

Э. П. Волков,
В. А. Ведяев,
В. И. Обрезков

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Под ред. докт. техн. наук,
проф. Э. П. ВОЛКОВА

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве
учебника для студентов вузов, обучающихся
по специальности «Электрические станции»



МОСКВА
ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ
1983

ББК 31.3
В 67
УДК 621.311.2(075.8)

Рецензенты: Кафедра «Теплоэнергетические установки» и кафедра «Использование водной энергии» Ленинградского политехнического института, В. И. Горин — начальник Главтехуправления Минэнерго СССР

Волков Э. П., и др.

В 67 Энергетические установки электростанций:
Учебник для вузов/ Э. П. Волков, В. А. Ведяев,
В. И. Обрезков; Под ред. Э. П. Волкова. — М.:
Энергоатомиздат, 1983. — 280 с., ил.

В пер.: 1 р. 10 к.

В книге изложены теоретические основы работы теплоэнергетических, ядерных и гидроэнергетических установок; даны принципы работы и конструкции паровых котлов, парогенераторов и турбин. Приведены принципиальные схемы ТЭС, ГЭС и АЭС. Рассмотрены проблемы использования водной энергии и регулирования речного стока. Описаны компоновки ТЭС и ГЭС, схемы и конструкции гидросооружений. Рассмотрена работа ТЭС, АЭС и ГЭС в энергосистемах.

Книга рассчитана на студентов электроэнергетических факультетов высших учебных заведений.

2302040000-631
В 2302040000-631 13-83
051(01)-83

ББК 31.3
6П2.7

Предисловие

Современный научно-технический прогресс характеризуется поиском источников энергии, альтернативных традиционному органическому топливу и энергии воды. В этой связи важно отметить усилия, направленные на развитие атомной энергетики, осуществление управляемого термоядерного синтеза, использование энергии Солнца, ветра и теплоты Земли. Большинство эксплуатируемых в настоящее время энергетических установок — это паротурбинные, гидроэнергетические и газотурбинные установки, хотя в последнее время появились и новые типы установок, в первую очередь парогазовые и магнитогидродинамические.

Достаточно широкий диапазон использования различных энергетических установок требует комплексного подхода при их эксплуатации, знания теоретических основ их работы, количественных и качественных характеристик. Такие знания необходимы как инженерам, эксплуатирующим и конструирующим установки, так и инженерам-электрикам, работающим на тепловых и гидроэлектростанциях и в энергетических системах.

Для подготовки в высших учебных заведениях инженеров-электриков, работающих на тепловых и гидроэлектростанциях, учебными планами специальностей «Электрические станции», «Сети и системы», «Электроснабжение промышленных предприятий» предусматривается чтение курса лекций «Энергетические установки», а также выполнение на базе этой дисциплины части дипломного проекта.

Настоящий учебник написан авторами в соответствии с программой упомянутого выше курса и является первым учебником, в котором последовательно излагаются как устройство тепловых и гидроэнергетических установок, так и их принципы работы, конструктивные схемы и вопросы эксплуатации. С учетом развития атомной энергетики, газотурбинных и парогазовых установок в учебник включены описание термодинамических циклов и основные принципы работы установок данного типа, показаны области их применения и даны основные характеристики.

Разнообразие рассматриваемых вопросов и ограниченный объем книги потребовали компактного изложения материала. Исходя из этого, в разделах основ термодинамики, теплопередачи и гидроэнергетики приведены сведения, которые требуются для усвоения принципов работы современного оборудования. Более детально рассмотрены паротурбинные установки, работающие на органическом топливе, и гидроэнергетические установки. Существенное внимание уделено атомным энергетическим установкам.

Авторы, не излагая вопросов исторического развития отдельных видов энергетических установок, ограничили учебный материал сведениями, относящимися к современным установкам, составляющим основу энергетических систем.

В главах, посвященных изучению отдельных типов энергетических установок, совместно излагаются теоретические основы их работы, физический смысл происходящих в них

процессов, конструктивные особенности оборудования и основы их расчета.

В книге приведен материал по технологическим схемам тепловых и гидроэлектростанций, выбору параметров пара, применению промежуточного перегрева пара и регенеративного подогрева питательной воды. Изложены основы использования водной энергии и особенности работы гидроэлектростанций при переменных режимах, а также ряд вопросов проектирования и эксплуатации электростанций.

Книга написана на основе курсов лекций, читаемых авторами в Московском энергетическом институте. Введение, гл. 1, 2, 6, 7 написаны Э. П. Волковым, гл. 8 — В. А. Ведяевым, гл. 3, 9, 10 — В. И. Обрезковым, гл. 4 — М. И. Резниковым и В. И. Ведяевым, гл. 5 — В. Н. Вороновым, гл. 11 — Э. П. Волковым, В. А. Ведяевым и В. И. Обрезковым.

Авторы выражают благодарность рецензентам — коллективам кафедр теплоэнергетических установок (зав. кафедрой доктор техн. наук, проф. В. А. Иванов), кафедры использования водной энергии (зав. кафедрой доктор техн. наук, проф. Ю. С. Васильев) Ленинградского политехнического института и начальнику Главтехуправления Минэнерго СССР В. И. Горину — за ценные замечания по рукописи учебника, которые были высказаны при подготовке книги к печати. Большая работа по редактированию рукописи проделана канд. техн. наук И. Я. Дубровским-Винокуровым.

Авторы с признательностью примут все замечания и пожелания в отношении содержания и характера изложения материала книги, которые следует направлять по адресу: 113114, Москва М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

Рост энергопотребления неразрывно связан с использованием различных видов энергии, получаемой от природных источников, называемых энергетическими ресурсами. Такими энергетическими ресурсами являются природные месторождения органического топлива — твердого (уголь, торф, сланцы), жидкого (нефть) и газообразного (природные газы), а также энергия водных потоков — рек (гидроэнергия). В настоящее время все более широко используется атомная энергия, получаемая при распаде ядер некоторых радиоактивных элементов, в первую очередь изотопов урана ^{235}U и ^{238}U .

Кроме этих источников энергии, часто называемых традиционными, начинают использоваться нетрадиционные источники, такие как солнечная энергия, энергия подземных недр, ветра, а также энергия синтеза легких ядер, в первую очередь водорода (термоядерная энергия).

Для получения электроэнергии из первичных энергоресурсов применяются специальные энергетические установки. В зависимости от вида энергоресурсов такие установки могут быть теплоэнергетическими, работающими на органическом или ядерном топливе, гидроэнергетическими и специальными (геотермальными, солнечными, ветровыми и т. д.).

Из традиционных источников энергии наибольшее распространение имеют твердые топлива и прежде всего уголь. Известные доступные для разработки запасы угля в мире оцениваются в 600 Гт (600×10^9 т). Однако прогнозы на будущее показывают, что запасы угля достигают 10 000 Гт, и предполагается, что из них доступны для разработки 2500 Гт. До настоящего времени израсходовано около 130 Гт угля.

В мировом масштабе сейчас используется ежегодно около 2,6 Гт угля, т. е. уголь в настоящее время покрывает около 26% мировой потребности в энергии.

Разведанные запасы нефти в мире оцениваются в 88,4 Гт, однако поиск и открытие новых месторождений продолжаются.

Природный газ, вероятно, будет иметь более долгое использование в будущем, чем нефть. С точки зрения энергоэквивалента подтвержденные запасы газа составляют примерно две трети запасов нефти. Однако извлекаемые прогнозные ресурсы газа, вероятно, не меньше извлекаемых прогнозных ресурсов нефти.

Горючие сланцы и битуминозные пески — последние источники ископаемого органического топлива. И сланцы, и пески требуют термической обработки для высвобождения из них топлива, да и само топливо необходимо очищать от при-

месей. В результате получаемое из них горючее обходится дорого. Так, на каждый баррель (около 150 кг) нефти, получаемой из нефтеносных сланцев, приходится 1,6 т пустой породы, которую необходимо отделить от топлива и затем удалить.

Потенциальная энергия рек на земном шаре составляет 10 ТВт ($10 \cdot 10^{12}$ Вт), что примерно равно нынешнему объему общемирового потребления энергии. Однако лишь малая часть ее — около 15% — может быть рентабельно использована, что дает потенциал $1,5 \cdot 10^{12}$ Вт. По состоянию на 1975 г. годовое производство гидроэлектроэнергии составляло 11% этой части.

Положительными сторонами гидроэнергетики является то, что она использует возобновляемый источник и гидроэнергетические установки обладают высоким КПД, поскольку электричество получается непосредственно из механической энергии, а не тепловой и дает возможность использовать установки практически любой мощности и размера.

Большое развитие в настоящее время получает ядерная энергетика. Общая мощность построенных тепловых ядерных реакторов превысило 120 000 МВт и обеспечивает около 6% производства электроэнергии в мире. В отдельных странах доля АЭС в производстве электроэнергии достигает 30—40%. Общее количество урана, использованного с начала эры ядерной энергетике, достигнет 4 млн. т. Это приблизительно, по оценкам ЮНЕСКО, равно всем известным сегодня запасам урана, добыча которого в настоящее время является рентабельной.

В термоядерных реакторах заложен принцип синтеза дейтерия и трития (или дейтерия и дейтерия) с получением изотопа гелия и большого количества энергии. Дейтерий можно получать в неограниченных количествах из морской воды, а тритий путем облучения лития нейтро-

нами непосредственно в термоядерном реакторе. Таким образом, для термоядерного реактора проблема топлива решается просто. Более того, продукт синтеза стабилен и не радиоактивен, поэтому процесс потенциально чище, чем в самом чистом реакторе, в котором используется энергия распада ядер. Однако для получения устойчивой реакции ядерного синтеза необходимо нагреть высококонцентрированную смесь дейтерия и трития приблизительно до $10 \cdot 10^6$ °C и удерживать ее достаточно долгое время, не давая смеси остыть или расплавить и обратит в пар конструкционные материалы термоядерной установки. Ожидается, что управляемый термоядерный синтез в лабораторных условиях будет осуществлен в 80—90-х годах. Возможность промышленного использования термоядерной реакции, по-видимому, будет доказана к концу текущего столетия, и в начале следующего, по прогнозам, может осуществиться ввод в строй демонстрационных установок ядерного синтеза.

