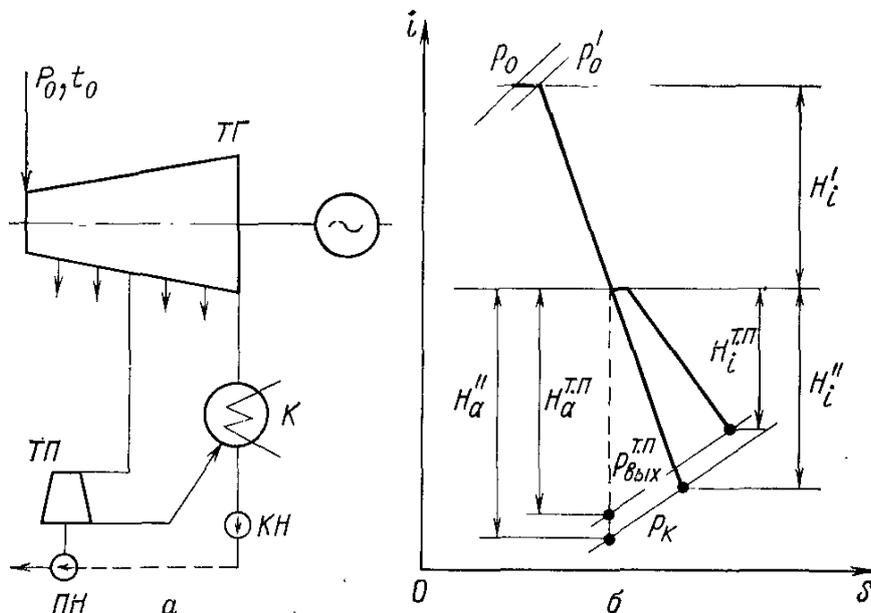


Рис. 9.23. К сравнению тепловой экономичности установок с турбинным и электрическим приводами.

*a* — схема включения приводной турбины; *б* — диаграмма рабочего процесса в основной и приводной турбинах.

механический КПД приводной турбины;  $H_a^{т.п}$  — адиабатический теплоперепад в ней;  $\eta_H$  — КПД насоса, или

$$\alpha_{т.п} = \frac{\alpha_{п.н} h_{a, н} \eta_{0i}}{\eta_H H_i'' \eta_{др} \eta_{0i}^{т.п} \eta_M^{т.п}}, \quad (9.6)$$

где  $\eta_{др}$  — коэффициент, учитывающий потери от дросселирования в приводной турбине, определяемый выражением

$$\eta_{др} = H_a^{т.п} / H_a'' = H_a^{т.п} \eta_{0i} / H_i'',$$

остальные обозначения приведены на диаграмме рабочего процесса (см. рис. 9.23).

При одних и тех же значениях начальных параметров, температуры питательной воды и расхода пара на турбину в схемах с турбо- и электроприводами питательных насосов выработка в верхней части турбины (до отбора на приводную турбину) одна и та же и внутренняя работа, рассчитанная на 1 кг пара для схемы с турбоприводом и для схемы с электроприводом, определяется зависимостями

$$L_i^{(т.п)} = H_i' + (1 - \alpha_{т.п}) H_i''; \quad (9.7)$$

$$L_i^{(эп)} = H_i' + H_i'', \quad (9.8)$$

где  $H'_i$  и  $H''_i$  — приведенные теплопадения в частях главной турбины до и после отбора на приводную турбину, кДж/кг. Для схемы с электроприводом часть этой работы переходит в электроэнергию, которая отводится к электрическому приводу питательного насоса и в основном возвращается в цикл. Оставшаяся работа определится из формулы

$$L_{i, \text{ост}}^{(\text{эп})} = H'_i + H''_i - (\alpha_{\text{п.н}} h_{\text{а.н}} / \eta_{\text{н}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{г-н}}). \quad (9.9)$$

Здесь  $\eta_{\text{м}}$  и  $\eta_{\text{г}}$  — механический КПД главной турбины и КПД генератора;  $\eta_{\text{г-н}}$  — коэффициент, учитывающий потери от генератора до насоса, т. е. в трансформаторе, электрических линиях, электродвигателе, передающих устройствах (редуктор, гидромуфта). Тепловая экономичность схемы с турбоприводом выше, если  $L_i^{(\text{т.п})} > L_{i, \text{ост}}^{(\text{эп})}$ , т. е. когда

$$\left( 1 - \frac{\alpha_{\text{п.н}} h_{\text{а.н}} \eta_{0i}}{\eta_{\text{н}} H''_i \eta_{\text{др}} \eta_{0i}^{\text{т.п}} \eta_{\text{м}}^{\text{т.п}}} \right) H''_i > H''_i - \frac{\alpha_{\text{п.н}} h_{\text{а.н}}}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{г-н}}}. \quad (9.10)$$

или

$$\eta_{0i}^{\text{т.п}} \eta_{\text{м}}^{\text{т.п}} \eta_{\text{др}} > \eta_{0i} \eta_{\text{н}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{г-н}}. \quad (9.11)$$

Когда левая часть зависимости (9.11) меньше правой, электропривод экономичнее турбопривода; при равенстве обеих частей схемы с турбинным и электрическим приводами питательного насоса по расходам тепла равноэкономичны. Однако следует иметь в виду, что тип привода и схема включения питательного насоса не могут быть выбраны лишь из результатов анализа тепловой экономичности различных схем. Наряду с таким анализом необходимо установить изменение капитальных затрат по всей паротурбинной установке и сравнить различные схемы по приведенным затратам.

Развиваемая питательным насосом разность давлений  $\Delta p_{\text{п.н}}$  может быть определена из следующих зависимостей.

Для барабанных котлов давление в нагнетательном патрубке насоса определяется выражением (МПа)

$$p_{\text{н}} = p_{\text{б}} + (H_{\text{б}} g \rho_{\text{в}} / 10^6) + \Delta p_{\text{н.л}}, \quad (9.12)$$

а давление во всасывающем патрубке

$$p_{\text{вс}} = p_{\text{д}} + (H_{\text{д}} g \rho_{\text{в}} / 10^6) - \Delta p_{\text{вс.л}}. \quad (9.13)$$

Здесь  $p_{\text{б}}$  и  $p_{\text{д}}$  — давление в барабане котла и деаэраторе соответственно, МПа;  $H_{\text{б}}$  и  $H_{\text{д}}$  — высота расположения уровня в котле и деаэраторе по отношению к оси насоса, м;  $\Delta p_{\text{н.л}}$  и  $\Delta p_{\text{вс.л}}$  — соответственно потери давления в нагнетательной и всасываемой линиях, МПа. Отсюда

$$\Delta p_{\text{п.н}} = p_{\text{н}} - p_{\text{вс}} = p_{\text{б}} - p_{\text{д}} + (\Delta H g \rho_{\text{в}} / 10^6) + \Delta p_{\text{п.в}}, \quad (9.14)$$

где  $\Delta H = H_{\text{б}} - H_{\text{д}}$ , а  $\Delta p_{\text{п.в}} = \Delta p_{\text{н.л}} + \Delta p_{\text{вс.л}}$ .

Из аналогичного рассмотрения для прямоточных котлов получим

$$\Delta p_{п.н} = p_{пк} - p_{д} + \Delta p_{пр} + (\Delta H' g \rho_{в} / 10^6) + \Delta p_{п.в}, \quad (9.15)$$

где  $\Delta p_{пр}$  — полное гидравлическое сопротивление котла, МПа;  $\Delta H'$  — разность между условным уровнем воды в котле и уровнем в деаэраторе, м. В точных расчетах  $\Delta H'$  определяется с учетом уменьшения плотности пароводяной смеси в испарительных линиях парового котла.

Наибольшее давление в барабане котла не должно превышать  $(1,05 \div 1,08) p_{раб}$  при рабочих давлениях  $p_{раб} > 10,0$  МПа и  $(1,03 \div 1,05) p_{раб}$  при  $p_{раб} \leq 10,0$  МПа.

Гидравлическое сопротивление прямоточного котла находится в пределах 2,0—5,0 МПа.

Конденсатные насосы предназначены для подачи воды из конденсатора турбины в деаэратор. Общий расход их  $D_{к.н}$  определяется по режимам, когда пропуск пара в деаэратор и перепуск дренажей из регенеративных подогревателей имеют наибольшие значения. Если на электростанциях применяется химический метод подготовки добавочной воды, то обессоленная вода подается в линию до насосов и, следовательно, расход ее также должен учитываться при определении необходимого расхода насосов  $D_{к.н}$ . Для теплофикационных турбин  $D_{к.н}$  устанавливаются по конденсационному режиму (при выключенных теплофикационных отборах).

Развиваемая конденсатными насосами разность давлений  $\Delta p_{к.н}$  (МПа) определяется выражением

$$\Delta p_{к.н} = p_{д} - p_{к} + (\Delta H_{д-к} g \rho_{в} / 10^6) + \Delta p_{к}, \quad (9.16)$$

где  $p_{к}$  — давление в конденсаторе, МПа;  $\Delta H_{д-к}$  — разница в уровнях воды в баке деаэратора и конденсаторе конденсатора, м;  $\Delta p_{к}$  — общее гидравлическое сопротивление в линии основного конденсата, МПа.

В настоящее время на АЭС и ТЭС с прямоточными котлами конденсат турбин обычно пропускают через обессоливающие установки. При наличии таких установок применяют две ступени конденсатных насосов. Насосы первой ступени устанавливаются непосредственно за конденсатором, второй ступени — после конденсатоочистки. Большая часть необходимого напора развивается при этом насосами второй ступени. Если в схеме регенеративного подогрева конденсата имеются подогреватели смешивающего типа, после них также устанавливаются конденсатные насосы\*.

## 2. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ

### Принципиальные тепловые схемы электростанций.

#### Технологическая схема Благовещенской ТЭЦ

Рассмотрим технологическую схему электростанции (рисунок 1).

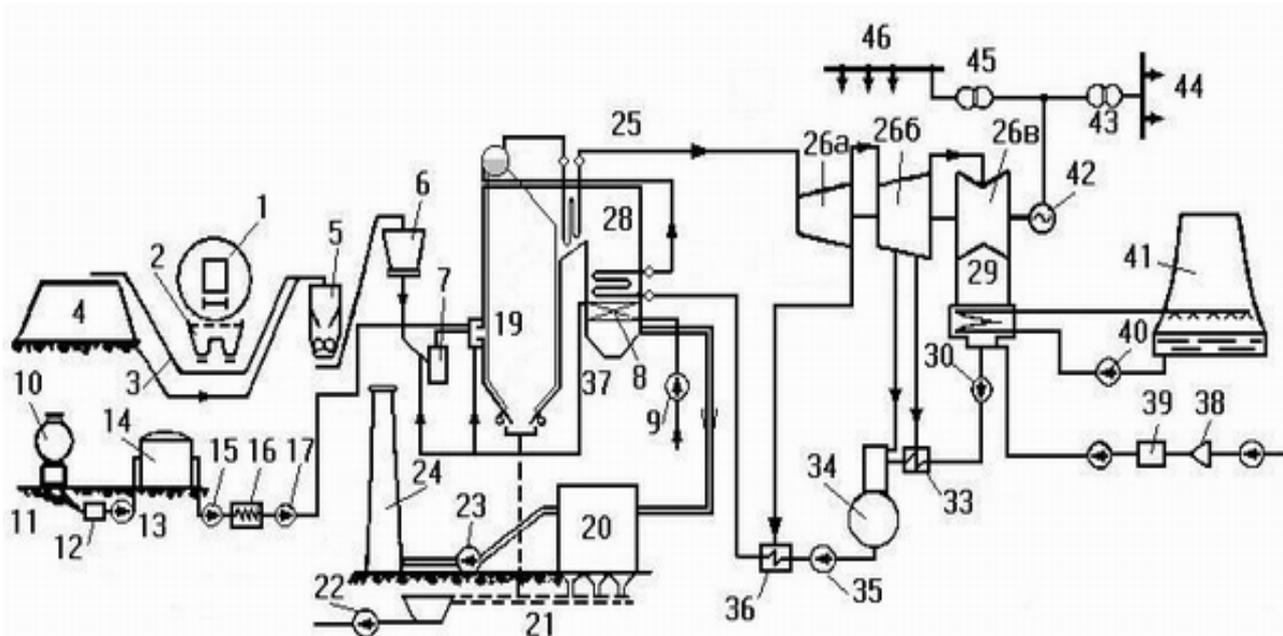


Рисунок 1-технологическую схему электростанции.

Доставка твердого топлива осуществляется по железной дороге в специальных полувагонах. Вагон поступает в разгрузочное устройство - вагоноопрокидыватель 1, где содержащийся в нем уголь высыпается в приемный бункер 2, из которого поступает на ленточный транспортер. По транспортеру уголь попадает в узел пересыпки 3, из которого транспортерами может либо направляться на угольный склад 4, либо через дробильное отделение 5 в бункера сырого угля котельной 6. В последние можно подавать уголь также со склада. Весь этот топливный тракт вместе с угольным складом относится к системе топливоподачи. В системе топливоподачи предусмотрены весы для взвешивания поступающего в котельное отделение угля.

Размол дробленого угля осуществляется в мельнице 7 с непосредственным вдуванием пылевоздушной смеси через горелки в топку. Предварительно подогретый в воздухоподогревателе 8 воздух, который нагнетается дутьевым вентилятором 9, подается частично в мельницу (первичный воздух) и частично - непосредственно к горелкам (вторичный воздух). Работающие на угольной пыли котлы имеют также растопочное топливо - мазут. Мазут доставляется в железнодорожных цистернах 10, в которых он перед сливом разогревается паром. Разогретый мазут сливается по обогреваемому межрельсовому лотку 11 в приемный резервуар 12, из которого перекачивающим насосом 13 подается в основной резервуар 14. Насосом первого подъема 15 мазут прокачивается через паровые подогреватели 16, после которых насосом второго подъема 17 подается к мазутным форсункам.

Зола сожженного в котле 19 топлива частично удаляется в виде шлака, а частично уносится дымовыми газами из котла, улавливается затем в электрофильтре 20 (или в мокрых скрубберах) и собирается в бункерах летучей золы. Посредством смывных устройств, шлак и летучая зола подаются в самотечные каналы гидрозолоудаления 21, из которых гидрозолошлаковая смесь, пройдя предварительно металлоуловитель и шлакодробилку, поступает в багерный насос 22, транспортирующий ее по золопроводам на золоотвал.

Очищенные от золы дымовые газы дымососом 23 подаются в дымовую трубу 24 (рисунок 2).



Рисунок 2- Дымовая труба.

Перегретый пар из выходного коллектора пароперегревателя по паропроводу свежего пара 25 поступает в цилиндр высокого давления (ЦВД) паровой турбины 26а. Далее в цилиндр среднего давления 26б, затем в цилиндр низкого давления 26в и из него - в конденсатор турбины 29. Конденсат из конденсатора конденсатным насосом перекачивается через группу подогревателей низкого давления 33 в деаэратор 34.

В деаэраторе вода доводится до кипения и при этом освобождается от растворенных в ней агрессивных газов -  $O_2$  и  $CO_2$ , что способствует предотвращению коррозии в пароводяном тракте. Деаэрированная питательная вода из аккумуляторного бака деаэратора питательным насосом 35 подается через группу подогревателей высокого давления 36 в водяной экономайзер 37. Тем самым замыкается пароводяной тракт ТЭЦ, включающий в себя основные агрегаты - котельные и турбинные.

Пароводяной тракт ТЭЦ является самым сложным и ответственным, ибо в этом тракте имеют место наиболее высокие температуры металла и наиболее высокие давления пара и воды. Для обеспечения функционирования пароводяного тракта необходимы еще система приготовления и подачи добавочной воды для восполнения потерь рабочего тела и система технического водоснабжения ТЭЦ для подачи охлаждающей воды в конденсатор турбины.