И наконец, нетрадиционные, возобновляемые, энергетические источники, к которым в настоящее время относятся энергия геотермальных вод, солнечная, ветра, приливов и отливов, тепловая энергия океанов и энергия, получаемая при сжигании топлива, вырабатываемого из биомассы (т. е. различных растений).

Геотермальная энергия вырабатывается за счет радиоактивного распада изотопа калия и других элементов, рассеянных в земной коре. С каждым километром в глубь Земли температура повышается примерно на 30°С. В некоторых районах геологическая активность усиливает этот эффект и температура может подниматься до 80°С на 1 км. Там, где происходит циркуляция грунтовых вод, проникающих через песчаник и другие пористые породы, теплота радиоактивного распада передается воде, которая может естественным путем выхо-

дить на поверхность в виде гейзеров или добываться с помощью бурения скважин. Пар геотермального происхождения редко имеет температуру выше 300°C, что ограничивает эффективность его использования.

Кроме того, вода и пар обладают коррозионными свойствами и с трудом могут быть использованы в обычных паровых турбинах. В настоящее время действуют около 20 геотермальных электростанций общей мощностью 1,5 ГВт.

Что касается использования энергии приливов и отливов, тепловой энергии океанов, то данные источники энергии в большинстве своем находятся в стадии теоретического и экспериментального изучения. Исключение составляет приливная электростанция проектной мощностью 240 МВт близ г. Ла-Ранс (Франция), которая позволяет получить при сравнительно небольших затратах около 60 МВт электрической мощности.

Более широкое распространение получили сравнительно небольшие установки по использованию энергии ветра. Однако тот факт, что ветер дует непостоянно и поэтому необходимо каким-то образом накапливать выработанную им энергию и что энергия ветра весьма рассеяна, приводит к существенным осложнениям при создании энергетических установок мощностью 100 кВт и выше.

Наиболее распространенное применение солнечной энергии в настоящее время — нагрев воды для бытовых целей. Солнечная энергия также может использоваться для кондиционирования воздуха, обогрева помещений и производства электроэнергии. Энергетические установки могут сооружаться как с использованием системы зеркал (рефлекторов) для нагрева воды в паровом котле и дальнейшим использованием пара в обычной турбине, так и с использованием фотоэлементов, непосредственно преобразующих солнечную энергию

в электрическую (обычно с КПД = 10–15%).

Принципиально новый метод солнечной энергетики может возникнуть на базе использования биотехнологии — широкого класса систем, в основе которых лежат процессы фотосинтеза и преобразования биологической энергии. Солнечная энергия ассимилируется растениями на основе действия механизма фотосинтеза. Все виды ископаемого топлива: уголь, нефть, природный газ, лигниты, а также древесина и различные сельскохозяйственные культуры — можно в конечном итоге рассматривать как конечные виды солнечного топлива. Около 90% накопленной в растениях энергии на поверхности Земли сосредоточено в деревьях. В отличие от энергии угля, энергия, накопленная в растениях, возобновляется, а для ее использования предложены различные способы преобразования биомассы. Один из них, широко распространенный в Бразилии, — получение этилового спирта из сахарного тростника и кукурузы. Другой — это выращивание растений, способных вырабатывать водород, например соевых бобов. Используется и анаэробная ферментация навоза животноводческих ферм для получения метана и другие методы переработки биомассы. Конечно, эти источники энергии не позволяют говорить о них как о достаточно мощных энергетических источниках для получения электроэнергии, однако они могут стать существенными локальными источниками энергии для автомобилей, бытовых нужд, отопления.

Проведенный обзор различных источников энергии и связанных с ними энергетических установок, показывает, что на настоящем этапе своего развития человечество интенсивно ищет различные методы получения энергии, которые позволили бы вместе с традиционными обеспечить развитие общества.

На Международной конференции ООН в г. Найроби (Кения) в 1981 г.,

посвященной мировым энергетическим проблемам, высказана необходимость осуществить плавный пере-

Таблица В.1. Два варианта производства первичной энергии в мире, 1975—2030 гг. (ТВт в год)

Первичный источник	Базовый год 1975	Максимальный вариант		Минимальный вариант	
		2000 г.	2030 г.	2000 г.	2030 г.
Нефть	3,62	5,89	6,83	4,75	5,02
Газ	1,51	3,11	5,97	2,53	3,47
Уголь	2,26	4,95	11,98	3,93	6,45
Реакторы на тепловых нейтронах	0,12	1,70	3,21	1,27	1,89
Реакторы-размножители на быстрых нейтронах	0,00	0,04	4,88	0,02	3,28
Гидроэнергия	0,50	0,83	1,46	0,83	1,46
Солнечная энергия	0,00	0,10	0,49	0,009	0,30
Прочие	0,21	0,22	0,81	0,17	0,52
Всего*	8,21	16,84	35,65	13,59	22,39

* Сумма цифр в каждом столбце может не совпадать ввиду округления данных.

Таблица В.2. Настоящее и прогнозируемое использование новых возобновляемых источников энергии в мире

Источник	Настоящее потребление, млрд. (10 ⁹) кВт·ч	Потребление в 2000 г., млрд. (10 ⁹) кВт·ч
Солнечная энергия	2—3	2000—5000
Геотермальная энергия	55	1000—5000
Ветер	2	1000—5000
Приливы	0,4	30—60
Энергия волн	0	10
Тепловая энергия океанов	0	1000
Биомасса	550—700	2000—5000
Древесное топливо	10 000—12 000	15 000—20 000
Древесный уголь	1000	2000—5000
Торф	20	1000
Горючие сланцы	15	500
Битуминозные пески	130	1000
Гидроэнергия	1500	3000

ход к новому сочетанию в использовании источников энергии, которая уменьшила бы зависимость от истощающихся запасов ископаемого топлива. На конференции представлены данные по использованию первичных источников энергии до конца нынешнего столетия (табл. В.1 и В.2).

В Советском Союзе решениями XXVI съезда КПСС намечено довести выработку электроэнергии к 1985 г. до 1550—1600 млрд. кВт·ч, в основном за счет прироста электроэнергии, вырабатываемой с использованием ядерного горючего, гидроэнергии и использования углей в восточных районах страны. На атомных и гидроэлектростанциях намечено получить более 70% прироста выработки электроэнергии, а в европейской части страны — почти весь прирост ее производства. Строительство крупных тепловых электростанций намечено осуществлять на базе дешевых углей, добываемых открытым способом, в Канско-Ачинском и Экибастузском бассейнах, а также с использованием запасов газа Западной Сибири.

В настоящее время на тепловых электростанциях СССР устанавливаются крупные энергоблоки единичной мощностью 300, 500 и 800 МВт. На Костромской ГРЭС введен в эксплуатацию первый энергетический блок с одновальной турбиной мощностью 1200 МВт. В крупных городах установлены и эксплуатируются теплофикационные турбины электрической мощностью 100 и 250 МВт. На ГЭС работают гидравлические турбины мощностью 640 МВт. Типовыми в настоящее время являются блоки с реакторами ВВЭР электрической мощностью 1 млн. кВт и с реакторами РБМК такой же мощности. Введены в строй газовые турбины мощностью 100 МВт и парогазовые установки мощностью 250 МВт. Работает магнетогидродинамическая установка 25 МВт и строится мощностью 500 МВт. Эксплуатируются геотермальные, ветровые

установки, строится первая в СССР солнечная электростанция мощностью 3 МВт, разработана и пущена в экспериментальную работу термоядерная установка «Токамак».

Таким образом, различные первичные источники энергии требуют создания экономичных и надежно работающих энергетических установок, имеющих различные принципы работы, конструктивное устройство и технические характеристики.

Возрастающие потребности в энергии приводят к необходимости развивать энергетическое хозяйство,

и какой-либо один первичный источник не в состоянии полностью удовлетворить растущие энергетические потребности общества. Поэтому необходимо осуществлять постоянный поиск новых источников энергии, создавать новые более совершенные и экономичные энергетические установки.

Понимание теоретических и прикладных основ работы и эксплуатации энергетических установок позволяет успешно решать стоящие перед специалистами-энергетиками научно-технические проблемы.

Теоретические основы работы энергетических установок

Глава первая

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

1.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Термодинамика — наука о закономерностях превращения энергии. Раздел термодинамики, рассматривающий взаимопревращения тепловой и механической энергии, называется технической термодинамикой.

Законы и процессы технической термодинамики — основа работы тепловых двигателей и других энергетических установок, связанных с взаимопревращениями указанных видов энергии, паровых и газовых турбин, двигателей внутреннего сгорания, паровых машин, котельных установок, парогенераторов атомных электростанций и т. д.

Одним из основных в технической термодинамике является понятие о термодинамической системе, представляющей собой систему тел, находящихся во взаимодействии как между собой, так и с окружающей средой. Простым примером термодинамической системы может служить газ, расширяющийся или сжимающийся в цилиндре с движущимся поршнем.

В результате взаимодействия термодинамической системы с окружающей средой состояние системы изменяется. Применительно к газу, используемому в тепловом двигателе в качестве рабочего тела, изменение состояния будет в общем слу-

чае проявляться в изменении его температуры T , удельного объема v и абсолютного давления p . Эти характерные для данной системы величины называют основными термодинамическими параметрами ее состояния.

Параметры состояния не зависят от количества вещества в системе и являются *интенсивными свойствами* вещества. Напротив, свойства, зависящие от количества вещества в системе, называют *экстенсивными*.