Добавочную воду получают в результате химической очистки сырой воды, осуществляемой в ионообменных фильтрах химводоочистки 38. Из бака обессоленной воды 39 добавочная вода насосом подается в конденсатор турбины.

Охлаждающая вода прокачивается через трубки конденсатора циркуляционным насосом 40 и затем поступает в башенный охладитель (градирню) 41, где за счет испарения с поверхности охлаждается настолько, насколько она подогрелась в конденсаторе. Имеющиеся при этом потери воды с выпаром приходится восполнять из источника технического водоснабжения ТЭЦ.

Электрический генератор 42, вращаемый паровой турбиной, вырабатывает переменный электрический ток, который через повышающий трансформатор 43 идет на сборные шины 44 открытого распределительного устройства (ОРУ) ТЭЦ. К выводам генератора через трансформатор собственных нужд 45 присоединены также шины собственного расхода 46.

Таким образом, технологическая схема Благовещенской ТЭЦ представляет собой сложный комплекс взаимосвязанных трактов и систем:

- 1. топливный тракт;
- 2. система пылеприготовления;
- 3. газозоудаление ;
- 4. шлакозолоудаление ;
- 5. пароводяной тракт;
- 6. электрическая часть;
- 7. система приготовления добавочной воды;
- 8. система водоснабжения.

## Объекты автоматизации на БТЭЦ

На электростанции существуют следующие объекты автоматизации:

Три турбоагрегата:

- ст.№1 ПТ-60-130/13, номинальная установленная мощность 60 МВт, теплофикационная - 139 Гкал/ч (рисунок 4);
- ст.№2, 3 Т-110-120/130, номинальная мощность 110 МВт, теплофикационная - 175 Гкал/ч каждая (рисунки 5,6).



Рисунок 3- Турбинный цех



Рисунок 4- Турбина № 1 ПТ-60-130/13



Рисунок 5- Турбина № 2, 3 Т-110-120/130



Рисунок 6- Турбина № 2, 3 Т-110-120/130

Водогрейные котлы № 1, 2 КВГМ-100, производительностью 100 Гкал/ч каждый (Рисунок 7).

Пиковые бойлера №3,4,5 ПСВ-500-14-23 с РОУ 13,7/1,0-1,4 МПа производительностью по 250 т/ч (Рисунок 8).

Энергетические котлы ст.№ 1, 2, 3, 4 БКЗ-420-140-7 с параметрами острого пара  $P_0=140 \text{ кгс/см}^2$ ,  $t_0=560 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_6=159 \text{ кгс/см}^2$  паропроизводительностью по 420 т/ч (Рисунок 9).



Рисунок 7- Водогрейные котлы №1,2 КВГМ-100, производительностью 100 Гкал/ч каждый.



Рисунок 8- Пиковые бойлера.

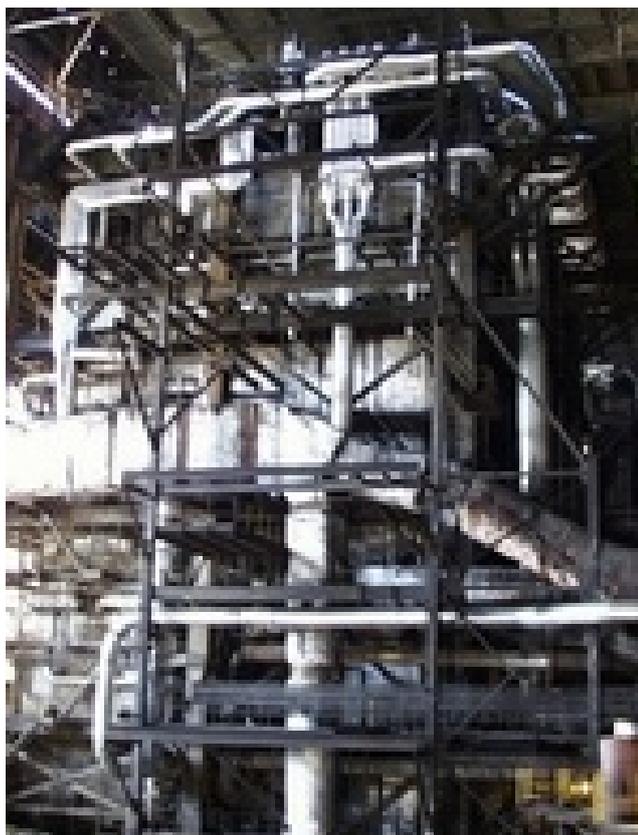


Рисунок 9- Энергетические Котлы БКЗ-420-140

#### История развития Благовещенской ТЭЦ

План развития промышленности города Благовещенска на 1971 – 1975 г.г. предусматривал строительство нескольких энергоёмких промышленных предприятий, расширение и реконструкцию действующих, интенсивное развитие сельского хозяйства пригородных совхозов, строительство жилых домов. После уточнения тепловых нагрузок промышленности и жилищно-коммунального сектора города, учитывая дефицит электроэнергии в энергосистеме Дальнего Востока, задержку ввода мощностей Зейской ГЭС, было принято решение об увеличении проектной мощности БТЭЦ с 210 до 260 Мвт (Решение № 100 главсеверовостокэнерго от 23 августа 1968 г. Утверждено заместителем Министра Энергетики и электрификации СССР Финогеновым Я.М.).

В 1968 году Ленинградское отделение ГСПИ «Промэнергопроект» разработало проектное задание Благовещенской ТЭЦ, которое было утверждено решением № ОЭ-57 Министерства Энергетики и электрификации СССР 16 июля 1969 г.

Для уменьшения стоимости строительства Госпланом СССР было предложено для покрытия пиковой нагрузки вместо энергетического котла установить водогрейные. Для водогрейных котлов в качестве топлива в дополнение к ранее выделенному топливу – райчихинскому бурому углю, выделен мазут марки «М-100» (письмо Госплана СССР N 13-1276 от 8 сентября 1970).

В соответствии с этим предложением было утверждено откорректированное задание на проектирование (утверждено 11 февраля 1971г. Зам. Министра ЭиЭСССР Максимовым А.И.), согласно которому был утверждён следующий состав основного оборудования:

1. одна турбина типа ПТ-60-130;
2. две турбины типа Т-100/120-130-2;
3. три котлоагрегата типа БКЗ-420-140;
4. два водогрейных котла типа КВГМ-100.

Генеральный проектировщик ТЭЦ – Ленинградское отделение ГСПИ «Промэнергопроект», которым разработана архитектурно-строительная часть проекта. Проектирование технологической части проекта вело Сибирское отделение ВНИПИэнергопрома.

Весной 1974 года организовывается дирекция строящейся Благовещенской ТЭЦ (главный инженер Ижболдин В.В.).

В апреле 1974 г. Подписывается соглашение на строительство ТЭЦ между Заказчиком и СУ ТЭЦ треста «Дальэнергострой» (начальник – Усычкин В.В.). Для снабжения теплоэнергией строительства было установлено 4 котлоагрегата типа Б-4000, производительностью по 8.5 т каждый, работающие в составе Энергопоездов N 209 и 361.

Основными организациями, ведущими строительство ТЭЦ, были Дальэнергомонтаж (начальник – Остапенко В.М., гл. инженер – Яновский Г.А.), Дальспецэнергомонтаж (начальник участка – Христьянович В.В.), Челябинское управление Южуралэнергострой, Усть-Илимское стройуправление Братск-ГЭСстрой, Рефтинское управление треста Уралэнергомонтаж, ЗейГЭСстрой, Электросибмонтаж (нач. участка Казачок Э.А.), Дальэнергомонтажизоляция (нач. участка Никитин А.В.).

В конце 1976 г. Были пущены в эксплуатацию водогрейные котлы КВГМ-100 производства Барнаульского и Дорогобыжского котельных заводов, а дирекция строящейся ТЭЦ 31 декабря 1976 г. Переименована в Благовещенскую теплоэлектроцентраль и зачислена в перечень действующих станций (директор – Малапура А.К., гл. инженер Ижболдин В.В.).

Строительство первой очереди Благовещенской ТЭЦ закончилось в декабре 1985 г. Пуском котла БКЗ-420-140/13 ст. N3 и турбины Т-110-120/130 ст. N3 (директор – Лебедев В.А., главный инженер Мирошниченко Ю.А.). Установленная мощность станции достигла проектной и составила 280 МВт электрической и 689 Гкал/час тепловой мощности.

Развитие промышленности области, строительство жилья в Благовещенске неуклонно вели к увеличению количества потребителей тепловой и электрической энергии. Стал актуальным вопрос расширения ТЭЦ, строительства II очереди.

Основанием для выполнения проекта расширения Благовещенской ТЭЦ явились:

- схема теплоснабжения г. Благовещенска на 1990 г., утверждённая Министром ЭиЭ СССР от 5.02.1982 г. Приказом N 16 ПС ДСП;
- программа-задание на разработку материалов, обосновывающих целесообразность проектирования и строительства расширения (II очередь) Благовещенской ТЭЦ РЭУ «Амурэнерго», утверждённая ГлавНИИпроектотом Минэнерго СССР 26.04.1983г.

В соответствии с рекомендацией Управления экспертизы проектов и смет Минэнерго СССР (N Э-169/44 ДСП от 12.11.81 г.) приказом Министра ЭиЭ СССР от 5.02.1982г. № 16 ПС ДСП утверждён следующий состав основного оборудования II очереди Благовещенской ТЭЦ:

1. турбоагрегат 1хТ-110-120/130-4;
2. котлоагрегаты 2хБКЗ-420-140.

В связи с увеличением городских застроек к середине 80-х годов возникла необходимость расширения БТЭЦ и начало монтажно-строительных работ по строительству II очереди ТЭЦ было положено в 1988 г.

С 1988 года по 2000 год практически каждый год сдавались крупные объекты.

Наиболее значительные из них:

- Напорный водовод добавочной воды (насосная станция) в 1989 г.
- Вагоноопрокидыватель ВРС-132 ст.№2 в 1990г.
- РЭБ тепловых сетей и АТЦ СБК а 1991г.
- II-я очередь внешней системы ГЗУ в 1993г.
- Дымовая труба №2 высота 210 метров и электрофильтр ЭГБМ-2-64 в 1994г.
- В декабре 1994 г. Был сдан в эксплуатацию котёл БКЗ-420-140 ст. N 4 (директор – Пьянков В.Б., гл. инженер Андреев Ю.А.).
- Циркнасосная с перекладкой циркуляционных насосов, с целью подпитки град №3, газоходы на новую дымовую трубу, галерея топливоподачи ЛК-9 в 1995 г.
- Галерея топливоподачи ЛК-5/2, III-тепловая магистраль и коллектор тепловых сетей
- Кузница ЦЦР в 1998 г.
- Галерея топливоподачи ЛК-6/1, градирня №3 в 1999 г.

В эти годы большое влияние уделялось строительству жилья: с 1992 года по 1998 год введено 7 многоэтажных домов в различных районах города, общей численностью 770 квартир.

В будущем планируется начать монтаж турбины Т-110-120/130-4 ст. N 4.

С первых дней работы водогрейных котлов ТЭЦ является основным поставщиком тепловой энергии в городе. Количество вырабатываемой электрической и тепловой энергии с пуском первого турбоагрегата и вводом в эксплуатацию последующих неуклонно растёт. На начало 1995 г. Выработано более 16343 млн. Гкал тепла и более 8000 млн.кВт\*часов электроэнергии.

А в 1999 году за год было выработано более 1 млрд. кВт\*ч электроэнергии.

Опыт работы Благовещенской ТЭЦ подтвердил, что лучшим гарантом достижения нормативных технико-экономических показателей и дальнейшего их улучшения является системная разработка и осуществление мероприятий по устранению «узких» мест, проведение больших объёмов работ по модернизации оборудования, тесное сотрудничество с научно-исследовательскими и проектными институтами, такими как ВНИПИэнергопром, Сибтехэнерго, УралВТИ. При проведении работ по наладке оборудования, определении и настройке оптимальных режимов его работы Благовещенская ТЭЦ сотрудничает с производственными объединениями по наладке и совершенствованию технологии и эксплуатации электростанций и сетей «Дальтехэнерго», ОРГРЭС, АО «Электросибмонтаж».

С первых лет работы на ТЭЦ получило широкое развитие движение рационализаторов и изобретателей, работа которых направлена на повышение уровня эксплуатации оборудования, его надёжности. Внедрение в производство рацпредложений позволило получить значительную экономию электрической и тепловой энергии, материалов, денежных средств, сократить сроки ремонтов, улучшить их качество.

За прошедший период работы ТЭЦ на станции сложился стабильный коллектив энергетиков, которому по плечу решать большие задачи.

Пополняют ряды энергетиков молодые специалисты, выпускники высших учебных заведений. Повышают свой профессиональный уровень работники ТЭЦ на курсах повышения квалификации, краткосрочных курсах с отрывом и без отрыва от производства.

Благовещенская ТЭЦ является одним из крупнейших промышленных предприятий города Благовещенска.

## Расчёт идеального цикла Ренкина по $h$ - $s$ -диаграмме.

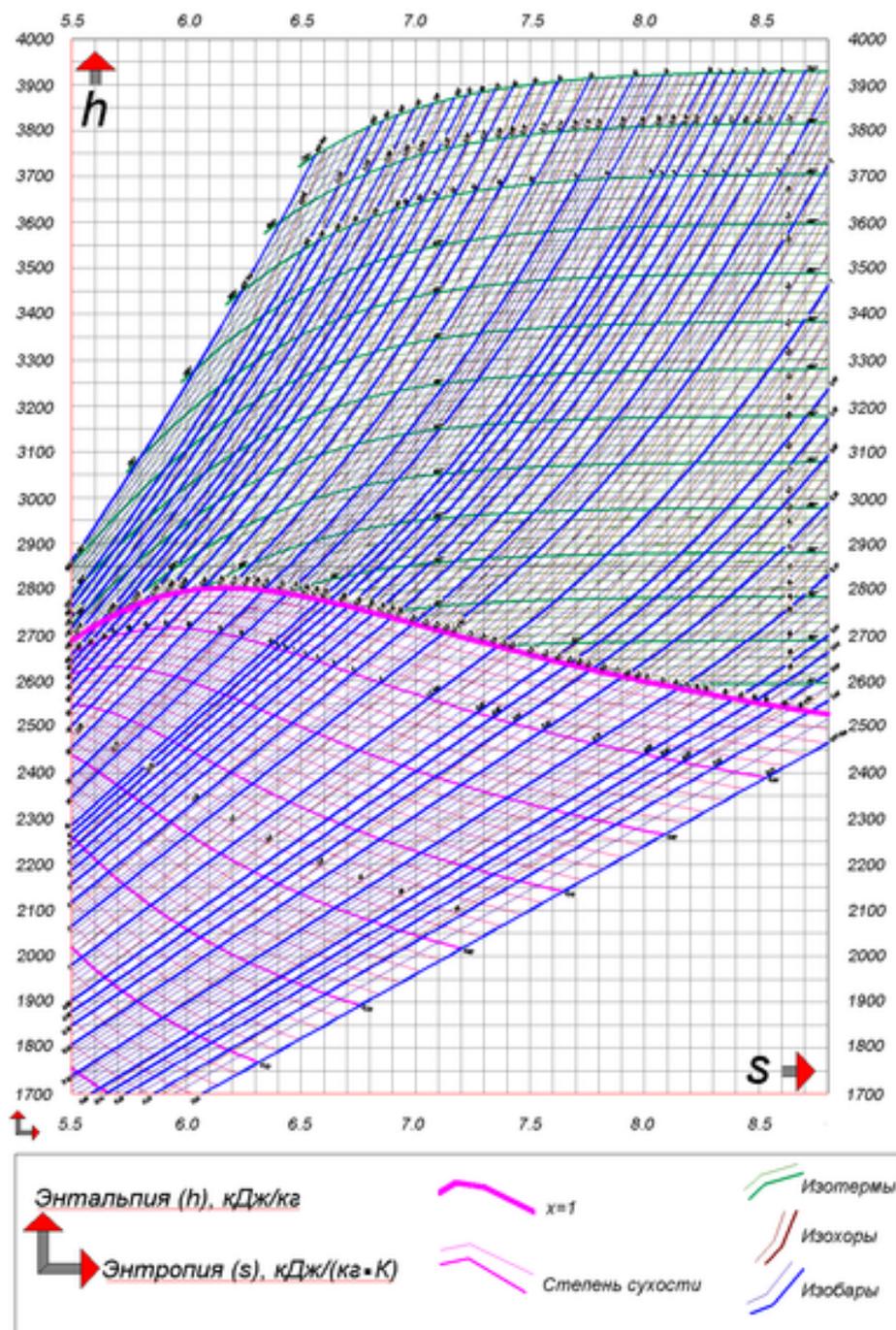
При проведении технико-экономических расчётов для подбора оборудования в [теплоэнергетике](#) и других отраслях и моделирования тепловых процессов необходимы надёжные проверенные данные о теплофизических свойствах воды и водяного пара в широкой области [давлений](#) и [температур](#).