Например, объем газа V , который при данных p и T зависит от количества газа, не является параметром состояния, в то время как удельный объем газа v характеризует свойство газа в данном термодинамическом состоянии и является его параметром. Между собой вышеперечисленные параметры состояния связаны зависимостью, называемой уравнением состояния рабочего тела.

В тепловых двигателях в качестве рабочего тела применяются реально существующие газы. В технической термодинамике для упрощения широко применяется понятие об идеальном газе, под которым условно понимается совокупность материальных и вполне упругих молекул, обладающих пренебрежимо малыми объемами и лишенных сил взаимодействия друг с другом. Для 1 кг идеального газа

уравнение состояния записывается в виде

$$pv=RT, \quad (1.1)$$

где R — газовая постоянная, физически представляющая собой работу, которая может быть выполнена 1 кг газа при его нагреве на 1 К, [Дж/(кг·К)].

Уравнение (1.1) называется уравнением Клапейрона.

Для 1 киломоля любого газа, объем которого по закону Авогадро при $p_0=760$ мм рт. ст. и $T_0=273,16$ К равен $v_\mu=22,4$ м³, по уравнению состояния можно найти универсальную газовую постоянную R_μ , Дж/(кмоль·К),

$$R_\mu = \frac{pv_\mu}{T} = \frac{1,013 \cdot 10^5 \cdot 22,4}{273,16} = 8314. \quad (1.2)$$

Для M кг газа уравнение (1.1) записывается в виде

$$pV=MRT. \quad (1.2a)$$

Из уравнения (1.1) следует, что независимыми параметрами состояния являются только два, например p и v . Третий параметр — в данном случае T — не может быть принят произвольно, а определяется значениями p и v .

Непрерывно протекающее изменение состояния рабочего тела, происходящее из-за его механического, теплового или тепломеханического взаимодействия с окружающей средой, называется термодинамическим процессом.

Для графического изображения термодинамических процессов пользуются координатной системой, на осях которой отложены абсолютные давления и удельные объемы — p, v -диаграмма (рис. 1.1). Состояние рабочего тела в p, v -диаграмме характеризуется точкой, а процесс — линией.

В p, v -диаграмме изображаются процессы и состояния, в которых параметры газа внутри рассматриваемого объема одинаковы во всех точках этого объема. Такие процессы и состояния называются равновесными. Для осуществления равновесного процесса его надо

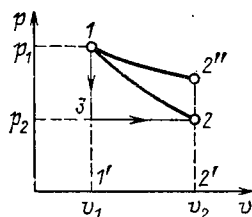


Рис. 1.1. Изображение процессов в p, v -диаграмме.

проводить очень медленно, чтобы не вызвать в газе возмущений, из-за которых может возникнуть различие в параметрах газа в разных точках объема и равновесие внутри его массы нарушится.

Равновесные процессы, протекающие без внешнего трения, называются обратимыми. При осуществлении обратимого процесса в прямом, а затем в обратном направлении до начального состояния в окружающей среде не возникает никаких изменений.

При изменении параметров газа может совершаться или потребляться работа, которая, являясь одной из мер движения материи, предполагает наличие направленного движения тела, происходящего под действием внешних сил. При расширении 1 кг газа, заключенного в цилиндре с поршнем, удельная элементарная работа расширения равна

$$dl=pFdS=pdv, \quad (1.3)$$

где p — абсолютное давление газа; F — площадь поршня; dS — элементарный путь, проходимый поршнем под действием силы, создаваемой давлением газа на поршень; dv — элементарное приращение объема газа при его расширении.

При изменении состояния от точки 1 до точки 2 (рис. 1.1) удельная работа расширения равна

$$l = \int_1^2 p dv \quad (1.4)$$

и может быть представлена в виде площади 1-2-2'-1' под линией расширения газа в p, v -координатах.

Работа, совершаемая или потребляемая в термодинамическом процессе, зависит от характера протекания процесса и является функцией процесса.

Из рис. 1.1 легко установить, что для различных процессов 1-2 и 1-2'' площади под линией расширения газа, а следовательно, и работа различны. Работа является величиной экстенсивной, т. е. зависит от количества рабочего вещества, участвующего в процессе. Если при сжатии или расширении возникает неравновесное состояние, например давление в различных точках объема газа будет неодинаковым, то начнется его передвижение из одной части объема в другую. В результате часть работы будет расходоваться на перемещение и преодоление трения между слоями движущегося газа. В обратимых процессах работа против сил, обусловленных неравновесностью и трением, не совершается. Следовательно, в обратимом процессе работа, подводимая к телу при сжатии, минимальна, а работа, совершаемая телом при расширении, максимальна по сравнению с необратимым протеканием такого же процесса.

Большую роль в протекании термодинамических процессов играет теплота.

Теплота — это один из видов энергии, связанный с движением и взаимодействием молекул. При подводе теплоты изменяется скорость движения молекул и общая энергия их взаимодействия. Это в свою очередь приводит к изменению параметров физического тела.

Количество тепловой энергии dQ , подведенной к некоторой массе вещества M , пропорционально этой массе и изменению температуры dT :

$$dQ = cMdT, \quad (1.5)$$

$$Q = M \int_1^2 c dT. \quad (1.5a)$$

Здесь c — массовая теплоемкость, численно равная количеству тепловой энергии, которую надо подвести

к единице массы вещества, чтобы изменить ее температуру на 1 К, в некотором термодинамическом процессе, Дж/(кг·К).

Величину c в выражении (1.5) часто называют истинной теплоемкостью вещества.

Если теплоемкость в термодинамическом процессе не меняется, т. е. $c = \text{const}$, равенство (1.5a) записывается в виде

$$Q = cM(T_2 - T_1). \quad (1.6)$$

Аналогично можно записать выражение и в том случае, когда используется понятие средней теплоемкости, т. е. величины теплоемкости, определяемой в интервале изменения температуры. Значит, в общем случае теплоемкость зависит от состава рабочего тела, его параметров и процесса, при котором производится подвод теплоты.

Если в процессе подвода теплоты работа не совершается, то вся подведенная тепловая энергия расходуется на повышение энергии молекул рабочего тела, которая называется внутренней энергией U , Дж.

Внутренняя энергия 1 кг газа называется удельной внутренней энергией u , Дж/кг.

Для идеального газа силы взаимодействия между молекулами отсутствуют и их потенциальная энергия равна нулю, поэтому вся внутренняя энергия есть кинетическая энергия теплового движения молекул. Молекулы реальных физических тел помимо кинетической энергии имеют и потенциальную энергию.

Внутренняя энергия для любого рабочего тела определяется только его параметрами состояния и не зависит от того, каким путем это состояние достигнуто. Величины, обладающие такими свойствами, называются функциями состояния.

Для функции состояния справедливы следующие утверждения: изменение функции состояния при переходе от одного значения

параметров тела p_0, v_0, T_0 к другому p, v, T не зависит от пути перехода;

если тело последовательно участвует в нескольких процессах и в результате возвращается в начальное состояние, как показано на рис. 1.2 (такая совокупность процессов называется круговым процессом), то функция состояния не меняется.

Если в каком-либо процессе при подведении к рабочему телу некоторого количества теплоты dQ изменяется температура рабочего тела, а следовательно, его внутренняя энергия dU и совершается работа dL , то на основании закона сохранения энергии можно утверждать, что разность между подведенной к телу тепловой энергией dQ и совершенной им работы dL не исчезает бесследно, а расходуется на изменение внутренней энергии тела U , т. е.

$$dQ - dL = dU, \quad (1.7)$$

и так как $dL = pdV$, то

$$dQ = dU + pdV. \quad (1.8)$$

Для 1 кг рабочего тела

$$dq = du + pdv. \quad (1.9)$$

Это положение называется первым законом термодинамики, а равенства (1.8) и (1.9) являются его математическим выражением. Таким образом, первый закон термодинамики есть частный случай всеобщего закона сохранения и превращения энергии применительно к тепловым процессам.

Из равенства (1.7) следует, что при $dL > dQ$ величина $dU < 0$, т. е.

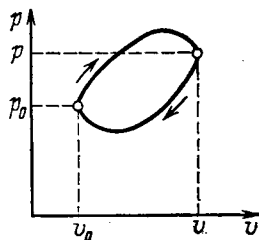


Рис. 1.2. p, v -диаграмма кругового процесса.

если тело совершает работу большую, чем то количество теплоты, которое к нему подведено, то внутренняя энергия тела убывает. Но запас внутренней энергии у тел ограничен и на каком-то этапе внутренняя энергия тела будет израсходована. Следовательно, нельзя создать постоянно или периодически действующую машину, которая потребляла бы теплоты меньше, чем производила работы, т. е. вечный двигатель (перпетуум-мобиле) I рода невозможен.

1.2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ.

T, s - и i, s -ДИАГРАММЫ.

КРУГОВЫЕ ЦИКЛЫ

Изучение ряда процессов, называемых основными, представляет практический интерес в области теоретической и прикладной термодинамики. Такими процессами являются:

1. **Изохорные процессы** ($v = \text{const}$) — процессы, проходящие с постоянным объемом рабочего тела.

2. **Изобарные процессы** ($p = \text{const}$) — процессы, проходящие с постоянным давлением рабочего тела.

3. **Изотермические процессы** ($T = \text{const}$) — процессы, проходящие с постоянной температурой рабочего тела.

4. **Адиабатные процессы** ($dq = 0$) — процессы, проходящие без теплообмена с окружающей средой.

5. **Политропные процессы** ($dl/dq = \varphi$) — процессы, проходящие при любом произвольном соотношении между совершаемой телом работой и подводимой теплотой, объединяющие и генерализующие все предыдущие.