**$h$ ,  $s$ -диаграмма** (чит. «аш-эс-диаграмма») (написание строчными буквами: « $h$ ,  $s$ -диаграмма», ранее  $i$ ,  $s$ -диаграмма, также — диаграмма Молье) — [диаграмма](#) теплофизических свойств [жидкости](#) и [газа](#) (в основном [воды](#) и [водяного пара](#)), показывающая характер изменения различных свойств, в зависимости от [параметров](#) состояния. В основном большое применение получили  $h$ ,  $s$ -диаграммы воды и водяного пара, так как в качестве [рабочего тела](#) в [теплотехнике](#) чаще всего применяются именно вода и водяной пар, из-за их сравнительной дешевизны и доступности, причём наиболее пристальное внимание оказывается именно той части диаграммы, в которой вода в [парообразном состоянии](#), так как в жидком состоянии она практически несжимаема.

Многолетнее международное сотрудничество в области исследования свойств воды и водяного пара позволило разработать и внедрить международные нормативные материалы, содержащие уравнения для описания различных свойств, в специальные таблицы. На основании этих уравнений, соответствующих требованиям [Международной системы уравнений](#) для научного и общего применения (The IFC Formulation for Scientific and General Use), были составлены и опубликованы подробные таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара, которые широко применяются в практике инженерных теплотехнических расчётов. Данные, полученные путём расчёта по международным уравнениям, были приняты и в [СССР](#) и получили определение таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара. В них также включили данные по динамической вязкости.

Ещё в [1904 году](#) немецкий теплофизик [Рихард Молье](#) разработал специальную диаграмму для упрощения и облегчения решений практических задач по теплотехнике, в которой в координатах [энтальпии](#) ( ) и [энтропии](#) ( ) графически отображаются сведения из таблиц состояний. В [1906 году](#) в [Берлине](#) была издана его книга «Новые таблицы и диаграммы для водяного пара». Впоследствии такая диаграмма получила название Диаграмма Молье. В СССР некоторое время было принято название  $i$ ,  $s$ -диаграмма, а в настоящее время —  $h$ ,  $s$ -диаграмма.

# h, s - диаграмма воды и водяного пара



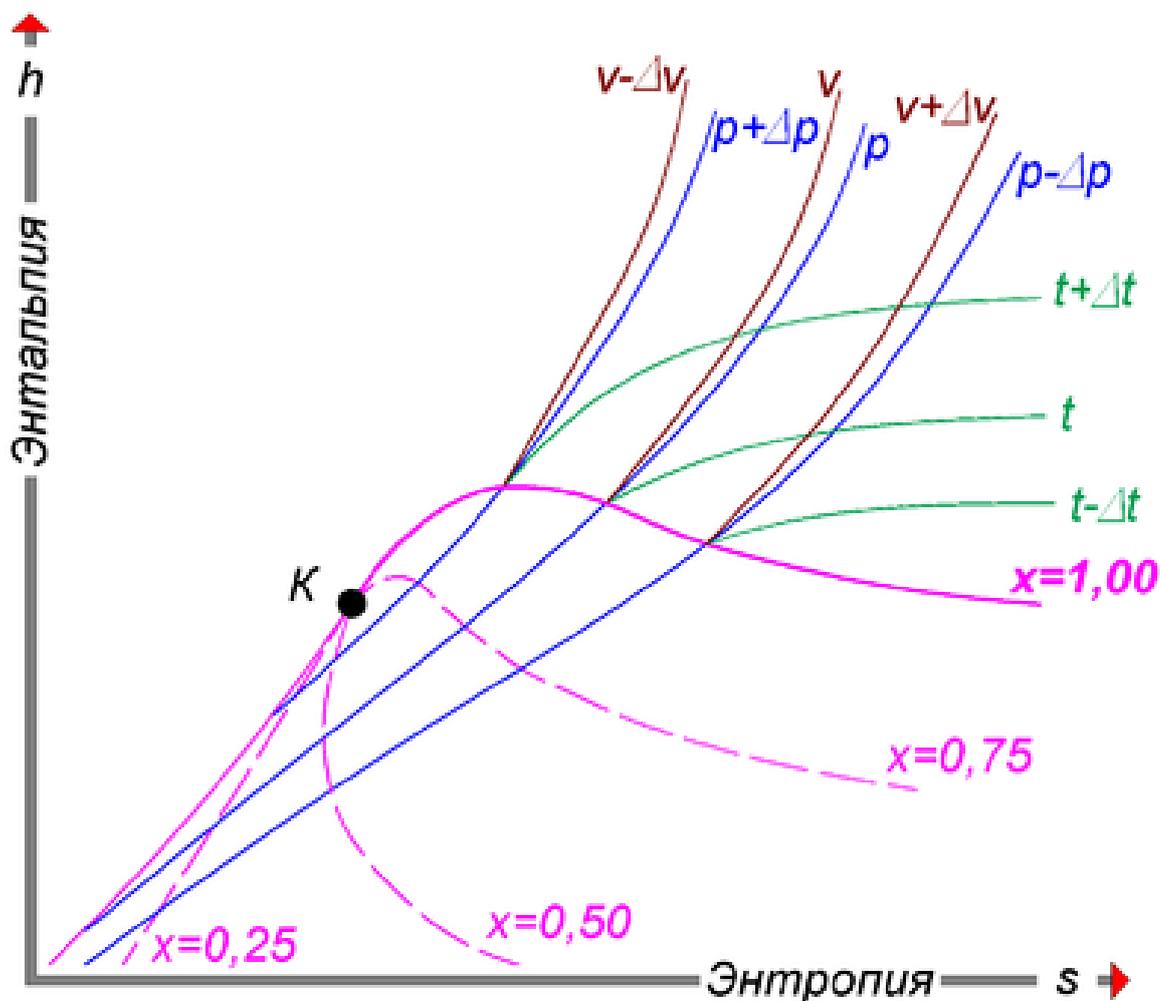
## Структура h, s-диаграммы

h, s-диаграммы чаще всего содержат в себе данные о свойствах воды в [жидком](#) и [газообразном](#) состояниях, так как они представляют наибольший интерес с точки зрения теплотехники.

*Степень сухости* - это параметр, показывающий массовую долю насыщенного пара в смеси воды и водяного пара. Значение  $x=0$  соответствует воде в момент [кипения](#) (насыщения). Значение  $x=1$ , показывает, что в смеси присутствует только пар. При нанесении соответствующих точек в координатах (h,s), взятых из таблиц насыщения справочников свойств воды и водяного пара, при их соединении получаются кривые, соответствующие определенным степеням сухости. В таком случае, линия  $x=0$  явля-

ется нижней пограничной кривой, а  $x=1$ - верхней пограничной кривой. Область, заключённая между этими кривыми, является областью влажного пара. Область ниже кривой  $x=0$ , которая стягивается практически в прямую линию (не показана), соответствует воде. Область выше кривой  $x=1$ - соответствует состоянию перегретого пара.

Критическая точка (К). При определённом, достаточно высоком давлении, называемом критическим, свойства воды и пара становятся идентичными. То есть исчезают физические различия между жидким и газообразным состояниями вещества. Такое состояние называют критическим состоянием вещества, которому соответствует положение критической точки. Следует заметить, что она на пограничной кривой лежит гораздо левее максимума этой кривой.



Изотерма - изолиния, построенная методом объединения точек по значениям энтальпии и энтропии, соответствующих определённой температуре. Изотермы пересекают пограничные кривые с изломом и, по мере удаления от верхней пограничной кривой, асимптотически приближаются к горизонтали. На схеме для упрощения представлены только три изотермы:

$t+\Delta t$ ,  $t$ ,  $t-\Delta t$ .

Изобара - изолиния, построенная методом объединения точек по значениям энтальпии и энтропии, соответствующих определённому давлению. Изобары не имеют изломов при пересечении пограничных кривых. На схеме представлены только три изобары:

$p+\Delta p$ ,  $p$ ,  $p-\Delta p$ .

**Изохора** - изолиния, построенная методом объединения точек по значениям энтальпии и энтропии, соответствующих определённому объёму. Изохоры на  $h, s$ -диаграмме в области перегретого пара, всегда проходит круче, чем изобары, и это облегчает их распознавание на одноцветных диаграммах. Построение изохор требует более кропотливой работы с таблицей состояний. На схеме представлены только три изохоры:

$$v-\Delta v, \quad v, \quad v+\Delta v.$$

Изотермы и изобары в области влажного пара совпадают по причине линейной зависимости в состоянии насыщения.

Обозначения, принятые в расчётах

- $P$  — **абсолютное давление** (бар);
- $t$  — **температура** (**градусы Цельсия**);
- $h$  — **удельная энтальпия** (кДж/кг);
- $s$  — **удельная энтропия** (кДж/(кг·К));
- $v$  — **удельный объём** (м<sup>3</sup>/кг);
- $x$  — **степень сухости**;
- $t_s$  — **температура насыщения** (градусы Цельсия);
- $h'$  — **удельная энтальпия кипящей воды** (кДж/кг);
- $h'_{\text{сн}}$  — **удельная энтальпия сухого насыщенного пара** (кДж/кг);
- $v'$  — **удельный объём кипящей воды** (м<sup>3</sup>/кг);
- $v'_{\text{сн}}$  — **удельный объём сухого насыщенного пара** (м<sup>3</sup>/кг);
- $s'$  — **удельная энтропия кипящей воды** (кДж/(кг·К));
- $s'_{\text{сн}}$  — **удельная энтропия сухого насыщенного пара** (кДж/(кг·К));
- Точка «0» — начальная точка процесса расширения (сжатия) пара;
- Точка «1t» — конечная точка расширения (сжатия) в идеальном процессе;
- Точка «1» — конечная точка расширения (сжатия) в реальном процессе с заданным

к.п.д.;

- $H_0 = h_0 - h_{1t}$ ;
- $H = h_0 - h_1$ .

Тепловой расчёт паросиловых циклов в  $h,s$ -диаграмме

Изображение циклов и процессов в  $T-S$  диаграмме обладает большой наглядностью, поскольку площади на данной диаграмме соответствуют работе или энергии процесса. Эта наглядность позволяет визуально сравнивать различные процессы и циклы, однако эта наглядность является одновременно и недостатком  $T-S$  диаграммы, поскольку измерить площадь сложной фигуры очень сложно, а все основные циклы, как мы видели представляют собой именно комбинацию сложных кривых, исключение составляет только цикл Карно.

Для практического применения более удобна диаграмма тепловых процессов, на которых значение энергии, теплоты или работы соответствует не площади а отрезку, такой диаграммой является  $i,s$  – диаграмма. По вертикальной оси на этой диаграмме откладывается энтальпия по горизонтальной – энтропия. Такая диаграмма с нанесенными на нее линиями постоянного давления (изобарами), линиями постоянной температуры (изотермами), линиям постоянного паросодержания и постоянным постоянно-го объема, называется диаграмма состояния вещества.

В тепловых расчетах паросиловых циклов используется диаграмма состояния воды. На рисунке 10 изображен цикл с перегревом пара на диаграмме состояния воды (см рисунок 10).

На диаграмме состояния воды изображены линии постоянных температур, давлений и паросодержания. Линия постоянного паросодержания  $X=1$  (вся вода находится в виде пара), является разделительной, при параметрах соответствующим точкам выше этой линии существует один пар, ниже – пароводяная смесь.

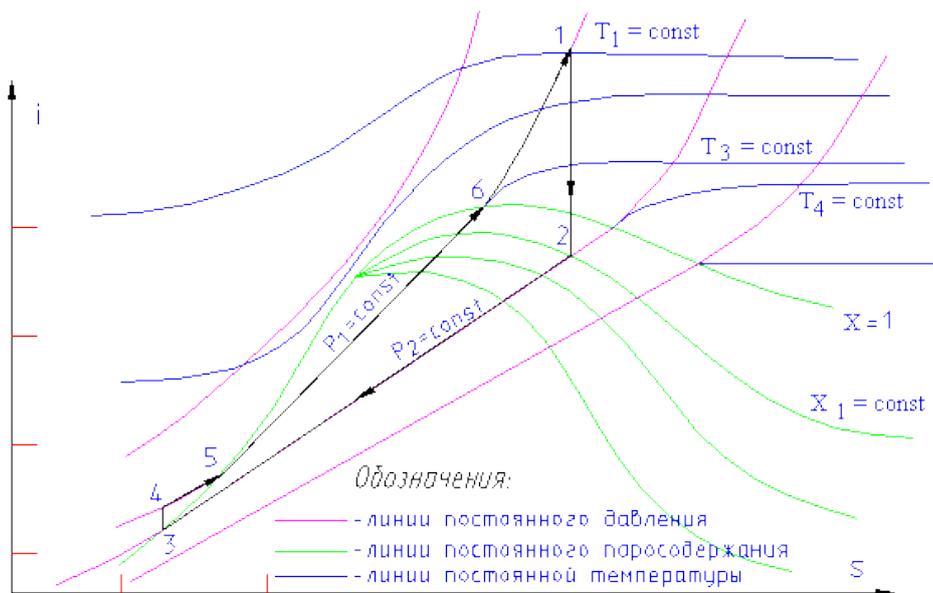


Рисунок 10. Цикл с перегревом пара в  $i$ - $S$  диаграмме состояния воды.

Точка 1 верхняя точка цикла, по линии 1-2 происходит адиабатное расширение пара от давления  $P_1$  до давления  $P_2$  ( $P_1 > P_2$ ). При этом происходит снижение температуры пара с  $T_1$  до  $T_4$ , и увлажнение пара до паросодержания  $X_1 < 1$ . Величина отрезка 1 – 2 соответствует работе совершенной паром в процессе расширения, в некотором масштабе схемы. (Далее подобная диаграмма будет рассмотрена с конкретными цифрами, в данный момент нас интересует только сам принцип определения величины работы.)

Пар с параметрами соответствующими точке 2 поступает в конденсатор, где при постоянных давлении  $P_2$  и температуре  $T_4$ , происходит конденсация пара, линия процесса 2 – 3. Характерной особенностью данного процесса является то что, температура и давления остаются постоянным, меняется только паросодержание от  $X_1$  до нуля, линии изображающие этот процесс являются прямыми причем изотерма ( $T_4 = \text{const}$ ) совпадает с изобарой ( $P_2 = \text{const}$ ).