Для изучения вышеперечисленных процессов используем одинаковый подход, выражаемый в том, что для каждого процесса при его изучении мы будем записывать:

уравнение первого закона термодинамики

$$dq = du + dl,$$

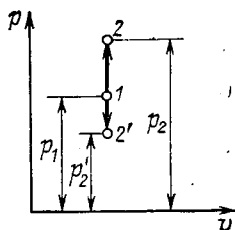


Рис. 1.3. Изохорный процесс в p, v -координатах.

уравнение состояния рабочего тела

$$pv = RT,$$

выражения для изменения внутренней энергии и внешней работы, а также изображать каждый процесс в различных системах координат, позволяющих иметь о нем наглядное представление.

1) Изохорный процесс

В p, v -координатах изохорный процесс изображается вертикальной линией (рис. 1.3). Уравнение состояния процесса записывается в общем случае в виде

$$pv/T = R = \text{const} \text{ или } p_1v_1/T_1 = p_2v_2/T_2.$$

С учетом $v = \text{const}$, уравнение состояния изохорного процесса запишется в виде

$$p_1/T_1 = p_2/T_2. \quad (1.10)$$

Внешняя работа телом не совершается, так как $dv = 0$, и поэтому уравнение первого закона термодинамики выглядит следующим образом:

$$dq = du. \quad (1.11)$$

Согласно понятию о теплоемкости газа $dq = c_v dT$, где c_v — теплоемкость газа в процессе $v = \text{const}$. Тогда $du = c_v(dT)$, т. е. изменение внутренней энергии в процессе $v = \text{const}$ можно определять через теплоемкость газа в данном процессе и интервал температур, характеризующий данный процесс.

Необходимо отметить, что такой подход будет правомочен и для любого произвольного процесса, так как в любом процессе в случае иде-

ального газа изменение внутренней энергии будет определяться изменением кинетической энергии молекул, на которое идет тепловая энергия в случае осуществления изохорного процесса, но в том же интервале температур, что и реальный процесс.

2) Изобарный процесс. Энтальпия

Для изобарного процесса уравнение состояния запишется как

$$v_1/T_1 = v_2/T_2, \quad (1.12)$$

и процесс в p, v -координатах может быть представлен в виде, изображенном на рис. 1.4.

Выражение для расчета изменения внутренней энергии запишется, исходя из рассуждений по поводу произвольного процесса, в виде

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1). \quad (1.12a)$$

Внешняя работа рассчитывается по формуле

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1), \quad (1.13)$$

или, заменяя из уравнения состояния произведение pv на RT , получаем

$$l = R(T_2 - T_1).$$

Уравнение первого закона термодинамики можно записать как

$$\begin{aligned} q_p &= c_v(T_2 - T_1) + \int_{v_1}^{v_2} p dv = \\ &= c_v(T_2 - T_1) + R(T_2 - T_1) = \\ &= (c_v + R)(T_2 - T_1). \end{aligned} \quad (1.14)$$

Теплоемкость идеального газа в изобарном процессе обозначим через c_p и для 1 кг газа

$$q_p = c_p(T_2 - T_1). \quad (1.14a)$$

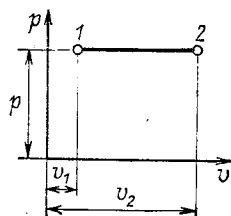


Рис. 1.4. Изобарный процесс в p, v -координатах.

Из (1.14) и (1.14а) следует $c_p = c_v + R$ или

$$c_p - c_v = R. \quad (1.15)$$

Это соотношение, дающее связь между теплоемкостями при постоянном давлении и постоянном объеме, получено немецким физиком Майером и называется уравнением Майера.

Если в выражении первого закона термодинамики (1.9) к левой и правой части прибавить величину vdp , в итоге получим

$$\begin{aligned} dq + vdp &= du + pdv + vdp = \\ &= du + d(pv) = d(u + pv). \end{aligned} \quad (1.16)$$

Обозначим

$$u + pv = i, \quad (1.17)$$

тогда

$$dq = di - vdp. \quad (1.18)$$

Величина i называется энтальпией. Так как u , p , v зависит только от состояния тела, то из (1.17) следует, что энтальпия является параметром состояния. Для изобарного процесса выражение (1.18) можно записать в виде

$$dq = di$$

или после интегрирования

$$q_p = \int_1^2 di = i_2 - i_1. \quad (1.19)$$

т. е. в изобарном процессе количество подведенной теплоты равно изменению энтальпии. С помощью (1.14а) изменение энтальпии можно выражать через изменение температуры, т. е.

$$i_2 - i_1 = c_p(T_2 - T_1). \quad (1.20)$$

Энтальпия измеряется в джоулях на килограмм (Дж/кг).

3) Изотермический процесс

Уравнение состояния для изотермического процесса имеет вид

$$pv = \text{const}. \quad (1.21)$$

Это уравнение известно под названием уравнения Бойля — Мариотта. Изменение внутренней

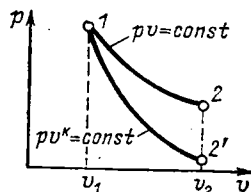


Рис. 1.5. Изотермический и адиабатный процесс в p , v -координатах.

энергии газа в данном процессе равно нулю $du = c_v dT = 0$, как и изменение энтальпии газа

$$di = c_p dT = 0.$$

С учетом изложенного выражение первого закона термодинамики запишется в виде

$$dq = dl, \quad (1.22)$$

откуда

$$\begin{aligned} l &= \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} \frac{RT}{v} dv = \\ &= RT \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \ln \frac{p_2}{p_1}. \end{aligned} \quad (1.23)$$

В p , v -координатах изотермический процесс изображается в виде гиперболы (рис. 1.5).

4) Адиабатный процесс

Процесс, в котором нет теплообмена с окружающей средой, называется адиабатным, т. е. $dq = 0$.

Для этого процесса уравнение первого закона термодинамики имеет вид

$$du + dl = c_v dT + pdv = 0, \quad (1.24)$$

откуда

$$dl = -du \text{ или } pdv = -c_v dT, \quad (1.25)$$

т. е. работа в данном процессе совершается за счет изменения внутренней энергии газа. Если в уравнение (1.25) вместо p подставить

$$p = \frac{RT}{v} = \frac{(c_p - c_v)T}{v}, \text{ получим}$$

$$c_v dT + \frac{c_p - c_v}{v} T dv = 0. \quad (1.26)$$

Разделив данное равенство на произведение $c_v T$, имеем

$$\frac{dT}{T} + \left(\frac{c_p}{c_v} - 1\right) \frac{dv}{v} = 0. \quad (1.26a)$$

Обозначая c_p/c_v через k и интегрируя (1.26a) от состояния 1 до состояния 2, получаем

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} + (k-1) \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = 0, \text{ или}$$

$$\ln \frac{T_2}{T_1} + (k-1) \ln \frac{v_2}{v_1} = 0, \quad (1.27)$$

откуда

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} \text{ или } T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}. \quad (1.28)$$

Используя уравнение Клапейрона из (1.28), имеем

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k = p v^k = \text{const}, \quad (1.29)$$

$$T_1 p_1^{\frac{1-k}{k}} = T_2 p_2^{\frac{1-k}{k}} = T p^{\frac{1-k}{k}} = \text{const}. \quad (1.30)$$

Величина k называется показателем адиабаты, уравнения (1.28), (1.29) и (1.30)—уравнениями адиабаты.

В p, v -координатах адиабатный процесс изображается в виде неравнобокой гиперболы ($p v^k = \text{const}$). Если изотермический и адиабатный процессы начинаются из одного и того же состояния 1 (v_1) (рис. 1.5), то кривая адиабаты будет круче и изменение давления в конечной точке процесса 2' (v_2) будет значительнее по отношению к изменению давления в изотермическом процессе (точка 2), так как показатель адиабаты k больше единицы: $k = c_p/c_v$. Для идеального газа $k = 1.4$.

5) Политропный процесс

Рассмотрим величину

$$\varphi = \frac{dl}{dq} = \frac{dq - du}{dq} = 1 - \frac{du}{dq} = 1 - \frac{c_v}{c}, \quad (1.31)$$

выражающую отношение совершенной телом работы к подведенной к нему теплоте в некотором процессе изменения состояния рабочего тела.

Процесс можно проводить при любом произвольном соотношении между совершаемой телом работой и подводимой теплотой, которое однако остается постоянным в течение процесса. Такие процессы называются политропными. Как видно из (1.31), каждый политропный процесс характеризуется своим значением теплоемкости c , зависящим от отношения совершенной телом работы к подведенной к нему теплоте:

$$c = \frac{c_v}{1-\varphi}. \quad (1.32)$$

Подставив в выражение первого закона термодинамики величины

$$dq = c dT \text{ и } p = \frac{RT}{v} = \frac{c_p - c_v}{v} T, \text{ получим}$$

$$c dT = c_v dT + (c_p - c_v) T \frac{dv}{v},$$

или

$$(c - c_v) \frac{dT}{T} = (c_p - c_v) \frac{dv}{v}.$$

Интегрирование этого уравнения от состояния 1 до состояния 2 дает

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \frac{c_p - c_v}{c - c_v} \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (1.33)$$

Выполним преобразование

$$\frac{c_p - c_v}{c - c_v} + 1 - 1 = 1 - \frac{c - c_p}{c - c_v} = 1 - m. \quad (1.34)$$

Величина $m = \frac{c - c_p}{c - c_v}$ называется показателем политропы.