Вода с параметрами соответствующими точке 3 на диаграмме поступает в насос. Здесь происходит процесс адиабатного сжатия воды от давления  $P_2$  до давления  $P_1$  по линия процесса 3-4. Линия 4-5, это линия нагрева воды до температуры насыщения  $T_3$  при постоянном давлении  $P_1$  этот участок не является прямой линией, а представляет собой некую кривую.

В точке 5 начинается испарение воды. Изобара  $P_1 = \text{const}$  от этой точки превращается в прямую линию, которая совпадает с прямой линией изотермой ( $T_3 = \text{const}$ ) в плоть до точки 6, где вся вода превращается в пар (паросодержание  $X=1$ ).

Процесс 6 – 1 это процесс перегрева пара при постоянном давлении  $P_1 = \text{const}$ . В точке 6 происходит разделения линий процессов изобарического (изобара  $P_1 = \text{const}$ ) и точки изотермического (изотерма  $T_3 = \text{const}$ ). По линии 6-1 пар нагревается до температуры  $T_1$  – цикл замкнулся.

## Органическое топливо характеристика, способы сжигания

### ПОДГОТОВКА ТОПЛИВ К СЖИГАНИЮ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

#### 3.1. СПОСОБЫ СЖИГАНИЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Сжигание твердого топлива в топочных устройствах может быть организовано различными способами: факельным, циклонным, в кипящем слое (рис. 3.1). Из них наиболее распространенным в современной крупной энергетике является факельный.

В основу классификации способов сжигания положена аэродинамическая характеристика процесса, определяющая условия омывания горящего топлива окислителем [66].

Практически неограниченное повышение мощности топочных устройств связано со сжиганием угольной пыли в объеме топочной камеры во взвешенном состоянии. Такой способ сжигания топлива называется *факельным* (рис. 3.1,а). При этом мелкие частицы топлива легко транспортируются потоком воздуха и образующихся газов в сечении топочной камеры. Сгорание топлива происходит в этом случае в объеме топочной камеры за весьма ограниченное время пребывания частиц в топке (1–2 с). Скорость сгорания топлива,

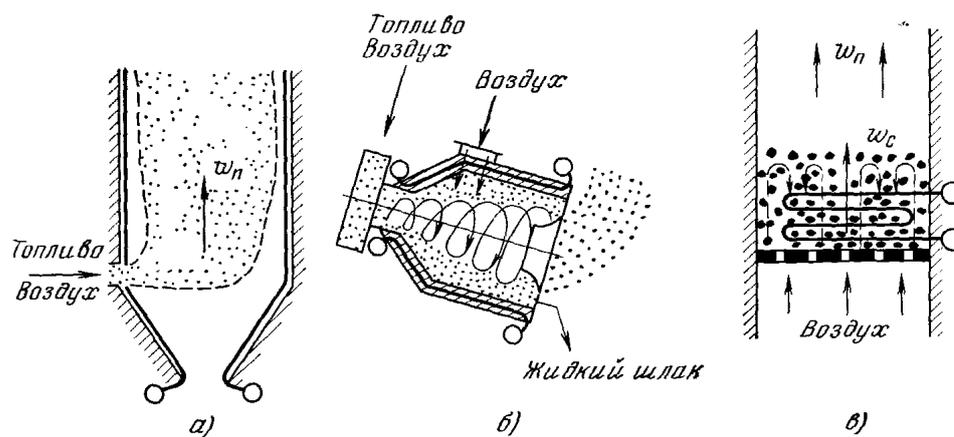


Рис. 3.1. Схемы организации сжигания твердых топлив. а — факельный (камерный) способ сжигания; б — циклонный способ сжигания; в — сжигание топлива в кипящем слое.

а следовательно, тепловыделение во времени, определяется поверхностью горения.

При *циклонном способе сжигания* частицы топлива находятся в интенсивном вихревом движении (рис. 3.1, б). В отличие от факельного способа сжигания частицы топлива подвергаются интенсивному обдуванию потоком и быстро сгорают. Циклонный способ позволяет сжигать более грубую угольную пыль и даже дробленку. В циклоне развивается более высокая температура горения, отчего шлаки переходят в жидкое состояние.

В последнее время находит применение новый для энергетики способ сжигания топлива в так называемом *кипящем слое* (рис. 3.1, в). Находящееся на решетке измельченное топливо с частицами размером 1—6 мм продувается потоком воздуха с такой скоростью, что частицы всплывают над решеткой и совершают возвратно-поступательные движения в вертикальной плоскости. При этом скорость газозадушного потока в пределах кипящего слоя больше, чем над ним. Более мелкие и частично выгоревшие частицы поднимаются в верхнюю часть кипящего слоя, где скорость потока снижается, и там сгорают. Кипящий слой увеличивается в объеме в 1,5—2 раза, его высота обычно составляет 0,5—1 м.

Тепловоспринимающие поверхности в виде коридорного или шахматного пучка труб размещают внутри объема кипящего слоя и над ним. За счет развитой кондуктивной (контактной) передачи теплоты от раскаленных частиц к поверхности нагрева удельное тепловосприятие поверхностей в пределах кипящего слоя существенно возрастает. При этом температура газов в горящем слое остается относительно невысокой (800—1000°C), что исключает перегрев металла и уменьшает образование вредных окислов азота в продуктах сгорания. Кроме того, такой способ сжигания позволяет вводить в кипящий слой твердые присадки (например, известняк) для нейтрализации образующихся окислов серы.

Крупные электростанции потребляют более 1000 т/ч угля. Даже при доставке топлива вагонами большей грузоподъемности (60—125 т) на электростанции необходимо постоянно разгружать за 1 ч 15—30 вагонов топлива, что обеспечивается применением для

разгрузки вагонов высокопроизводительных вагоноопрокидывателей.

Превращение кускового топлива в угольную пыль производится в два этапа (см. § 1.3). Вначале сырое топливо подвергается *дроблению* до размера, не превышающего 15—25 мм. Затем измельченное топливо — *дробленка* поступает в бункера сырого угля, после чего подвергается размолу в углеразмольных мельницах до окончательного продукта — угольной пыли с размером частиц до 500 мкм. Одновременно с размолем топливо подсушивается для обеспечения хорошей текучести пыли.

### 3.2. СИСТЕМЫ ПЫЛЕПРИГОТОВЛЕНИЯ

Система пылеприготовления представляет собой совокупность оборудования, необходимого для размола топлива, его сушки и подачи готовой пыли в горелки топочной камеры.

По принципу обеспечения котлов топливом системы пылеприготовления разделяются на *центральные* и *индивидуальные*. В первом случае пыль получают для всех котлов электростанции в оборудовании, установленном в отдельном здании (центральном пылезаводе), а транспорт пыли к паровым котлам обеспечивается по пылепроводам. Во втором — пыль получают в оборудовании, размещенном непосредственно у каждого котла. При этом предусматривается также возможность передачи пыли к соседним агрегатам, что повышает надежность пылеобеспечения котлов.

Выбор системы пылеприготовления для электростанции является важной технико-экономической задачей. Центральные пылесистемы оказываются более экономичными, особенно при подготовке влажных бурых углей, однако они имеют сложное оборудование вы-

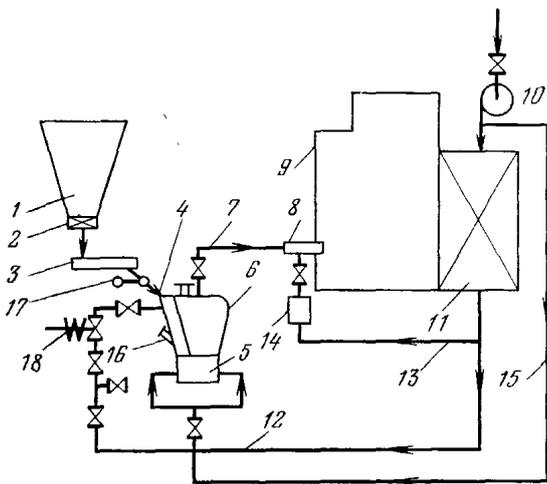


Рис. 3.2. Индивидуальная схема пылеприготовления с прямым вдуванием пыли в топочную камеру для работы на горячем воздухе под давлением.

1 — бункер сырого угля; 2 — отсекающий шибер; 3 — питатель угля; 4 — тетка сырого угля; 5 — углеразмольная мельница; 6 — сепаратор пыли; 7 — пылепровод; 8 — горелка; 9 — паровой котел; 10 — дутьевой вентилятор; 11 — воздухоподогреватель; 12 — тракт первичного воздуха; 13 — тракт вторичного воздуха; 14 — короб вторичного воздуха; 15 — подача холодного воздуха для вентиляции мельницы; 16 — взрывной клапан; 17 — клапан-мигалка; 18 — автоматический быстроотсекающий шибер;

сокой стоимости и еще недостаточно надежны в эксплуатации. Индивидуальные системы пылеприготовления используются на электростанциях как более простые и надежные [72].

Индивидуальные системы пылеприготовления в свою очередь разделяют: на замкнутые с прямым вдуванием пыли в топочную камеру; замкнутые с промежуточным бункером пыли; разомкнутые с подачей пыли горячим воздухом. Разделение пылесистем на замкнутые и разомкнутые определяется характером использования сушильного агента после завершения сушки топлива. В первом случае он направляется в топочную камеру вместе с подсушенной пылью, во втором тщательно очищается от мелких фракций топлива и выбрасывается помимо котла в дымовую трубу.

**Пылесистема с замкнутой схемой сушки топлива и прямым вдуванием пыли в топочную камеру.** Из бункера сырого угля топливо (дробленка) подается питателем угля на размол в мельницу (рис. 3.2). Сюда же поступает часть горячего воздуха температурой  $t_{г.в.} = 250-400^\circ\text{C}$  для сушки топлива и его дальнейшего транспорта к горелкам. Этот воздух называют *первичным воздухом*. После отделения грубых фракций топлива в сепараторе готовая пыль вместе с увлажненным после удаления влаги воздухом при температуре  $80-130^\circ\text{C}$  поступает по пылепроводам в горелки. Смесь пыли с воздухом называют *аэропылью*. Оставшаяся часть горячего воздуха — *вторичный воздух* также поступает в горелки по отдельному каналу.

Количество первичного воздуха, используемого для сушки топлива и транспорта готовой пыли, определяется качеством топлива и прежде всего его влажностью. Обычно доля первичного воздуха составляет  $r_1 = 0,3-0,5$  общего расхода воздуха на горение и растет по мере увеличения влажности топлива. В случае сильновлажного топлива использование только горячего воздуха для его сушки становится не экономичным, а горение ненадежным, так как большая масса аэропыли поступает в зону горения с пониженной температурой. В этом случае обеспечивают сушку топлива более высокотемпературным агентом за счет смеси первичного воздуха с частью топочных газов.

Жесткая связь пылесистемы с котлом повышает требования к надежности ее работы. Установленное количество мельниц должно быть не менее трех, а число работающих мельниц без одной должно обеспечить нагрузку парового котла не менее 90% номинальной. Отсюда производительность одной мельницы  $V_m$  должна составлять:

$$V_m \geq \frac{0,9B_k}{z_m - 1}, \quad (3.1)$$

где  $B_k$  — расход топлива на паровой котел при номинальной нагрузке, кг/с;  $z_m$  — число установленных мельниц на котел.

Аэропыль на выходе из сепаратора мельницы разделяется на 2—4 пылепровода, соединенных с разными, не смежными горелками, чтобы при останове мельницы в ремонт не возникло существенного теплового перепада в топочной камере.

Сопротивление тракта от мельницы до горелок в схеме (рис. 3.2) преодолевается за счет напора дутьевого вентилятора, в связи с чем пылесистема находится под небольшим избыточным давлением или *под наддувом* (перед мельницей 1—2,5 кПа). Здесь важным условием безопасной работы пылесистемы, чистоты помещения является полная герметизация оборудования.

Достоинства схемы с прямым вдуванием заключается в ее простоте, компактности пылеприготовительного оборудования, небольшим расходе электроэнергии на транспорт аэропыли, простой системе автоматизации подачи топлива.

**Пылесистема с замкнутой схемой сушки топлива и промежуточным бункером пыли** (рис. 3.3). Особенностью данной схемы является отделение готовой пыли от транспортирующего воздуха в циклоне. Пыль направляется в бункер, из которого специальными питателями подается в пылепроводы. Увлажненный воздух после циклона имеет температуру  $80-100^\circ\text{C}$  и содержит около 10—15% самой мелкой угольной пыли. Его нельзя выбрасывать в дымовую трубу, поэтому мельничным вентилятором его подают в короб первичного воздуха, откуда он распределяется по пылепроводам (рис. 3.3,а). Число пылепроводов и питателей пыли равно количеству горелок парового котла.

Наличие пылевого бункера снимает необходимость согласования производительности мельницы и котла. Каждый из этих агрегатов может работать с наилучшей нагрузкой. Мельничный вентилятор создает разрежение в системе, что исключает выброс пыли в окружающую среду. Для исключения присосов воздуха в местах, где пылесистема имеет открытый контакт

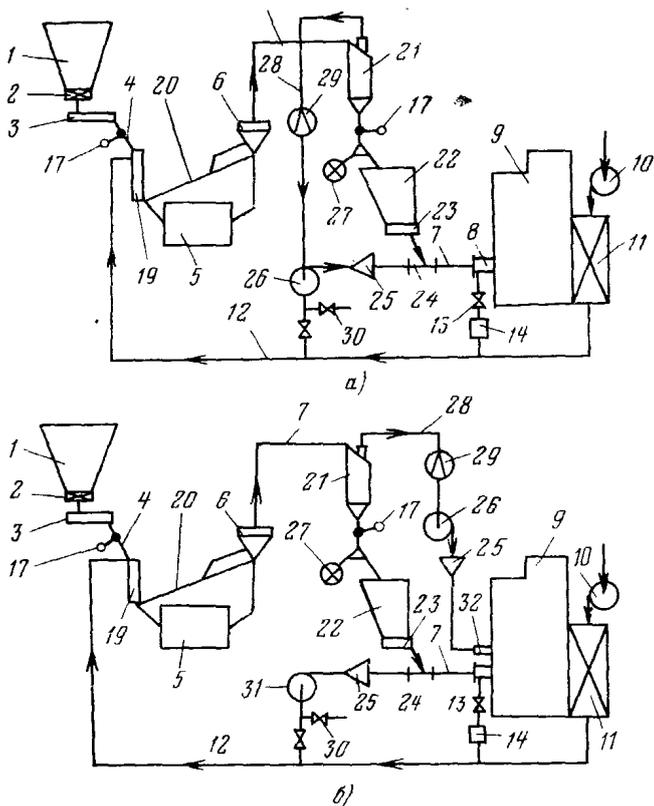


Рис. 3.3. Индивидуальная замкнутая схема пылеприготовления с промежуточным бункером пыли.

*а* — с подачи пыли сушильным агентом; *б* — с подачи пыли горячим воздухом и сбросом сушильного агента в топку. Обозначения 1—18 те же, что и на рис. 3.2, кроме того: 19 — устройство для сушки топлива; 20 — течка возврата грубых фракций; 21 — циклон; 22 — бункер пыли; 23 — питатель пыли; 24 — смеситель; 25 — короб первичного воздуха; 26 — мельничный вентилятор; 27 — реверсивный пылевой шнек; 28 — влажный сушильный агент с мелкой пылью; 29 — измеритель расхода; 30 — клапан присадки холодного воздуха; 31 — вентилятор горячего дутья; 32 — сбросная горелка.