Из равенств (1.33) и (1.34) имеем

$$T_1 v_1^{m-1} = T_2 v_2^{m-1} = T v^{m-1}. \quad (1.35)$$

С помощью уравнения Клапейрона из (1.35) получим:

$$p_1 v_1^m = p_2 v_2^m = p v^m; \quad (1.36)$$

$$T_1 p_1^{\frac{1-m}{m}} = T_2 p_2^{\frac{1-m}{m}} = T p^{\frac{1-m}{m}}. \quad (1.37)$$

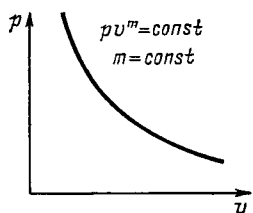


Рис. 1.6. Политропный процесс в p, v -координатах с одним значением политропы m .

Уравнения (1.35), (1.36) и (1.37) являются уравнениями политропы. Политропный процесс в p, v -координатах с одним значением показателя политропы m изображен на рис. 1.6. Значения показателей политропы, как и величины φ , могут быть различными, но постоянными в течение процесса. В зависимости от этих значений изображение процесса в p, v -диаграмме будет разное. В частных случаях политропный процесс может быть одним из процессов, которые рассматривались ранее.

Так, если $\varphi=0$ и $m=\pm\infty$, то $v=\text{const}$ — изохорный процесс.

Если $\varphi=1 - \frac{c_v}{c_p}$ и $m=0$, то $p=\text{const}$ — изобарный процесс.

Если $\varphi=1$ и $m=1$, то $T=\text{const}$ — процесс изотермический. И наконец, если $\varphi=\pm\infty$ и $m=k$ — процесс адиабатный.

6) Энтропия. T, s - и i, s -диаграммы. Круговые циклы

Если уравнение первого закона термодинамики, записанное в форме $dq = c_v dT + p dv$, разделить на T , то получим выражение $\frac{dq}{T} = c_v \frac{dT}{T} + \frac{p}{T} dv$ или с учетом уравнения состояния (1.1)

$$\frac{dq}{T} = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}. \quad (1.38)$$

Введем обозначение

$$dq/T = ds. \quad (1.39)$$

Величина s , Дж/(кг·К), называется энтропией. Так как T всег-

да больше нуля, знак изменения энтропии однозначно определяет знак теплоты. Если энтропия увеличивается $ds > 0$, то к телу подводится теплота $dq > 0$, и наоборот. Для вычисления энтропии проинтегрируем равенство (1.38) с учетом (1.39) в пределах от T_0, v_0 до T, v

$$s - s_0 = c_v \ln \frac{T}{T_0} + R \ln \frac{v}{v_0} = c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{pv_0}{T_0 v}, \quad (1.40)$$

или

$$s - s_0 = c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p}{p_0}. \quad (1.41)$$

Выберем точку начала отсчета энтропии, условившись, что в состоянии с параметрами T_0, p_0, v_0 она равна нулю (для газов эти параметры обычно соответствуют физическим условиям: 760 мм рт. ст. и 0°C). Тогда из (1.40) и (1.41) получим:

$$s = c_v \ln \frac{T}{T_0} + R \ln \frac{v}{v_0}; \quad (1.42)$$

$$s = c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p}{p_0}. \quad (1.43)$$

Соотношения (1.42) и (1.43) позволяют вычислить энтропию для любого состояния, а также ее изменение при переходе из состояния 1 в состояние 2:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (1.44)$$

На основании (1.42) и (1.43) изменение энтропии

в изохорном процессе

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (1.45)$$

в изобарном процессе

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (1.46)$$

в изотермическом процессе

$$s_2 - s_1 = R \ln \frac{v_2}{v_1} = -R \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (1.47)$$

Для изотермического процесса равенство (1.39) может интегриро-

ваться непосредственно:

$$s_2 - s_1 = \int \frac{dq}{T} = \frac{1}{T} \int dq = \frac{q}{T}. \quad (1.48)$$

Для адиабатного процесса $dq=0$ и поэтому $ds=0$, т. е. $S=\text{const}$, поэтому данный процесс иногда называют изэнтропийным.

В случае политропного процесса из выражения для показателя политропы и формулы (1.41) получим:

$$s_2 - s_1 = \left(c_p - R \frac{m}{m-1} \right) \ln \frac{T_2}{T_1} = c \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.49)$$

Если идеальный газ, имеющий начальные параметры p_0, v_0, T_0 , в результате какого-либо процесса перешел в состояние с параметрами p, v, T , то, как это видно из (1.41), изменение энтропии будет однозначно определяться начальными и конечными параметрами газа и не будет зависеть от пути перехода из одного состояния в другое, т. е. от типа процесса. Следовательно, энтропия идеального газа есть функция состояния и ее значение однозначно определяется параметрами газа и выбором точки начала отсчета. Обычно за начало отсчета принимается или $T_0=0$ К, или $T_0=273$ К (0°C) и $p_0=760$ мм рт. ст.

Рассмотренные выше свойства энтропии установлены на примере идеального газа. Для любого другого рабочего тела энтропия также есть функция состояния. Следовательно, каждая точка на T, s -диаграмме соответствует единственному состоянию не только идеального газа, но и любого физического тела, т. е. энтропия является параметром состояния.

Большой интерес представляет физический смысл энтропии. Выдающаяся роль в этом принадлежит Л. Больцману, который установил, что между энтропией вещества в данном состоянии и термодинамической вероятностью этого состояния существует однозначная связь.

Термодинамической вероятностью называется число микросостояний системы, реализующее данное макросостояние. Макросостояние системы или просто термодинамическое состояние системы определяется, как мы отмечали, любыми двумя термодинамическими параметрами. Микросостояние определяется совокупностью параметров, определяющих состояние каждой из молекул системы: ее скоростью, положением в системе и т. д. Однако неправильно понимать микросостояние как состояние какой-либо одной молекулы. Это состояние определяется совокупностью параметров всех молекул системы. Нетрудно установить, что одному и тому же макросостоянию системы может соответствовать весьма большое число различных микросостояний.

Термодинамической вероятностью или статистическим весом макросостояния и называется число микросостояний, реализующих данное макросостояние. Эта вероятность отличается от понятия математической вероятности (отношения числа благоприятных случаев к числу равновозможных случаев). Математическая вероятность имеет всегда значение правильной дроби, в то время как термодинамическая вероятность выражается целым, обычно очень большим, числом.

Если в изолированной системе происходит самопроизвольный процесс, в результате которого меняется макросостояние системы, то это значит, что новое макросостояние имеет большее количество микросостояний, его реализующих, чем предыдущее макросостояние. Поэтому ясно, что в результате самопроизвольного процесса термодинамическая вероятность состояния и энтропия системы растут.

Увеличение энтропии изолированной системы в необратимых, самопроизвольных процессах и одновременное увеличение термодинамической вероятности состояния системы дают основания полагать, что энтропия и термодинамическая ве-

роятность — величины взаимосвязанные:

$$s = \varphi(W).$$

Эта связь выражается следующим выражением:

$$s = k \ln W, \quad (1.50)$$

где k — постоянная Больцмана.

Из выражения (1.50) можно также заключить, что максимальное значение энтропии, соответствующее равновесному состоянию системы, достигается с определенной вероятностью, т. е. и в данном случае могут быть отклонения (флуктуации) от равновесного состояния. Другое дело, что в случае реализации состояния равновесия очень большим количеством состояний отклонения от равновесного состояния (флуктуации) будут ничтожными. Например, отклонение или изменение термодинамических параметров системы за счет флуктуации при ее равновесном состоянии практически невозможно наблюдать.

Координатная система, на осях которой отложены энтропия и температура, называется T, s -диаграммой. В такой диаграмме могут изображаться обратимые процессы. Точка начала отсчета задается условно и далее от этой точки по формулам (1.44) — (1.49) считается приращение энтропии.

В T, s -диаграмме изотермический процесс изображается прямой $T = \text{const}$ (рис. 1.7); адиабатный — вертикальной прямой $s = \text{const}$; изохорный, изобарный и политропный — логарифмическими кривыми в соответствии с уравнениями (1.45), (1.46), (1.49), причем, если

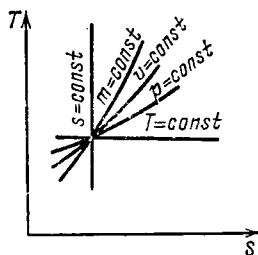


Рис. 1.7. T, s -диаграмма для идеального газа.

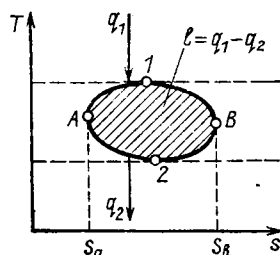


Рис. 1.8. T, s -диаграмма кругового процесса.

исходная точка одна и та же, изохорный процесс идет круче изобарного, так как $c_v < c_p$; политропный может занимать любое положение в зависимости от величины c .

Площадь под линией изменения состояния рабочего тела в T, s -диаграмме соответствует подведенной

теплоте, так как $Q_{1-2} = \int_1^2 T ds$, и по-

этому такую диаграмму часто называют тепловой.

На рис. 1.8 представлена T, s -диаграмма кругового процесса $A-1-B-2-A$. Круговые процессы называются также циклами.

Циклы, состоящие из обратимых процессов, называются идеальными. Пусть точка A с координатами T_a, s_a является начальной точкой процесса. На участке $A-1-B$ энтропия рабочего тела возрастает и, следовательно, к нему подводится теплота в количестве

$$q_1 = \int_A^B T_p ds,$$

где T_p — температура рабочего тела на участке $A-1-B$. На участке $B-2-A$ энтропия рабочего тела убывает и, следовательно, теплота от него отводится. Количество отведенной теплоты

$$q_2 = \int_B^A T'_p ds.$$

Здесь T'_p — температура рабочего тела в процессе отвода от него теплоты.