с окружающей атмосферой (течка сырого топлива, течка пыли после циклона), установлены клапаны-мигалки, открывающиеся только в момент пропуска скопившейся массы топлива над клапаном.

При сжигании низкорекреационных топлив с малым выходом летучих веществ для облегчения процесса воспламенения угольной пыли необходимо обеспечить повышение температуры аэропыли. Это достигается в схеме с подачей пыли горячим воздухом (рис. 3.3, б). Кроме первичного воздуха, идущего в пылесистему в количестве 15—25%, другая часть горячего воздуха (20—25%) направляется в короб воздуха и затем в пылепроводы специальным вентилятором горячего дутья (ВГД). В этом случае температура аэропыли будет близка к температуре горячего воздуха. Однако воздуха, поступающего в этом случае в горелки, недостаточно для полного горения топлива. Поэтому низкотемпературный увлажненный первичный воздух с небольшим содержанием тонкой угольной пыли после циклона также приходится направлять в зону горения через специальные сбросные горелки или в кольцевой канал по периферии основных горелок.

Регулирование производительности парового котла обеспечивается в этой схеме питателями за счет запаса пыли в бункере. Обычно две пылесистемы обслуживают один корпус парового котла. Производительность их по

топливу на 15—20% больше максимального расхода топлива на котел. Поэтому часть времени в работе остается одна пылесистема. В схеме предусмотрена возможность переброса части готовой пыли в бункера других пылесистем через реверсивный шнек, что обеспечивает маневренность в использовании оборудования. Запас пыли в бункерах позволяет кратковременно остановить обе мельницы для осмотра и ремонта.

Недостатки схемы пылеприготовления с промежуточным бункером заключаются в сложности и громоздкости оборудования, повышенном сопротивлении пылесистемы и расходе электроэнергии на пылетранспорт, росте пожаро- и взрывоопасности в связи с хранением большого количества сухой угольной пыли. Однако благодаря указанным особенностям данной схемы она надежно обеспечивает паровые котлы угольной пылью и поэтому нашла широкое применение.

Отмеченные недостатки указанной схемы особенно сильно проявляются при эксплуатации современных котлов большой мощности. В последнее время в ВТИ разработана новая система подачи угольной пыли к горелкам с высокой концентрацией ее в пылепроводе. Вместо обычной концентрации пыли в потоке первичного воздуха  $\mu_1=0,4\pm 0,6$  кг пыли на 1 кг воздуха по новому методу подача пыли производится сжатым воздухом при небольшом его расходе (0,1—0,3% общего расхода воздуха в горелки) и концентрации пыли 30—60 кг/кг воздуха. Наличие небольшого количества воздуха создает достаточно высокую текучесть пыли по трубопроводам малого диаметра (диаметр 60—90 мм). Распыл подаваемой в горелку пыли производится горячим воздухом. При этом ликвидируется громоздкая система пылепроводов диаметром 300—500 мм от бункеров пыли к горелкам котла, обеспечивается равномерность раздачи пыли по всем горелкам, резко снижается удельный расход энергии на пневмотранспорт и создается возможность регулировать расход первичного воздуха в зависимости от нагрузки, что ранее было невозможно по условиям транспорта пыли.

**Пылеприготовление с разомкнутой схемой сушки.** Разомкнутая схема пылеприготовления применяется только при сжигании топлива с приведенной влажностью  $W^п > 3,6\% \times \text{кг/МДж}$ . Усложнение и удорожание схемы компенсируется при этом повышением КПД парового котла за счет уменьшения потери теплоты с уходящими газами и снижения недожога топлива в топочной камере. Сушка сильновлажного топлива обеспечивается высокотемпературным агентом — продуктами сгорания, отбираемыми в количестве 6—10% объема газов температурой 400—450°C из газохода за экономайзером (рис. 3.4), либо смесью горячего воздуха и топочных газов (температура смеси 500—600°C).

Отработавший сушильный агент после циклона вместе с неуловленными мельчайшими фракциями топлива (около 10%) поступает на вторую ступень пылеулавливания. Здесь для

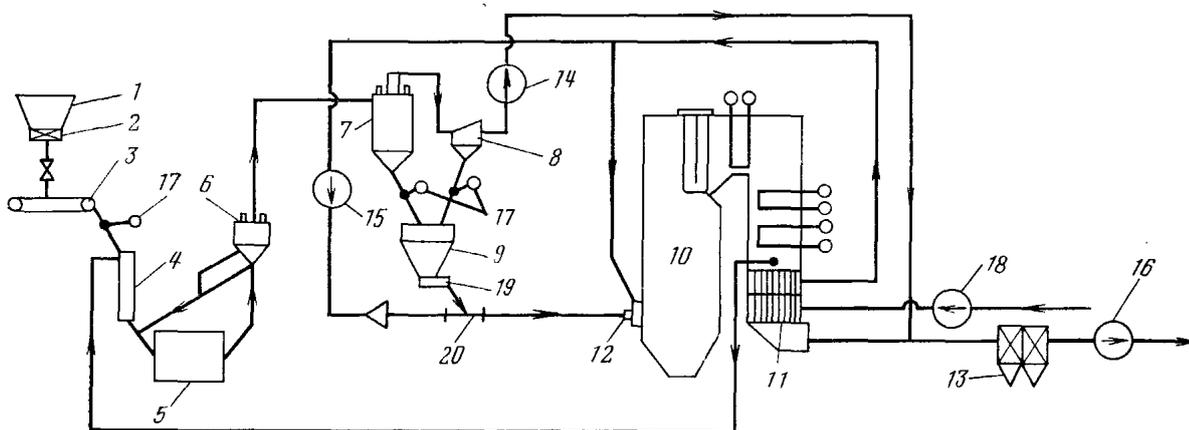


Рис. 3.4. Разомкнутая схема пылеприготовления с газовой сушкой топлива.

1 — бункер сырого топлива; 2 — отсекающий шибер; 3 — питатель сырого угля; 4 — смеситель газов и сырого топлива; 5 — углеразмольная мельница; 6 — сепаратор пыли; 7 — циклон; 8 — пылеуловитель; 9 — бункер пыли; 10 — паровой котел; 11 — воздухоподогреватель; 12 — горелка; 13 — основные электрофильтры; 14 — мельничный вентилятор; 15 — вентилятор горячего дутья; 16 — дымосос; 17 — клапан-мигалка; 18 — дутьевой вентилятор; 19 — питатель пыли; 20 — смеситель пыли с воздухом.

отделения угольной пыли применяют батарейные циклоны (набор из 150—250 циклонных элементов малого диаметра), электрофильтры или матерчатые рукавные фильтры. Уловленная пыль по течкам самотеком подается в промежуточный пылевой бункер, а сушильный агент после пылеуловителей сбрасывается в основные электрофильтры котельной установки и соединяется с уходящими газами. Транспорт сушильного агента обеспечивается мельничным вентилятором, а подача первичного воздуха — вентилятором горячего дутья.

В результате применения разомкнутой схемы сушки топлива его качество существенно улучшается, растет эффективность сжигания топлива. Уменьшается объем продуктов сгорания в газоходах котла, что обеспечивает снижение аэродинамического сопротивления и температуры уходящих газов.

Существенным недостатком разомкнутой схемы является потеря части фракций топлива с выбрасываемым сушильным агентом и повышенные расходы энергии на удаление и очистку влажного сушильного агента. Несмотря на систему громоздких пылеуловителей, примерно 1—2% топлива теряются для сжигания, что приводит к загрязнению окружающей среды. При неналаженной системе работы пылеуловителей и высокой влажности сушильного агента потери могут сильно возрасти. Это органичивает применение схемы только для весьма влажных топлив, которые обычными способами сжигать не экономично.

### 3.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ УГОЛЬНОЙ ПЫЛИ.

#### ОПТИМАЛЬНАЯ СТЕПЕНЬ РАЗМОЛА

Полученная после размола в мельнице угольная пыль представляет собой полидисперсный порошок с размером частиц до 300—500 мкм, а при грубом размоле бурых углей —

до 1 мм. Мельчайшие пылинки адсорбируют на своей поверхности значительное количество воздуха. Свеженасыпанная пыль имеет плотность  $\rho_{\text{нас}} = 500 + 600 \text{ кг/м}^3$ ; со временем она слеживается и плотность увеличивается до 800—900 кг/м<sup>3</sup>. В смеси с воздухом пыль обладает высокой текучестью и легко транспортируется по трубопроводам.

**Ситовой анализ пыли.** Качество пыли характеризуется тонкостью размола и соотношением фракций. Эти характеристики определяют методом ситового анализа. Для этого отобранную порцию пыли просеивают через 4—5 сит с постепенно убывающим размером ячеек сита. В энергетике СССР сито характеризуется размером его ячейки в свету, выраженным в микрометрах. По принятой методике ситового анализа пыли за суммарный остаток на сите принимают общее количество частиц с размером больше, чем размер ячейки данного сита  $x$ , мкм, и выражают его в процентах первоначальной массы навески. Этот остаток обозначают через  $R_x$ . Сюда входит как остаток пыли на данном сите, так и на расположенных выше ситах с большим размером ячейки.

С помощью сит возможно рассеивать только пыль с размером зерен более 40 мкм. Мелкие фракции легко цепляются за шероховатости материала сетки, механически соединяются друг с другом. Поэтому анализ фракционного состава мельчайшей пыли производят методом отвеивания на воздушном классификаторе.

Для наглядности и удобства использования результаты отсева пыли изображают графически в виде *зерновой характеристики пыли*. Если по оси абсцисс отложить размеры ячеек сит  $x$ , а по оси ординат суммарные остатки на ситах  $R_x$ , то такая характеристика

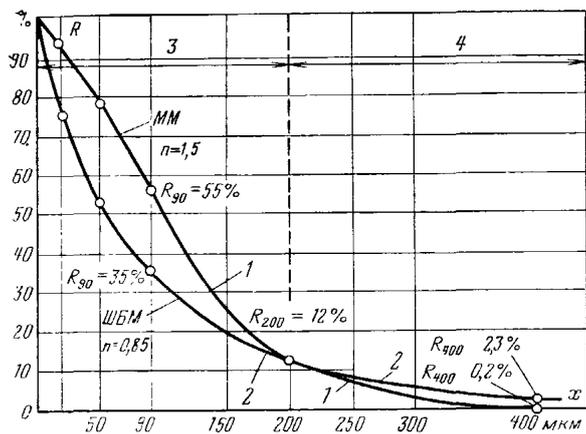


Рис. 3.5. Полные зерновые характеристики пыли бурого угля, полученной на двух типах мельниц.  
1 — размол в молотковой мельнице; 2 — размол в шаровой барабанной мельнице; 3 — область тонких фракций пыли; 4 — то же грубых.

называется *интегральной зерновой характеристикой* или характеристикой полных остатков (рис. 3.5). Характеристика строится с применением стандартного набора сит и метода воздушной классификации в области мельчайших фракций. Такой анализ пыли довольно длителен и громоздок.

Анализ многочисленных зерновых характеристик размолы различных видов топлива показал, что все кривые описываются уравнением

$$R_x = 100e^{-bx^n}, \quad (3.2)$$

где  $b$  и  $n$  — постоянные для данного топлива и данного метода величины, которые оказываются неизвестными при размолы свежей пыли (их можно определить, сделав рассев навески пыли на двух ситах; чаще всего в этих целях используют сита с размером ячейки  $x=90$  и  $200$  мкм).

Очень большое значение имеет коэффициент  $n$ , называемый *коэффициентом полидисперсности пыли*. Он характеризует структуру пыли, ее распределение по фракциям. Это видно, если продифференцировать по  $x$  уравнение (3.2):

$$y = -\frac{dR_x}{dx} = 100bnx^{n-1}e^{-bx^n} = R_x bnx^{n-1}. \quad (3.3)$$

Тогда ордината  $y$ , %/мкм, на графике (рис. 3.6) характеризует процентное содержание пылинок размером  $x$ . При  $n > 1$  кривая имеет максимум в зоне  $x=15+25$  мкм. В такой пыли оказывается относительно мало мельчайших фракций. При  $n=1$  и  $n < 1$ , наоборот, наибольшее количество частиц пыли приходится на очень мелкие фракции. Потери от механического недожога в топке в основном зависят от количества крупных частиц в пыли (размером более 250 мкм).

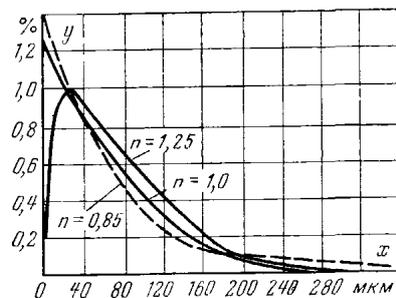


Рис. 3.6. Дифференциальные кривые распределения частиц пыли по фракциям.

**Затраты энергии на размол пыли.** При измельчении того или другого материала можно установить определяющие величины, которые могут достаточно точно характеризовать затраты энергии на размол. Применительно к размолу топлива в мельницах используют закон Риттингера, который формулируется следующим образом: работа, затраченная на измельчение материала, пропорциональна вновь полученной поверхности

$$\mathcal{E} = \frac{N}{B} = A(f_{пл} - f_{др}), \quad (3.4)$$

где  $\mathcal{E}$  — энергия, затраченная на размол топлива, кВт·ч/кг;  $N$  — мощность, расходуемая на измельчение топлива, кВт;  $B$  — производительность углеразмольной мельницы, кг/ч;  $f_{др}$ ,  $f_{пл}$  — первоначальная поверхность 1 кг топлива (дробленки) и конечная поверхность полученного 1 кг пыли, м<sup>2</sup>/кг;  $A$  — удельный расход электроэнергии на измельчение материала, отнесенный к 1 м<sup>2</sup> вновь образующейся поверхности, кВт·ч/м<sup>2</sup>.

Реально поверхность  $f_{пл} \gg f_{др}$  и выражение (3.4) можно упростить:

$$\mathcal{E} \approx Af_{пл}. \quad (3.5)$$

Удельный расход энергии  $A$  определен для большинства видов топлива, поэтому можно рассчитать затраты энергии на размол топлива, если будет известна поверхность пыли.

**Поверхность пыли.** Теоретическую поверхность пыли, состоящей из пылинок различных размеров, согласно рис. 3.6 при заданном коэффициенте полидисперсности  $n$ , но имеющей форму шара или куба, можно определить по следующей упрощенной формуле:

$$f_{\tau} = \frac{450 \cdot 10^3}{\rho_{\tau л}} \frac{1}{n} \left( 10 \frac{100}{R_{90}} \right)^{1/n}, \quad (3.6)$$

где  $\rho_{\tau л}$  — удельная плотность размалываемого топлива, кг/м<sup>3</sup>; обычно  $\rho_{\tau л} = 1700+1840$  кг/м<sup>3</sup>.

Для определения действительной поверхности в расчет вводится коэффициент формы частиц  $k_{\phi}$ . Среднее значение коэффициента формы для угольной пыли принимают  $k_{\phi} = 1,75$ , тогда действительная поверхность пыли  $f_{пл} = k_{\phi} f_{\tau}$ .

В основном поверхность пыли определяет ее мелкими фракциями. Возникновение ме-

ханического недожога топлива в камерной топке связано, как правило, с содержанием грубых фракций (более 250—300 мкм для антрацитов и каменных углей с выходом летучих веществ  $V^r < 25\%$  и более 500—600 мкм при  $V^r > 30\%$ ). Из этого следует, что желательнее иметь пыль с показателем  $n > 1$ , с незначительным количеством фракций малых размеров (менее 25 мкм) и малым содержанием грубых фракций.

**Влажность пыли.** Важной характеристикой пыли является ее влажность  $W_{пл}$ , %. Повышение влажности пыли сверх рекомендуемых значений ведет к снижению производительности котла, к затруднениям транспорта пыли: потеря текучести и слеживание пыли в бункерах, забивание пылепитателей, замазывание течек и т. п. Вместе с тем пересушенная пыль бурых и каменных углей склонна к самовозгоранию при доступе воздуха в местах ее хранения или скопления, а пылевоздушная смесь взрывоопасна. Определяющей величиной для выбора влажности пыли принята гигроскопическая влажность топлива  $W_{гг}$  (см. § 2.3).

**Взрываемость пыли.** Взрыв в объеме, заполненном взвешенной в воздухе угольной пылью, будет тем интенсивнее, чем больше удельная поверхность пыли (чем мельче фракции) и чем выше выход летучих веществ. Существенное значение имеет температура смеси. Наиболее опасными являются концентрации пыли от 0,3 до 0,6 кг на 1 м<sup>3</sup> воздуха.

Воспламенение объема аэропыли сопровождается резким ростом температуры и давления. Оборудование пылесистем не рассчитано на восприятие давления взрыва. Для уменьшения силы взрыва служат предохранительные клапаны, которые при росте давления выбрасывают часть смеси из системы. Предельное содержание  $O_2$  в сушильном агенте, ниже которого топливная пыль не взрывается, составляет для торфяной и сланцевой пыли 16%, бурых углей 18%, каменных углей 19%. Уменьшение содержания  $O_2$  достигается за счет использования для сушки топлива смеси горячего воздуха с продуктами сгорания. Вероятность взрыва также снижается по мере уменьшения выхода летучих веществ из топлива. При их выходе менее 8% топливо становится невзрывоопасным. Высокая температура пылевоздушного потока способствует образованию взрывоопасной смеси, поэтому температура аэропыли за мельницей также строго регламентирована. Для пыли большинства топлив она не должна превышать 70—80°C (топливо с большим выходом летучих веществ), в других случаях — не выше 130°C.

**Оптимальная степень размола.** Для оценки размольных свойств топлива введено понятие о лабораторном относительном коэффициенте размолоспособности  $k_{л.о.}$ , под которым понимают отношение удельных расходов электроэнергии при размоле в стандартной лабораторной мельнице эталонного (твердого) и испытуемого топлива при условии, что оба топлива имеют одинаковый начальный размер частиц и одинаковую характеристику размо-

лотой пыли, т. е.

$$k_{л.о.} = \frac{\mathcal{E}_{эт}}{\mathcal{E}_{исп.}} \quad (3.7)$$

В промышленных углеразмольных мельницах условия размола топлива отличаются от лабораторных начальной влажностью и крупностью поступающего топлива, поэтому коэффициент размолоспособности рабочего топлива  $k_{рзм}$  отличается от лабораторного  $k_{л.о.}$

Из формулы (3.4) следует, что угрубление размола пыли обеспечивает экономию энергии на пылеприготовление  $\Delta \mathcal{E}_{пл}$ , но неизбежное увеличение в такой пыли крупных фракций ведет к затягиванию процесса горения в топке и росту потерь с недожогом топлива  $\Delta B_{тл.}$ . Следовательно, для каждого вида топлива с учетом его характеристик должна существовать область оптимальных значений тонкости размола, когда сумма затрат на размол этого топлива в мельнице  $\mathcal{E}_m$  и стоимость потерь от механического недожога его в топочной камере  $q_{тл}$  будут минимальными. Если выразить эти величины в одних единицах измерения, например в рублях на тонну пыли, то можно произвести их сопоставление на одном графике (рис. 3.7). Оценку тонкости размола пыли обычно производят по остатку на сите  $R_{90}$ . Для нахождения экономически выгодного значения  $R_{90}^{opt}$  проводят совместные испытания парового котла и системы пылеприготовления при разной степени размола топлива.

Более существенное влияние на выбор  $R_{90}^{opt}$  оказывают выход летучих веществ  $V^r$ , тип мельницы и сепаратора пыли. Влияние последних выражается через коэффициент полидисперсности  $n$ . Экономически выгодную тонкость размола топлива оценивают по формуле,

$$R_{90}^{opt} = 4 + 0,8nV^r. \quad (3.8)$$

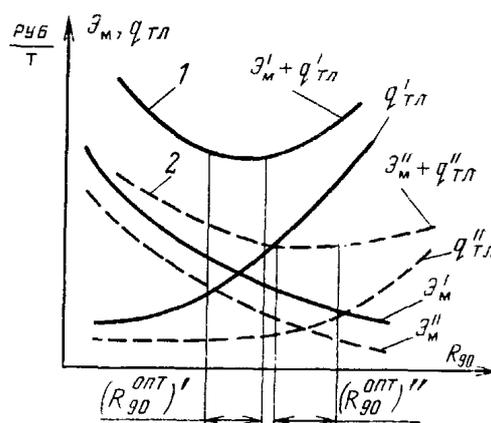


Рис. 3.7. Определение оптимальной степени размола топлива.  
1 — топливо с малым  $V^r$  и низким  $k_{л.о.}$ ; 2 — топливо с более высокими  $V^r$  и  $k_{л.о.}$

## Отпуск тепла с электростанции тепловому потребителю

Отпуск тепла промышленным предприятиям на технологические нужды

Тепло на технологические нужды подается потребителю обычно с паром, отбираемым либо непосредственно от паротурбинной установки (из производственного отбора или из потока отработавшего пара турбин с противодавлением), либо от специальных аппаратов, называемых *паропреобразователями*. В схемах с паропреобразователями отбираемый от турбины пар конденсируется в греющих элементах этих аппаратов, а образовавшийся конденсат возвращается в систему регенеративного подогрева питательной воды станции. Потребителю тепла при этом подается вторичный пар, который генерируется в паропреобразователе из поступающей в него химически обработанной воды.

Если давление пара, подаваемого на технологические нужды, равно  $p_{\text{шт}}$ , а давление в отборе  $p_{\text{отб}}$ , то для того чтобы создать в греющих элементах паропреобразователя необходимый температурный перепад  $\Delta t_{\text{шт}}$  должно быть  $p_{\text{отб}} > p_{\text{шт}}$ , и, следовательно, такая схема связана с недовыработкой электроэнергии. Однако при этом на электростанции сохраняется весь конденсат, образовавшийся из пара, отведенного от отборов турбины к паропреобразователям.

Уменьшение электрической мощности установки при работе по схеме с паропреобразователем по сравнению со схемой, при которой

пар отводится к потребителю непосредственно от отбора, определяется выражением (кВт)

$$\Delta N_a = D_{\text{пп}} (i_{\text{отб}} - i_{\text{пп}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}, \quad (7.1)$$

где  $D_{\text{пп}}$  — производительность паропреобразователей, кг/с;  $i_{\text{отб}}$ ,  $i_{\text{пп}}$  — соответственно энтальпия пара в отборе и после паропреобразователя, кДж/кг.

Когда промышленный потребитель возвращает весь образовавшийся у него конденсат, применять паропреобразователи, конечно, не имеет смысла. Однако нередко большая часть конденсата теряется у потребителя или возвращаемый обратный конденсат не пригоден для питания котлов или ПГ электростанции.

Когда имеются большие потери пара и конденсата у промышленного потребителя тепла, можно либо возместить эти потери обессоленной водой (получаемой термическим или химическим методом), либо направлять пар к потребителю от паропреобразователей. В схеме с паропреобразователями внешние потери на балансе пара и конденсата непосредственно на электростанции не отражаются. Загрязненный обратный конденсат либо очищают химическими методами, либо используют в качестве питательной воды паропреобразователей. Таким образом, при проектировании паротурбинной установки с отпуском тепла на технологические нужды имеется возможность применить схему, по которой пар отпускается непосредственно от отбора турбины, а потери его восстанавливаются одним из названных методов, либо подавать пар потребителю от паропреобразователей.

Очевидно, что выбор той или иной схемы может быть проведен по данным технико-экономических расчетов. При этом всегда следует иметь в виду, что при термическом методе подготовки добавочной воды дистиллят, полученный на испарителях, включенных в систему регенеративного подогрева питательной воды по применяющейся в настоящее время схеме (без потерь тепловой экономичности, см. гл. 9), дешевле конденсата, сохраненного в системе электростанции с помощью паропреобразователей, так как производство дистиллята испарителями в этом случае не связано с невыработкой электроэнергии. Однако таким путем можно получить ограниченное количество дистиллята, которым обычно компенсируют лишь внутренние потери электростанции. Когда наряду с внутренними имеются внешние потери, в схеме с паропреобразователями производительность их  $D_{\text{пп}}$  не должна превышать общих потерь пара и конденсата. При этом, если имеется возможность восстанавливать внутренние потери с помощью испарителей, включенных в систему регенеративного подогрева воды, ею следует воспользоваться.

Производительность паропреобразователей  $D_{\text{пп}}$  в этом случае будет равна внешним потерям  $D_{\text{внеш}}$ . Когда испарители не устанавливаются,  $D_{\text{пп}} = D_{\text{вн}} + D_{\text{внеш}}$ . В последнем случае можно также часть вторичного пара паропреобразователей (компенсирующую внутренние потери  $D_{\text{вн}}$ ) конденсировать на поверхностях, включенных в систему регенеративного подогрева питательной воды ПГ (котельных установок) по схеме без потерь тепловой экономичности.

Схема включения паропреобразователей приведена на рис. 7.1 Пар от регулируемого отбора турбины по линии 1 направляется в пароперегреватель 3, пройдя пароперегреватель, пар поступает в греющую секцию паропреобразователя 4. Для того чтобы не прерывать подачу пара тепловому потребителю при останове турбины, обычно к паропреобразователям подводится также резервная линия греющего пара от редуционно-охладительной установки (на схеме не показана). Химически обработанная вода подается в паропреобразователь из деаэратора 10 насосом 8. Образующийся в паропреобразователе пар, пройдя перегреватель, направляется по линии 2 к потребителю. Конденсат греющего пара поступает через охладитель конденсата 5 по линии 6

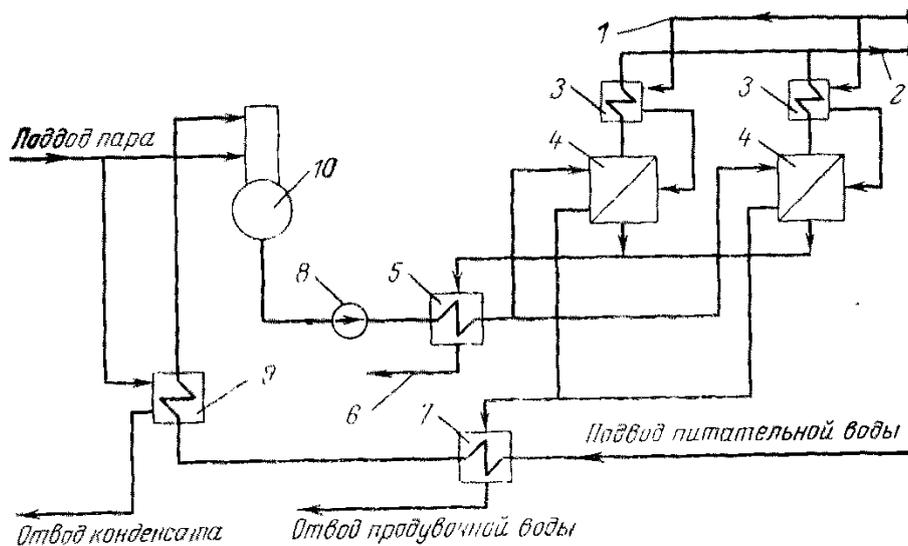


Рис. 7.1. Схема включения паропреобразователей.

в деаэратор питательной воды котлов (ПГ). Позиции 7 и 9 на рисунке — охладитель продувки и подогреватель питательной воды паропреобразователя.

Обычно тепло с паром подается промышленным предприятиям, находящимся вблизи электростанции, и давление пара не превышает 1,6 МПа. Когда пар отпускается из отборов, параметры его соответствуют параметрам в отборах; в паропреобразователе вторичный пар перегревается примерно на 25°C в отдельном пароперегревателе. Можно полагать, что крупные АТЭЦ не будут работать по одноконтурным схемам. Однако даже при двухконтурной схеме, когда применяется реактор с водой под давлением, нельзя отводить пар потребителю непосредственно из отбора турбины, так как при появлении протечек радиоактивный пар может попасть к потребителю. На такой АТЭЦ отпуск пара может проводиться только через паропреобразователи. При трехконтурной схеме радиоактивные вещества даже при появлении протечек в ПГ в рабочую среду попасть не могут. Поэтому здесь пар может подаваться потребителю непосредственно от турбины. Так, на АЭС в г. Шевченко, где установлен реактор на быстрых нейтронах с натриевым теплоносителем, пар, отработавший в турбинах, подается на опреснительные установки, на которых производится дистиллят из морской воды.

## Энергетические показатели тепловой электростанции

### Расчёт простейшей паросиловой установки

**Задача 1.1.** Определить расход пара и термический КПД паротурбинной электростанции мощностью  $N_3 = 12$  МВт с начальными параметрами пара  $p_0 = 3,5$  МПа;  $t_0 = 435^\circ$  С; давление в конденсаторе  $p_k = 5$  кПа; внутренний относительный КПД турбины  $\eta_{oi} = 0,82$ ; электромеханический КПД  $\eta_{эм} = 0,92$ .

**Решение.** Расход пара в паровой турбине связан с мощностью [10]

$$N_3 = D(h_0 - h_{кс}) \eta_{oi} \eta_{эм}, \quad (1.1)$$

где  $N_3$  — электрическая мощность турбогенератора, кВт;  $D$  — расход пара на турбину при работе без отборов, кг/с;  $h_0$ ,  $h_{кс}$  — энтальпия пара соответственно в начальной точке (перед турбиной) и в конце изэнтропного расширения (в конденсаторе), кДж/кг.