В конце процесса $B-2-A$ рабочее тело вновь возвращается в точку A , из которой начался процесс. Так как каждая точка в T, s -диаграмме соответствует единственному состоянию физического тела, состояние тела в начале и в конце кругового процесса является одним и тем же и внутренняя энергия тела в результате цикла не меняется. Отсюда следует, что алгебраическая сумма отведенной и подведенной теплоты перешла в работу

$$l = q_1 - q_2 = \int_A^B T_p ds - \int_B^A T'_p ds. \quad (1.51)$$

Данное выражение относится к обратимому циклу. В любом неидеальном цикле с теми же источниками теплоты работа будет меньше.

Отношение максимальной работы, совершенной рабочим телом в цикле, к количеству подведенной теплоты называется термическим коэффициентом полезного действия (КПД) цикла

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1}, \quad (1.52)$$

или

$$\eta_t = 1 - \frac{\int_B^A T'_p ds}{\int_A^B T_p ds}. \quad (1.53)$$

Источник, от которого теплота подводится к рабочему телу, называется верхним, или горячим, источником, а источник, к которому теплота отводится от рабочего тела, называется нижним, или холодным, источником.

Тепловые двигатели, в которых осуществляются круговые процессы, работают циклически. В них происходит чередование процессов подвода и отвода теплоты, расширения и сжатия. При этом после каждого полного цикла рабочее тело возвращается в исходное состояние. Такие тепловые двигатели называются циклическими или периодически действующими.

1.3. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Для того чтобы осуществить описанный выше круговой цикл необходимо иметь, как отмечалось, горячий и холодный источники теплоты.

Если предположить, что имеется только горячий источник, то в процессе $B-2-A$ (рис. 1.8) теплота от рабочего тела должна отводиться обратно к этому же источнику, поскольку холодного источника нет. Однако это сделать невозможно, так как на участке $B-2-A$ температура рабочего тела ниже, чем температура горячего источника, а теплота не может непосредственно переходить от менее нагретого тела к более нагретому.

Последнее положение принимается в термодинамике как второй закон. Этот закон имеет множество формулировок и применительно к тепловым двигателям может быть сформулирован следующим образом:

в периодически действующем тепловом двигателе нельзя перевести в работу всю теплоту, подведенную от горячего источника к рабочему телу, часть этой теплоты должна быть отдана холодному источнику.

Другими словами, вечный двигатель второго рода невозможен.

Если круговой процесс, представленный на рис. 1.8, осуществить в направлении $A-2-B-1-A$ (обратный цикл), то часть теплоты от холодного источника перейдет к горячему. Однако это не противоречит первой из формулировок второго закона термодинамики. Действительно, в этом случае теплота от холодного источника к горячему переходит не непосредственно, а с помощью холодильной машины, к которой надо подвести работу извне.

Применительно к холодильной машине второй закон термодинамики формулируется так: *нельзя передать теплоту от холодного источника к горячему без подвода работы извне.*

Как видно из приведенных формулировок, второй закон термодинамики характеризует качественную сторону процессов превращения энергии, в то время как первый закон характеризует количественную сторону этих процессов.

Таким образом, если первый закон дает все необходимое для составления баланса энергии какого-либо процесса, то второй закон указывает условия, при которых возможно протекание того или иного процесса.

В наиболее общем виде второй закон термодинамики может быть сформулирован следующим образом: *любой реальный самопроизвольный процесс, происходящий в системе, продолжается до тех пор, пока в системе не установится равновесие.*

Как показывает практика, система, достигшая равновесия, в дальнейшем в этом состоянии и пребывает или любой самопроизвольный процесс является необратимым.

Математическое выражение второго закона термодинамики записывается в виде $dq \leq Tds$, где знак равенства соответствует обратимым процессам.

Для осуществления цикла $A-1-B-2-A$ (см. рис. 1.8), состоящего из обратимых процессов, надо иметь бесконечно большое число источников теплоты, температура которых должна отличаться от температуры рабочего тела в соответствующих точках цикла на бесконечно малую величину.

Однако можно осуществить цикл только с двумя источниками теплоты — горячим и холодным. Такой цикл предложен французским ученым С. Карно и носит его имя. Цикл состоит из двух изотерм ($1-2$ и $3-4$) и двух адиабат ($2-3$ и $4-1$) (рис. 1.9).

Подвод теплоты от горячего источника осуществляется при расширении по изотерме T_1 , отвод теплоты к холодному источнику — при расширении по изотерме T_2 , отвод

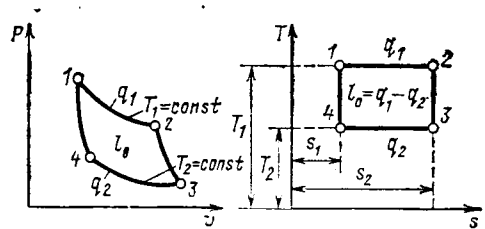


Рис. 1.9. Цикл Карно в p , v - и T , s -координатах.

теплоты к холодному источнику — при сжатии по изотерме T_2 .

Термический КПД для цикла Карно равен:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2(s_2 - s_1)}{T_1(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.54)$$

Таким образом, КПД идеального цикла Карно зависит только от температур горячего и холодного источников теплоты: *возрастает с повышением T_1 и понижением T_2 и не зависит от свойств рабочего тела.*

Цикл Карно имеет наивысший термический КПД среди всех возможных обратимых циклов, в которых наивысшая температура рабочего тела не больше T_1 и наименьшая его температура не меньше T_2 .

С учетом того, что для обратимого цикла Карно

$$\eta_{т.ц.к} = \frac{T_1 - T_2}{T_1},$$

а для любого необратимого цикла в соответствии с общим определением

$$\eta_{т.ц} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1},$$

неравенство

$$\eta_{т.ц} < \eta_{т.ц.к}$$

может быть записано в виде

$$\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} < \frac{T_1 - T_2}{T_1}, \quad (1.55)$$

откуда следует, что для необратимого цикла

$$\frac{Q_2}{T_2} > \frac{Q_1}{T_1}, \quad (1.56)$$

(здесь температуры относятся не к рабочему телу, а к источникам теплоты).

Следовательно, если в изолированной системе между двумя источниками теплоты осуществляется необратимый цикл, то энтропия системы возрастает:

$$\Delta s_{\text{сист}} > 0. \quad (1.57)$$

Если учесть, что в изолированной системе в случае обратимого процесса при $dQ_{\text{сист}}=0$ энтропия остается постоянной, то в наиболее полном виде можно утверждать, что, какие бы процессы ни протекали в изолированной системе, ее энтропия не может уменьшаться

$$ds_{\text{сист}} \geq 0. \quad (1.58)$$

Знак равенства соответствует обратимым, а знак неравенства — необратимым процессам. Отсюда следует важный вывод: изолированная система, достигшая равновесного состояния, в дальнейшем в этом состоянии и пребывает, т. е. является неспособной к самопроизвольному изменению состояния. Именно с этой точки зрения дана Больцманом формулировка второго закона термодинамики: *природа стремится от состояний, менее вероятных, к состояниям, более вероятным.*

Статистическое толкование сущности энтропии и второго закона термодинамики явилось шагом вперед в объяснении физического смысла протекающих в природе явлений. Основываясь на статистическом объяснении второго закона, Больцман показал, что ни одна система в принципе не может находиться в состоянии полного равновесия, так как в ней обязательно происходят флуктуации.

Второй закон термодинамики применим к макроскопическим системам — системам, состоящим из очень большого числа частиц. Принцип возрастания энтропии в необратимых процессах справедлив

только для изолированных макроскопических систем. Распространение принципа возрастания энтропии за пределы изолированных макросистем ничем не оправдано.

1.4. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА

Водяной пар является рабочим телом, широко используемым в теплотехнике, с помощью которого химическая или ядерная энергия топлива превращается в механическую работу, выполняемую паровым двигателем. Рассматривая процесс нагрева воды при постоянном давлении, можно выделить три характерных участка (рис. 1.10):

1. Участок AB , который соответствует подогреву воды до температуры t_n , при которой начинается парообразование. Эта температура носит название *температуры кипения или насыщения*.

2. Участок BC , на котором происходит образование пара. Температура при этом не меняется и вся подводимая теплота идет на изменение фазового состояния (вода—пар). Образующийся при этом пар называется влажным паром и характеризуется своей *сухостью* (или *влажностью*) x . Сухость пара численно равна количеству сухого пара (по массе), содержащегося в 1 кг влажного пара:

$$x = M_{\text{п}} / (M_{\text{п}} + M_{\text{в}}), \quad (1.59)$$

где $M_{\text{п}}$ и $M_{\text{в}}$ — масса пара и воды во влажном паре.

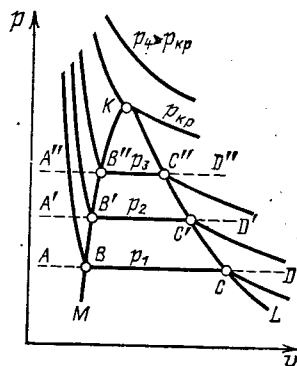


Рис. 1.10. p, v -диаграмма для водяного пара.

По мере увеличения подвода теплоты сухость пара возрастает, влажность уменьшается. Теплота, необходимая для превращения в пар 1 кг кипящей воды, называется скрытой теплотой парообразования и обозначается буквой r . В точке C заканчивается процесс испарения. Пар в этой точке называется сухим насыщенным паром.

3. Участок CD , который начинается правее точки C . На этом участке подвод теплоты сопровождается увеличением температуры пара. При $t > t_n$ пар называется *перегретым паром*.

Если процесс подвода теплоты производить при другом давлении $p_2 > p_1$, $p_3 > p_2$ и т. д. вплоть до $p = 22,129$ МПа, то при каждом давлении могут быть выделены три участка: нагрев воды до t_n , парообразование при $t_n = \text{const}$ и перегрев пара.