По заданным начальным и конечным параметрам  $p_0$ ,  $t_0$ ,  $p_k$  можно определить значения  $h_0$  и  $h_{кс}$  либо аналитически с помощью термодинамических функций, либо по таблицам и диаграммам водяного пара. Последний метод для решения простых прикладных задач требует меньших затрат времени. При решении задачи применен метод с использованием таблиц и диаграмм [11]. На рис. 1.1 показан процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме водяного пара. Точку 0 находят в поле диаграммы на пересечении начальной изобары  $p_0$  и начальной изотермы  $t_0$  (заданы в условиях задачи). В точке 0 определяют начальную энтальпию  $h_0 = 3303$  кДж/кг и энтропию  $s_0 = 6,9589$  кДж/кг. От точки 0 строят изэнтропный процесс расширения пара в проточной части турбины ( $s_0 = \text{const}$ ) до пересечения с конечной изобарой  $p_k$ . В точке пересечения определяют  $h_{кс} = 2124$  кДж/кг — энтальпию пара в конце расширения. На рис. 1.1 так же показан действительный процесс расширения пара с учетом потерь, характеризуемых КПД  $\eta_{oi}$ . Для построения действительного процесса находят конечную энтальпию

$$h_k = h_0 - (h_0 - h_{кс}) \eta_{oi} = 3303 - (3303 - 2124) \cdot 0,82 = 2336 \text{ кДж/кг.}$$

На пересечении изобары  $p_k$  и энтальпии  $h_k$  находят конечную точку процесса  $K$  и соединяют ее с начальной точкой 0. Зная энтальпию  $h_0$ ,  $h_{кс}$ , по заданной мощности  $N_3$  находят расход пара на турбогенератор, используя формулу (1.1):

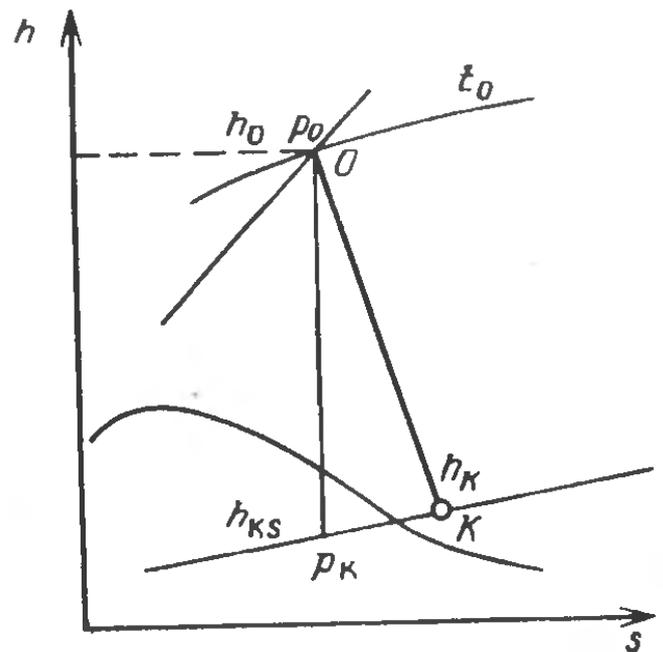
$$D = \frac{N_3}{(h_0 - h_{кс}) \eta_{oi} \eta_{эм}} = \frac{12 \cdot 10^3}{(3303 - 2124) \cdot 0,82 \cdot 0,92} = 13,49 \text{ кг/с.}$$

Для определения термического КПД цикла без учета работы питательного насоса необходимо определить энтальпию конденсата

Рис. 1.1. Процесс расширения пара в турбине в  $h, s$ -диаграмме

на выходе из конденсатора паровой турбины  $h'_k$ . Если считать, что конденсат в конденсаторе не переохлаждается, то значение энтальпии жидкости  $h'_k = h_k$  находят по давлению в конденсаторе  $p_k$ , пользуясь таблицами свойств водяного пара [11]; при  $p_k = 5$  КПа  $h'_k = 137,8$  кДж/кг. Термический КПД цикла Ренкина

$$\eta_t = \frac{h_0 - h_{ks}}{h_0 - h'_k} = \frac{3303 - 2124}{3303 - 137,8} = 0,372.$$



### Домашнее задание

1. Законспектировать представленный на занятии материал.
2. Определить мощность и термический КПД идеального цикла Ренкина для своего варианта ЛР2, используя  $h,s$ -диаграмму, таблицы теплофизических свойств воды или программу WaterSteamPro. (Диаграммой и таблицами можно воспользоваться в читальном зале - в нашем)
3. Проверить расчёты используя сайт: <http://tw.t.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/h-s-Exp.xmcd>
4. Результаты представить в виде численных расчётов и  $h,s$ -диаграммой.

<http://tw.t.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/.%5C..%5C..%5C..%5CTTHB%5C2%5CThermCycleMCS.html>

Расчетный сервер [НИУ МЭИ](#)

[http://tw.t.mpei.ac.ru/ochkov/VPU\\_Book\\_New/mas/index.html](http://tw.t.mpei.ac.ru/ochkov/VPU_Book_New/mas/index.html)

Приложение к практике

Таблица перевода единиц измерения давления. Па; МПа; бар; атм; мм рт.ст.; мм в.ст.; м в.ст., кг/см<sup>2</sup>

Для того, чтобы перевести давление в единицах:	В единицы:							
	Па (Н/м <sup>2</sup> )	МПа	бар	atmosphere	мм рт. ст.	мм в.ст.	м в.ст.	кгс/см <sup>2</sup>
	Следует умножить на:							
Па (Н/м <sup>2</sup> )	1	1*10 <sup>-6</sup>	10 <sup>-5</sup>	9.87*10 <sup>-6</sup>	0.0075	0.1	10 <sup>-4</sup>	1.02*10 <sup>-5</sup>
МПа	1*10 <sup>6</sup>	1	10	9.87	7.5*10 <sup>3</sup>	10 <sup>5</sup>	10 <sup>2</sup>	10.2
бар	10 <sup>5</sup>	10 <sup>-1</sup>	1	0.987	750	1.0197*10 <sup>4</sup>	10.197	1.0197
атм	1.01*10 <sup>5</sup>	1.01*10 <sup>-1</sup>	1.013	1	759.9	10332	10.332	1.03
мм рт. ст.	133.3	133.3*10 <sup>-6</sup>	1.33*10 <sup>-3</sup>	1.32*10 <sup>-3</sup>	1	13.3	0.013	1.36*10 <sup>-3</sup>
мм в.ст.	10	10 <sup>-5</sup>	0.000097	9.87*10 <sup>-5</sup>	0.075	1	0.001	1.02*10 <sup>-4</sup>
м в.ст.	10 <sup>4</sup>	10 <sup>-2</sup>	0.097	9.87*10 <sup>-2</sup>	75	1000	1	0.102
кгс/см <sup>2</sup>	9.8*10 <sup>4</sup>	9.8*10 <sup>-2</sup>	0.98	0.97	735	10000	10	1

## Основное тепловое оборудование электростанции

Расчёт паросиловой установки с регенеративным отбором

**Задача 1.2.** Как изменится расход пара на турбину (см. предыдущую задачу), если будет применен регенеративный подогрев питательной воды паром из отбора турбины  $p_{отб}=0,1$  МПа в смешивающем подогревателе до температуры  $t_{п.в}=100$  С? Определить также, как изменится термический КПД цикла с введением регенеративного подогрева.

**Решение.** Расход пара на турбину с отбором при той же электрической мощности  $N_э=12$  МВт  $= idem$  находится по формуле проф. В. И. Гриневецкого [10]:

$$D_T = D + yD_{отб} = \frac{N_э}{(h_0 - h_{кс})\eta_{oi}\eta_{эм}} + \frac{h_{отб} - h_k}{h_0 - h_k} D_{отб}, \quad (1.2)$$

где  $y = (h_{отб} - h_k) / (h_0 - h_k)$  — коэффициент недовыработки мощности паром турбины;  $D_{отб}$  — расход пара из отбора турбины на регенеративный подогрев конденсата.

Отбор  $D_{отб}$  обычно выражают в долях расхода пара на турбину  $D_{отб} = \alpha D_T$ , где  $\alpha$  — доля отбора для смешивающего подогревателя. Эта доля определяется по тепловому балансу подогревателя и составляет

$$\alpha = (h'_{п.в} - h'_k) / (h_{отб} - h'_k).$$

Подставляя в (1.2) выражение для  $D_{отб}$ , находим

$$D_T = D + yD_{отб} = D + y\alpha D_T;$$

$$D_T = D / (1 - \alpha y).$$

Таким образом, расход пара на турбину с отбором находят через ранее известное значение расхода пара на турбину  $D$  и значения  $\alpha$  и  $y$ .

Для определения  $y$  находят энтальпию пара в отборе  $h_{отб}$  и конечную энтальпию пара  $h_k$ , пользуясь таким же методом построения процесса расширения пара, как и в задаче 1.1:  $h_{отб} = 2653$  кДж/кг;  $h_k = 2336$  кДж/кг. Определяют значения  $\alpha$  и  $y$  по приведенным выше формулам, предварительно находя по таблицам воды и водяного пара  $h'_{п.в} = 413$  кДж/кг и  $h'_k = 137,7$  кДж/кг ( $t_{п.в} = 100$  С и  $t_k = 32,9$  С):

$$\alpha = \frac{h'_{п.в} - h'_к}{h_{отб} - h'_к} = \frac{413 - 137,7}{2653 - 137,7} = 0,109;$$

$$y = \frac{h_{отб} - h_к}{h_0 - h_к} = \frac{2653 - 2336}{3303 - 2336} = 0,328.$$

По известным значениям  $\alpha$ ,  $y$ ,  $D$  далее находят

$$D_{\tau} = \frac{D}{1 - \alpha y} = \frac{13,49}{1 - 0,109 \cdot 0,328} = 13,99 \text{ кг/с};$$

$$D_{отб} = \alpha D_{\tau} = 0,109 \cdot 13,99 = 1,53 \text{ кг/с}.$$

Проверка правильности решения:

$$D_{\tau} = D + y D_{отб} = 13,49 + 0,328 \cdot 1,53 = 13,99 \text{ кг/с}.$$

Термический КПД цикла с регенерацией

$$\eta_i^p = \frac{(h_0 - h_{кс})(1 - \alpha y)}{h_0 - h'_{п.в}} = \frac{(3303 - 2124)(1 - 0,109 \cdot 0,328)}{3303 - 413} = 0,393.$$

Относительный прирост КПД

$$\Delta \eta_i = \frac{\eta_i^p - \eta_i}{\eta_i} \cdot 100 = \frac{0,393 - 0,372}{0,372} \cdot 100 = 5,6\%.$$

Расчёт паросиловой установки с несколькими регенеративными отборами

...  $D_T = 40,0$  кг/с;  $\eta_t = 43\%$ .

**Задача 1.4.** Определить расход пара и термический КПД паротурбинной установки с параметрами  $p_0 = 4$  МПа;  $t_0 = 450^\circ \text{C}$ ;  $p_k = 4$  кПа с регенеративным подогревом конденсата в трех смешивающих подогревателях (рис. 1.2) до температуры питательной воды  $t_{п.в} = 150^\circ \text{C}$ ;  $\eta_{от} = 0,85$ ;  $\eta_{м} = 0,93$ ;  $N_s = 25$  МВт.

**Решение.** Задача решается таким же методом, что и задача 1.2. Предварительно определяют параметры и расходы отборов пара на регенерацию  $D_1, D_2, D_3$  в долях общего расхода пара на турбину  $D_T$ :

$$D_1 = \alpha_1 D_T; \quad D_2 = \alpha_2 D_T; \quad D_3 = \alpha_3 D_T.$$

Параметры отборов  $p_1, p_2, p_3$  и  $h_1, h_2$  и  $h_3$  определяют построением процесса расширения пара в  $h, s$ -диаграмме. Давления в отборах определяют по температурам насыщения в смешивающих подогревателях при заданном равномерном распределении подогрева по ступеням. Интервал регенеративного подогрева определяют заданной  $t_{п.в} = 150^\circ \text{C}$  и  $t_k = 28,6^\circ \text{C}$  при  $p_k = 4$  кПа. Интервал подогрева  $\Delta t = t_{п.в} - t_k = 150 - 28,6 = 121,4^\circ \text{C}$ . На ступень подогрева будет приходиться  $\Delta t_{ст} = \frac{\Delta t}{3} = \frac{121,4}{3} = 40,5^\circ \text{C}$ .

Температура насыщения третьего регенеративного отбора

$$t_{3н} = t_k + \Delta t_{ст} = 28,6 + 40,5 = 69,1^\circ \text{C}.$$



$$\alpha_1 = \frac{h'_{3н} - h'_{2н}}{h_3 - h'_{3н}} = \frac{628 - 458}{2908 - 628} = 0,0746,$$

где  $h'_{1н} = c_p t_{1н} = 4,19 \cdot 150 = 628$  кДж/кг;

$$y_1 = \frac{h_3 - h_k}{h_0 - h_k} = \frac{2908 - 2281}{3332 - 2281} = 0,597.$$

Определяют расход пара на турбину с учетом регенеративных отборов:

$$D_T = \frac{N_3}{(h_0 - h_k) \eta_{\text{м}} \left( 1 - \sum_{i=1}^n \alpha_i y_i \right)} = \frac{25000}{(3332 - 2281) \cdot 0,93 \cdot (1 - 0,0765 \times \rightarrow \\ \rightarrow \times 0,216 - 0,0747 \cdot 0,406 - 0,0746 \cdot 0,597)} = 28,4 \text{ кг/с.}$$

Термический КПД цикла с регенерацией

$$\eta_t^p = \frac{(h_0 - h_{кs}) \left( 1 - \sum_{i=1}^n \alpha_i y_i \right)}{h_0 - h_{п.в}} = \frac{(3332 - 2092) \cdot 0,908}{3332 - 628} = 0,416.$$

Термический КПД цикла без регенерации (для этих же параметров)

$$\eta_t^p = \frac{h_0 - h_{кs}}{h_0 - h'_k} = \frac{3332 - 2092}{3332 - 119,6} = 0,386.$$

Приращение КПД вследствие регенерации составит

$$\varepsilon = \frac{\eta_t^p - \eta_t}{\eta_t} = \frac{0,416 - 0,386}{0,386} = 0,0777 \text{ или } 7,77\%.$$

### 3. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ К ЛАБОРАТОРНЫМ ЗАНЯТИЯМ

Задачей преподавателя при проведении лабораторных работ является грамотное и доступное разъяснение принципов и правил проведения работ, побуждение студентов к самостоятельной работе, определения места изучаемой дисциплины в дальнейшей профессиональной работе будущего специалиста.

Цель лабораторной работы – научить студентов самостоятельно производить необходимые действия для достижения желаемого результата.

Прежде чем приступить к выполнению лабораторной работы, студенту необходимо ознакомиться с теоретическим материалом, соответствующим данной теме.

Выполнение лабораторной работы целесообразно разделить на несколько этапов:

- формулировка и обоснование цели работы;
- определение теоретического аппарата, применительно к данной теме;
- выполнение заданий;
- анализ результата;
- выводы.

Индивидуальные задания для лабораторных работ представлены конкретно-практическими и творческими задачами.

На первой ступени изучения темы выполняются конкретно-практические задачи, при решении которых формируется минимальный набор умений. Преподаватель опосредованно руководит познавательной деятельностью студентов, консультирует и подробно разбирает со студентами возникшие затруднения в ходе решения задачи, обращает внимание группы на возможные ошибки.

Вторая ступень изучения темы дифференцируется в зависимости от степени усвоения его обязательного уровня. Студенты, усвоив содержание типовых методов и приемов решения задач, приступают к решению творческих задач. Если уровень знаний и умений, демонстрируемых студентом при контрольном обследовании, не соответствует установленным требованиям, студент вновь возвращается к стандартным упражнениям, но под более пристальным наблюдением преподавателя.

После изучения отдельной темы курса дисциплины, каждый студент получает оценку по результатам выполнения лабораторных работ.

Начиная подготовку к лабораторному занятию, необходимо, прежде всего, указать студентам страницы в конспекте лекций, разделы учебников и учебных пособий, чтобы они получили общее представление о месте и значении темы в изучаемом курсе. Затем следует рекомендовать им поработать с дополнительной литературой, сделать записи по рекомендованным источникам.

Успешное выполнение лабораторных работ может быть достигнуто в том случае, если студент отчетливо представляет себе цель эксперимента и ожидаемые результаты, поэтому важным условием обстоятельности проводимых исследований является тщательная подготовка к каждой лабораторной работе.

На вводном занятии группа делится преподавателем на бригады (в составе двух–трех человек). За каждой бригадой закрепляется постоянное место на весь период работы в лаборатории. Состав бригад на следующих занятиях в течение семестра остаётся неизменным.

#### ***Подготовка к выполнению лабораторной работы***

Подготовка к лабораторной работе осуществляется студентом до аудиторных занятий в часы, отведенные на самостоятельную работу.

При подготовке к лабораторной работе студент должен:

- 1) внимательно ознакомиться с описанием соответствующей лабораторной работы и установить, в чём состоит цель и задача работы;
- 2) по лекционному курсу и рекомендованным литературным источникам изучить теоретическую часть, относящуюся к данной лабораторной работе;
- 3) ознакомиться с порядком выполнения работы;
- 4) выполнить предварительный теоретический расчет;

5) приготовить в рабочей тетради заготовку отчета лабораторной работы, которая должна содержать:

- титульный лист;
- название работы и её цель;
- план проведения опытов;
- тепловые схемы;
- таблицы для записи результатов опытов и расчетов;
- расчётные формулы, необходимые для промежуточных вычислений в процессе работы;
- выполненный предварительный теоретический расчет (если это предусмотрено данной лабораторной работой).