Линия KM , соединяющая все точки начала кипения, называется нижней пограничной кривой, линия KL , соединяющая все точки окончания процесса парообразования, — верхней пограничной кривой. В точке k , лежащей на изобаре $p = 22,129$ МПа, обе кривые смыкаются. Эта точка носит название критической, ее параметры: $t_k = 374,15^\circ\text{C}$, $p_k = 22,129$ МПа, $v_k = 0,00326$ м³/кг.

Если проводить изобарный нагрев при критическом или более высоком давлении, то процесс парообразования отсутствует, а переход воды в пар происходит постепенно аналогично изменению свойств аморфных тел при плавлении.

На рис. 1.10 сплошными линиями в p, v -диаграмме показаны изотермы ($T = \text{const}$). В области двухфазного состояния изотермы и изобары совпадают.

Удельный объем, энтропия, внутренняя энергия и энтальпия кипящей воды обозначаются соответственно v' , s' , u' , i' . Соответствующие величины для сухого насыщенного пара обозначаются v'' , s'' , u'' , i'' .

Уравнения состояния для воды и пара сложны, а вычисления по ним трудоемки. Поэтому в теплотехнических расчетах используются таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. Используя эти таблицы, по двум параметрам, входящим в уравнение состояния (обычно p и T), определяется третий, а также энтальпия и энтропия.

При составлении таблиц энтальпию, энтропию и внутреннюю энергию воды при параметрах тройной точки* условились принимать за начало отсчета, т. е. полагают их равными нулю

$$s'_{\text{тр}} = 0, u'_{\text{тр}} = 0.$$

Практически при данных значениях $i'_{\text{тр}} \approx 0$.

Значения i и s для любых параметров определяются по таблице, а значение внутренней энергии подсчитывается по формуле

$$u = i - pv.$$

Для влажного пара удельный объем, энтальпия и энтропия определяются по значениям соответствующих величин для кипящей воды и сухого насыщенного пара при данном давлении с помощью соотношений:

$$v_{\text{вл}} = v''x + v'(1-x); \quad (1.60)$$

$$s_{\text{вл}} = s''x + s'(1-x); \quad (1.61)$$

$$i_{\text{вл}} = i''x + i'(1-x). \quad (1.62)$$

Для определения количества теплоты, подведенной в процессе $p = \text{const}$, по таблицам находится энтальпия воды или пара в конечном и начальном состоянии и тогда в соответствии с (1.19)

$$q = i - i_0, \quad (1.63)$$

для изохорного процесса (§ 1.2)

$$\begin{aligned} q &= u - u_0 = (i - pv_0) - \\ &- (i_0 - p_0v_0) = i - i_0 - \\ &- v_0(p - p_0). \end{aligned} \quad (1.64)$$

* Тройная точка — это такая точка, в которой сосуществуют три фазы: пар, вода, лед. Ее параметры для воды $p = 0,00611$ МПа, $t = 0,01^\circ\text{C}$ ($T = 273,16$ К).

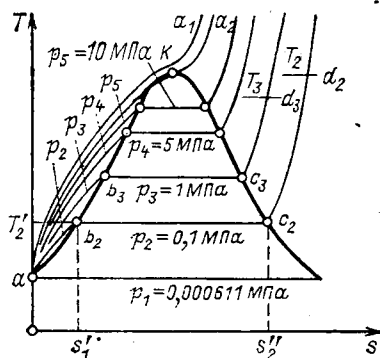


Рис. 1.11. T, s -диаграмма водяного пара.

Положив в равенстве (1.63) $i=i''$ и $i_0=i'$, получим количество теплоты, подведенной к воде в процессе парообразования:

$$r=i''-i'. \quad (1.65)$$

Из равенств (1.62) и (1.65) следует:

$$\begin{aligned} i_{вл} &= i''x + i' - i'x = \\ &= i' + x(i'' - i') = \\ &= i' + rx. \end{aligned} \quad (1.66)$$

Так как в процессе парообразования $T=\text{const}$, то, интегрируя соотношение $dq=Tds$ от состояния $x=0$ до состояния $x=1$, получаем:

$$q = \int_{x=0}^{x=1} T ds = T_n \int_{x=0}^{x=1} ds = T_n (s'' - s').$$

(при $x=0$ $s=s'$ и при $x=1$ $s=s''$). Так как для процесса парообразования $q=r$, то, следовательно,

$$r = T_n (s'' - s'). \quad (1.67)$$

Имея таблицы водяного пара, можно построить T, s -диаграмму водяного пара. Такая диаграмма приведена на рис. 1.11. На диаграмме нанесены пограничные кривые (которые сходятся в критической точке K) и изобары. Изобары в области влажного пара являются одновременно и изотермами.

Изменения энтропии при перегреве пара отображаются логарифмическими кривыми $c_{pm} \ln \frac{T}{T_n}$, располагающимися тем выше, чем

больше давление, при котором происходит перегрев. Линия $a-a_1$ отображает процесс парообразования при давлении, превышающем критическое.

Критическая изобара $a-a_2$ проходит в T, s -диаграмме через критическую точку и имеет в этой точке перегиб. Докритические изобары в двухфазной области располагаются в T, s -диаграмме горизонтально, так как в этой области изобары совпадают с изотермами, а сверхкритические имеют перегиб.

Часто для практических расчетов нижние ветви докритических изобар ab_2, ab_3 и т. д. заменяют нижней пограничной кривой, т. е. принимают, что теплоемкость воды c_p в докритической области не зависит от давления и изобары нагрева воды для давлений меньше критического совпадают с нижней пограничной кривой.

Точки d_2, d_3 и т. д. на изобарных кривых перегрева пара определяются температурами перегрева (T_2, T_3 и т. д.). Таким образом, процессы превращения воды в перегретый пар при нагреве ее от 0°C при неизменных давлениях отображаются на T, s -диаграмме серией ломаных линий $a-b_2-c_2-d_2, a-b_3-c_3-d_3$ и т. д.

Площади, расположенные под соответствующими участками этих линий, выражают согласно предыдущему количеству теплоты, сообщенной воде (или пару) в этих процессах. Площадь под горизонтальным участком докритической изобары (например, $s_1'b_2c_2s_2's_1'$), равная $T_2' \cdot (s_2'' - s_1')$, представляет собой теплоту парообразования r при данном давлении p_2 .

T, s -диаграмма для водяного пара используется для анализа циклов с водяным паром в качестве рабочего тела. Для проведения теплотехнических расчетов используется i, s -диаграмма водяного пара, схема которой приведена на рис. 1.12. Данная диаграмма представляет собой график, построенный в системе i, s -координат, на который нанесен ряд изобар, изо-

хор, изотерм, пограничные кривые и линии постоянной степени сухости пара.

Диаграмма строится следующим образом. Задаваясь для данного давления различными значениями энтропии, по таблицам находят соответствующие значения энтальпии и по ним в системе координат i, s в масштабе строится по точкам соответствующая кривая давления — изобара. Поступая далее таким же образом, строят изобары для других давлений.

Пограничные кривые строятся по соответствующим значениям s', s'', i' и i'' , определяемым для различных давлений по таблицам водяного пара.

Чтобы построить изотерму для какой-либо температуры, нужно найти по таблицам ряд значений i и s для различных давлений при выбранной температуре. Соединяя полученные точки, строят данную изотерму, и далее, используя тот же метод применительно к другим температурам, строят серию изотерм. Следует иметь в виду, что такое построение изотерм требуется лишь для области перегретого па-

ра, поскольку в области влажного пара изотермы совпадают с изобарами. В точках их пересечения с верхней пограничной кривой изобары и изотермы расходятся: первые идут круто вверх, а вторые — поло- го. Состояние перегретого пара определяется в i, s -диаграмме двумя параметрами: либо температурой и давлением, либо энтальпией и давлением.

Обратимый адиабатный процесс изображается в i, s -диаграмме вертикальной прямой. Это позволяет определять графически конечное состояние водяного пара при адиабатном процессе, зная только один из параметров конечного состояния: давление, температуру или энтальпию. В области влажного пара наносят линии с равной сухостью пара. Состояние влажного пара определяется пересечением изобары с линией постоянной сухости. На i, s -диаграмме наносят также сетку изохор, i, s -диаграмма позволяет решать практические задачи и ею широко пользуются при расчете как паровых турбин, так и тепловых схем энергоустановок.

1.5. ЦИКЛЫ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Изучение циклов тепловых двигателей дает возможность выявить условия эффективного их осуществления.

Идеальный цикл Карно с газобразным рабочим телом не может быть осуществлен технически из-за невозможности практически подводить и отводить теплоту в изотермическом процессе.

Циклы двигателей внутреннего сгорания

В двигателях внутреннего сгорания реализуются циклы, в которых отвод теплоты происходит в процессе $v = \text{const}$ (линия 1—4), а ее подвод либо при $p = \text{const}$ (линия 2—3) (цикл Дизеля), либо при $v = \text{const}$ (2—3) (цикл карбюраторного двигателя). На рис. 1.13 показаны оба идеальных цикла в

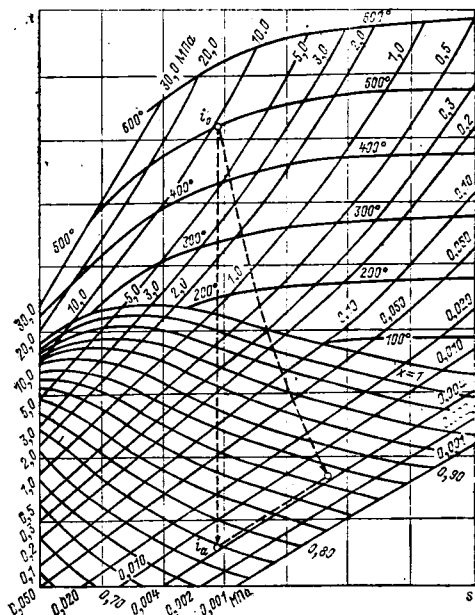


Рис. 1.12. i, s -диаграмма водяного пара.