Студент обязан приходиться на занятие подготовленным. Наличие заготовки к лабораторной работе является обязательным условием допуска студента к выполнению лабораторной работы. Студенты, не готовые к занятиям, к выполнению лабораторной работы не допускаются.

#### ***Выполнение лабораторной работы***

Перед выполнением работы преподаватель проверяет степень подготовленности каждого студента. Критерием допуска к работе является: понимание студентом цели работы, знание метода и порядка выполнения экспериментов, а также представление об ожидаемых результатах.

За время, отведенное на выполнение лабораторной работы в лаборатории, студент должен:

- ознакомиться с алгоритмом проведения эксперимента.
- собрать в программе тепловую схему, используя методические рекомендации по работе программы.
- выполнить все опыты, и провести необходимые по ходу работы расчеты (остальные расчеты делаются позже при подготовке отчета по лабораторной работе).
- в конце занятия (или по завершению измерений), предъявить преподавателю результаты измерений для проверки. Для этого строят черновик полученной экспериментальной кривой. Если результат опыта не верен, опыт повторяется вновь. Если результаты удовлетворительны, преподавателем делается отметка о выполнении студентом лабораторной работы (ставится подпись и дата в отчете студента). Отчеты без подписи преподавателя в дальнейшем к зачёту не принимаются.

#### ***Оформление отчета и подготовка к защите лабораторной работы***

Оформление отчета и подготовка к защите лабораторной работы осуществляется студентом в часы, отведенные на самостоятельную работу. К следующему (после выполнения очередной лабораторной работы) занятию каждый студент должен предоставить отчет о выполненной лабораторной работе. Он составляется на основе записей в рабочей тетради и должен содержать:

- титульный лист;
- номер, название, цель работы и дату её выполнения;
- результаты измерений и вычислений в виде таблиц (или ином виде, согласно методическим рекомендациям к данной лабораторной работе);
- расчетные формулы, по которым производились вычисления с примером вычисления по каждой формуле;
- расчеты погрешностей измерений и записи результатов измерений с учетом погрешности (если это предусмотрено заданием на лабораторную работу);
- схемы, графики, диаграммы и т.п., в соответствии с заданием на лабораторную работу;
- основные выводы по результатам работы на основании сравнения полученных результатов с данными теоретических расчетов.

Графический материал к лабораторным работам (графики, диаграммы и т.п.) выполняется на миллиметровой бумаге карандашом с помощью чертежных принадлежностей.

Тепловые и гидравлические схемы вычерчиваются в соответствии с принятым ГОСТом и обозначениями.

Графики должны иметь размер не менее половины тетрадной страницы (не менее 10×10 см), выполняться в прямоугольной системе координат с соблюдением масштаба по координатным осям. Масштаб графиков должен быть удобным для построения и использования. Для этого следует брать в 1 см число измерительных единиц кратное 10 или одному из чисел ряда 1; 2; 2,5; 5. Произвольный перенос начала координат не допускается. Если через полученные опытные точки нельзя провести плавную кривую и при соединении получается зигзагообразная линия, то все-таки следует провести плавную линию, захватывающую наибольшее количество точек или занимающую среднее положение между ними.

После оформления отчета студент готовится к защите лабораторной работы, изучая теоретическую базу данной темы, ориентируясь на контрольные вопросы.

Защита выполненных лабораторных работ проводится преподавателем в устной (или в письменной) форме в виде ответов на вопросы по теме лабораторной работы, после чего выставляется оценка за выполнение лабораторной работы.

Студент должен регулярно отчитываться по выполненным лабораторным работам согласно установленному графику занятий. Лабораторная работа, пропущенная студентом, выполняется по согласованию с деканатом и преподавателем по дополнительному расписанию.

Тетрадь с отчетами выполненных работ предъявляется экзаменатору. Выполнение лабораторных работ и отчет по ним в полном объеме является обязательным условием допуска к экзамену по данной дисциплине.

Перечень лабораторных работ и материалы к ним приведены в учебном пособии [5].

#### 4.МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

Самостоятельная работа представляет собой особую, высшую степень учебной деятельности. Она обусловлена индивидуальными психологическими различиями обучающегося и личностными особенностями и требует высокого уровня самосознания, рефлексивности. Самостоятельная работа может осуществляться как во внеаудиторное время (дома, в лаборатории), так и на аудиторных занятиях в письменной или устной форме.

Самостоятельная работа обучающихся является составной частью учебной работы и имеет целью закрепление и углубление полученных знаний и навыков, поиск и приобретение новых знаний, в том числе с использованием автоматизированных обучающих систем, а также выполнение учебных заданий, подготовку к предстоящим занятиям, зачетам и экзаменам. Организуется, обеспечивается и контролируется данный вид деятельности студентов соответствующими кафедрами.

Самостоятельная работа предназначена не только для овладения каждой дисциплиной, но и для формирования навыков самостоятельной работы вообще, в учебной, научной, профессиональной деятельности, способности принимать на себя ответственность, самостоятельно решить проблему, находить конструктивные решения, выход из кризисной ситуации и т. д. Значимость самостоятельной работы выходит далеко за рамки отдельного предмета, в связи с чем выпускающие кафедры должны разрабатывать стратегию формирования системы умений и навыков самостоятельной работы. При этом следует исходить из уровня самостоятельности абитуриентов и требований к уровню самостоятельности выпускников, с тем чтобы за весь период обучения достаточный уровень был достигнут.

При проведении самостоятельной работы, связанной с проработкой теоретического материала, студентам предлагается законспектировать рассматриваемый вопрос, в случае необходимости задать возникшие вопросы на практическом занятии (лабораторной работе или на консультации).

При изучении дисциплины «Электротехника и электроника» практикуются следующие виды и формы самостоятельной работы студентов:

- выполнение лабораторных и практических работ;
- оформление отчётов;
- завершение практических работ;
- подготовка к устному опросу, к дискуссии
- подготовка к тестированию
- подготовка к письменной, контрольной работе, тестированию, контрольной точке;

Самостоятельная работа тесно связана с контролем (контроль также рассматривается как завершающий этап выполнения самостоятельной работы), при выборе вида и формы самостоятельной работы следует учитывать форму контроля.

Формы контроля при изучении дисциплины «Электротехника и электроника»:

- устный опрос;
- контрольная работа;
- контрольная точка;
- отчет;
- письменная работа;
- тестирование.

Самостоятельная работа проводится в виде подготовительных упражнений для усвоения нового, упражнений при изучении нового материала, упражнений в процессе закрепления и повторения, упражнений проверочных и контрольных работ, а также для самоконтроля.

Для организации самостоятельной работы необходимы следующие условия:

- готовность студентов к самостоятельному труду;
- наличие и доступность необходимого учебно-методического и справочного материала;
- консультационная помощь.

Самостоятельная работа может проходить в лекционном кабинете, лаборатории, компьютерном зале, библиотеке, дома. Самостоятельная работа тренирует волю, воспитывает работоспособность, внимание, дисциплину и т.д.

### **Рекомендации по организации аудиторной самостоятельной работы**

Аудиторная самостоятельная работа по дисциплине выполняется на учебных занятиях под непосредственным руководством преподавателя и по его заданию.

Основными видами аудиторной самостоятельной работы являются:

- выполнение лабораторных и практических работ по инструкциям; работа с литературой и другими источниками информации, в том числе электронными;
- само- и взаимопроверка выполненных заданий;

Выполнение лабораторных и практических работ осуществляется на лабораторных и практических занятиях в соответствии с графиком учебного процесса. Для обеспечения самостоятельной работы преподавателями разрабатываются методические указания по выполнению лабораторной/практической работы.

Работа с литературой, другими источниками информации, в т.ч. электронными может реализовываться на лекционных и практических занятиях. Данные источники информации могут быть представлены на бумажном и/или электронном носителях, в том числе, в сети Internet. Преподаватель формулирует цель работы с данным источником информации, определяет время на проработку документа и форму отчетности.

Само и взаимопроверка выполненных заданий чаще используется на лекционном, практическом занятии и имеет своей целью приобретение таких навыков как наблюдение, анализ ответов сокурсников, сверка собственных результатов с эталонами.

### **Рекомендации по организации внеаудиторной самостоятельной работы**

Внеаудиторная самостоятельная работа выполняется по заданию преподавателя, но без его непосредственного участия.

При предъявлении видов заданий на внеаудиторную самостоятельную работу рекомендуется использовать дифференцированный подход к уровню подготовленности обучающегося. Перед выполнением внеаудиторной самостоятельной работы преподаватель проводит консультацию с определением цели задания, его содержания, сроков выполнения, ориентировочного объема работы, основных требований к результатам работы, критериев оценки, форм контроля и перечня литературы. В процессе консультации преподаватель предупреждает о возможных типичных ошибках, встречающихся при выполнении задания.

Для методического обеспечения и руководства самостоятельной работой в образовательном учреждении разрабатываются учебные пособия, методические рекомендации по самостоятельной подготовке к различным видам занятий.

Самостоятельная работа может осуществляться индивидуально или группами студентов в зависимости от цели, объема, конкретной тематики самостоятельной работы, уровня сложности, уровня подготовленности обучающихся.

Видами заданий для внеаудиторной самостоятельной работы могут быть:

- для овладения знаниями: чтение текста (учебника, первоисточника, дополнительной литературы); составление плана текста; графическое изображение структуры текста; конспектирование текста; выписки из текста; работа со словарями и справочниками; учебно-исследовательская работа; использование аудио- и видеозаписей, компьютерной техники и Интернет-ресурсов и др.;
- для закрепления и систематизации знаний: работа с конспектом лекции (обработка текста); повторная работа над учебным материалом (учебника, первоисточника, дополнительной литературы, аудио- и видеозаписей); составление плана и тезисов ответа; составление таблиц, глоссария для систематизации учебного материала; изучение словарей, справочников; ответы на контрольные вопросы; аналитическая обработка текста (аннотирование, рецензирование, реферирование, контент-анализ и др.); подготовка сообщений к выступлению на семинаре, конференции; подготовка рефератов, докладов; составление библиографии, заданий в тестовой форме и др.;

– для формирования умений: решение задач и упражнений по образцу; решение вариативных задач и упражнений; составление схем; проектирование и моделирование разных видов и компонентов профессиональной деятельности и др.

Для обеспечения внеаудиторной самостоятельной работы по дисциплине преподавателем разрабатывается перечень заданий для самостоятельной работы, который необходим для эффективного управления данным видом учебной деятельности обучающихся.

Преподаватель осуществляет управление самостоятельной работой, регулирует ее объем на одно учебное занятие и осуществляет контроль выполнения всеми обучающимися группы. Для удобства преподаватель может вести ведомость учета выполнения самостоятельной работы, что позволяет отслеживать выполнение минимума заданий, необходимых для допуска к итоговой аттестации по дисциплине.

В процессе самостоятельной работы студент приобретает навыки самоорганизации, самоконтроля, самоуправления и становится активным самостоятельным субъектом учебной деятельности.

Обучающийся самостоятельно определяет режим своей внеаудиторной работы и меру труда, затрачиваемого на овладение знаниями и умениями по каждой дисциплине, выполняет внеаудиторную работу по индивидуальному плану, в зависимости от собственной подготовки, бюджета времени и других условий.

Ежедневно обучающийся должен уделять выполнению внеаудиторной самостоятельной работы в среднем не менее 3 часов.

При выполнении внеаудиторной самостоятельной работы обучающийся имеет право обращаться к преподавателю за консультацией с целью уточнения задания, формы контроля выполненного задания.

Контроль результатов внеаудиторной самостоятельной работы студентов может проводиться в письменной, устной или смешанной форме с представлением продукта деятельности обучающегося. В качестве форм и методов контроля внеаудиторной самостоятельной работы могут быть использованы зачеты, тестирование, самоотчеты, защита творческих работ и др.

#### **Методические рекомендации по изучению теоретических основ дисциплин**

Изучение теоретической части дисциплин призвано не только углубить и закрепить знания, полученные на аудиторных занятиях, но и способствовать развитию у студентов творческих навыков, инициативы и организовать свое время.

Самостоятельная работа при изучении дисциплин включает:

- чтение студентами рекомендованной литературы и усвоение теоретического материала дисциплины;

- знакомство с Интернет-источниками;

- подготовку к различным формам контроля (тесты, практические задания);

- подготовку и написание отчетов;

- выполнение контрольных заданий;

- подготовку ответов на вопросы по различным темам дисциплины в той последовательности, в какой они представлены.

Планирование времени, необходимого на изучение дисциплин, студентам лучше всего осуществлять весь семестр, предусматривая при этом регулярное повторение материала.

Материал, законспектированный на лекциях, необходимо регулярно прорабатывать и дополнять сведениями из других источников литературы, представленных не только в программе дисциплины, но и в периодических изданиях.

При изучении дисциплины сначала необходимо по каждой теме прочитать рекомендованную литературу и составить краткий конспект основных положений, терминов, сведений, требующих запоминания и являющихся основополагающими в этой теме для освоения последующих тем курса. Для расширения знания по дисциплине рекомендуется использовать Интернет-ресурсы; проводить поиски в различных системах и использовать материалы сайтов, рекомендованных преподавателем.

При подготовке к контрольной работе необходимо прочитать соответствующие страницы основного учебника. Желательно также чтение дополнительной литературы. При написании контрольных заданий ответ следует иллюстрировать схемами.

При выполнении самостоятельной работы по написанию реферата студенту необходимо: прочитать теоретический материал в рекомендованной литературе, периодических изданиях, на Интернет-сайтах; творчески переработать изученный материал и представить его для отчета в форме реферата, проиллюстрировав схемами, диаграммами, фотографиями и рисунками.

Тексты контрольных заданий и тестов должны быть изложены внятно, простым и ясным языком.

При ответе на экзамене необходимо: продумать и четко изложить материал; дать определение основных понятий; дать краткое описание явлений; привести примеры. Ответ следует иллюстрировать схемами, рисунками и графиками.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Плетнев Г.П., Автоматизация технологических процессов и производств в теплоэнергетике. [Электронный ресурс] — Электрон.дан. — М. : Издательский дом МЭИ, 2016. — 352 с. — Режим доступа: <https://e.lanbook.com/reader/book/72191/#2> — ЭБС «Лань»
2. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. Службой стандартных справочных данных. ГСССД Р-776-98 – М.: Издательство МЭИ. 2003 – 168 с.
3. Теплоэнергетика и теплотехника: Справочная серия: В 4 кн. Кн. 3. Тепловые и атомные электростанции: справочник. [Электронный ресурс] — Электрон.дан. — М. : Издательский дом МЭИ, 2007. — 648 с. — Режим доступа: [https://e.lanbook.com/book/72302#book\\_name](https://e.lanbook.com/book/72302#book_name) — ЭБС «Лань»
4. Соколов Е.Я., Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов. [Электронный ресурс] — Электрон.дан. — М. : Издательский дом МЭИ, 2009. — 472 с. — Режим доступа: <https://e.lanbook.com/reader/book/72299/#2> — ЭБС «Лань»
5. Галашов Н.Н. Режимы работы и эксплуатация ТЭС. Методические указания к выполнению лабораторных работ для студентов специальности 140101 – тепловые электрические станции. –Томск. Изд-во. ТПУ. 2006 г. –40 с.
6. Галашов Н.Н. Автоматизированное моделирование тепловых схемтурбоустановок для проектирования номинальных и расчета переменных режимов: Учебное пособие / ТПУ.—Томск: Изд-во ТПУ, 1999.—88 с.