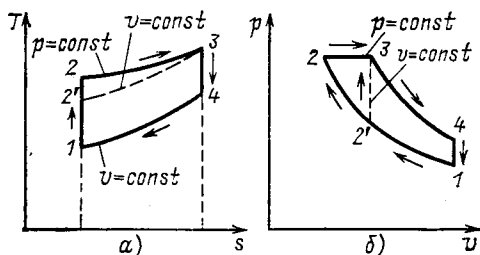


Рис. 1.13. Идеальные циклы двигателей внутреннего сгорания.

а — в T, s -диаграмме; б — в p, v -диаграмме.

T, s - и p, v -диаграммах. Необходимо отметить, что данные двигатели используются на транспорте и не нашли широкого применения в качестве энергетических установок.

Циклы газотурбинной установки

Цикл газотурбинной установки, показанный на рис. 1.14, отличается от цикла Дизеля тем, что отвод теплоты происходит при постоянном давлении. Данный цикл состоит из следующих процессов:

адиабатного сжатия, соответствующего сжатию воздуха в компрессоре (линия 1—2);

изобарного подвода теплоты, что соответствует сжиганию топлива в камере сгорания при постоянном давлении (линия 2—3);

адиабатного расширения, что соответствует расширению продуктов сгорания в газовой турбине (линия 3—4);

замыкающего изобарного про-

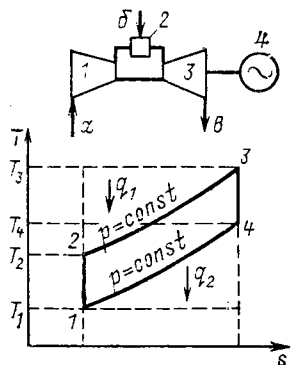


Рис. 1.14. Цикл и схема ГТУ:

а — подвод воздуха; б — подвод топлива; в — отвод газов; 1 — воздушный компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — турбина; 4 — генератор.

цесса, в котором от рабочего тела отводится теплота (линия 4—1).

Согласно предыдущему термический КПД установки определяют из выражения

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Для рассматриваемого цикла это выражение может быть записано в виде

$$\eta_t = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}. \quad (1.68)$$

Сокращая на c_p и вынося за скобки в числителе T_1 , а в знаменателе T_2 , получим

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}.$$

Из сопоставления адиабат 1—2 и 3—4 следует, что $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$ и $p_3 v_3^k = p_4 v_4^k$, или

$$\frac{p_1 v_1^k}{p_4 v_4^k} = \frac{p_2 v_2^k}{p_3 v_3^k}.$$

Поскольку $p_1 = p_4$ и $p_2 = p_3$, то

$$\frac{v_1}{v_4} = \frac{v_2}{v_3}.$$

Для изобар 2—3 и 4—1

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} \text{ и } \frac{T_4}{T_1} = \frac{v_4}{v_1}.$$

С учетом данных соотношений и полученного выше равенства отношений объемов можно записать

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}.$$

Окончательно

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{T_2/T_1}. \quad (1.69)$$

Так как из уравнения адиабаты

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1},$$

то уравнение для термического КПД цикла ГТУ можно записать в виде

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\frac{k-1}{k}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}, \quad (1.70)$$

где $\lambda = p_2/p_1$ — степень повышения давления в ГТУ; $\epsilon = v_1/v_2$ — степень сжатия воздуха.

Из формулы (1.70) можно заключить, что термический КПД газотурбинного цикла с подводом теплоты при постоянном давлении увеличивается с ростом степени сжатия (при $\epsilon = 10$ $\eta_t = 43,5\%$).

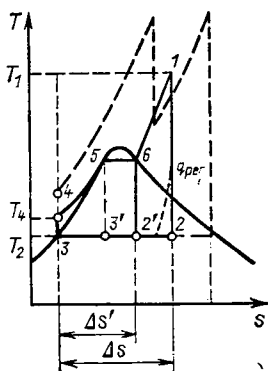


Рис. 1.15. Паросиловой цикл в T, s -диаграмме.

Для производства электроэнергии большое распространение получили паровые машины, использующие в качестве рабочего тела водяной пар.

На рис. 1.15 показан цикл Карно (5-6-2'-3'-5) для насыщенного пара. Поскольку для насыщенного пара изобара совпадает с изотермой, осуществление изотермических подвода и отвода теплоты не представляет трудностей. Однако сжатие двухфазной среды (влажного пара) по адиабате 3'-5 представляет существенные трудности и связано с большими потерями. Поэтому изотермический отвод теплоты продолжают до точки 3, т. е. до полной конденсации пара. Получаемый паросиловой цикл 5-6-2'-3'-4-5 для насыщенного пара называется циклом Ренкина.

На рис. 1.16 показан идеальный цикл Ренкина с обратимыми процессами. Подвод теплоты осуществляется по изобаре на уча-

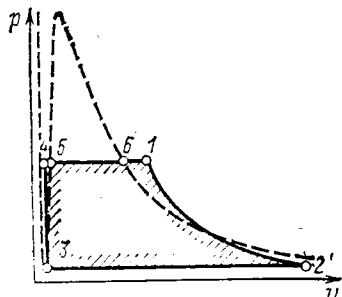


Рис. 1.16. Цикл Ренкина с перегревом пара в p, v -координатах.

стке 4-5, соответствующем подогреву воды до температуры насыщения, и на участке 5-6, соответствующем парообразованию; участок 6-2 — изэнтропийное (адиабатное) расширение пара в турбине; участок 2-3 — отвод теплоты холодному источнику (конденсация пара) и 3-4 — сжатие воды от конечного до начального давления.

Потери теплоты в холодном источнике

$$q_2 = T_2 \Delta s' = i_2 - i_3,$$

где $\Delta s' = s_2 - s_3$.

На участке 3-4 осуществляется сжатие воды, в результате которого ее энтальпия повышается до i_4 . Теплота, подведенная в цикле, равна $q_1 = i_6 - i_4$, а совершенная турбиной работа $l = i_6 - i_2$.

Зная вышеприведенные величины, просто определить КПД цикла

$$\eta_t = \frac{l_p}{q_1} = \frac{(i_6 - i_2) - (i_4 - i_3)}{(i_6 - i_3) - (i_4 - i_3)}, \quad (1.71)$$

где l_p — полезная работа цикла; $i_4 - i_3$ — работа насоса. Если не учитывать работу насоса, то выражение для η_t принимает вид

$$\eta_t \approx \frac{i_6 - i_2}{i_6 - i_3}. \quad (1.72)$$

Насыщенный пар находит применение в настоящее время на атомных электростанциях с водоводяными и графито-водяными реакторами.

На обычных тепловых электростанциях применяется цикл Ренкина для перегретого пара, показанный на рис. 1.15. Подвод теплоты для осуществления перегрева пара производится на участке 6-1. Изэнтропийное расширение пара в турбине соответствует участку 1-2, а отвод теплоты — участку 2-3.

Из-за несжимаемости жидкости процесс в насосе отобразится изохорой 3-4, верхняя точка 4 которой будет определяться величиной давления в котле. Дальнейшие процессы (нагрев воды до температуры насыщения 4-5, процесс парообразования 5-6 и перегрев пара 6-1) в идеальном цикле протекают при постоянном давлении p_1 . Расширение пара в турбине происходит по адиабате 1-2 и отвод теплоты (конденсация пара) — по изотерме 2-3.

Экономичность цикла Ренкина повышается с увеличением начальных параметров пара (температуры и давления) и с понижением конечного давления (см. гл. 8).

Для повышения термического КПД применяется также промежуточный перегрев пара. С этой целью после частичного расширения пара в турбине (рис. 1.15 — пунктирная линия) его снова отводят на перегрев до начальной температуры, после чего пар поступает в турбину и расширяется до конечного давления.

Промежуточный перегрев пара, кроме того, снижает его влажность в последних ступенях турбины.

Эффективным средством повышения экономичности цикла Ренкина является регенеративный подогрев питательной воды. Подогрев (линия 4-5, рис. 1.15) осуществляется паром, отбираемым из промежуточных точек при его расширении (линия 1-2). Цикл с подогревом воды отборным паром называется регенеративным. Этот цикл можно рассматривать как сложный и состоящий из нескольких циклов для разных потоков пара. Основной поток пара расширяется в турбине (линия 1-2) и отдает теплоту холодному источнику (линия 2-3). Потоки пара, направляемые в отбор для регенеративного подогрева воды (линия 4-5), после расширения в турбине отдают теплоту $q_{рег}$ не холодному источнику, а подогреваемой воде. Эти потоки пара совершают циклы без потерь теплоты в холодном источнике. В результате термический КПД регенеративного цикла оказывается выше КПД цикла Ренкина.

Обычно регенеративный подогрев воды совершают не до температуры кипения (точка 5), а ниже. При этом доля пара, идущего на подогрев воды, составляет 25—35%, а повышение КПД цикла — 10—12%.

Подробно о регенеративном подогреве воды — см. гл. 8.

Циклы МГД-установок

В последние годы ведутся работы по созданию теплосиловых установок с магнитогидроди-

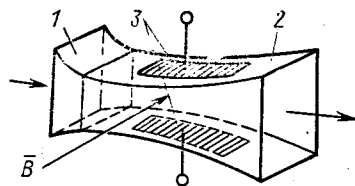


Рис. 1.17. Линейный кондукционный МГД-генератор.

намическими (МГД)-генераторами. Генераторы, работающие по схеме, представленной на рис. 1.17, имеют следующий принцип действия. Газ, служащий рабочим телом, совместно с небольшим количеством легко ионизирующейся добавки (щелочные металлы, например, калий или цезий) нагревается за счет подвода теплоты от горячего источника до температур, при которых он ионизируется, т. е. переходит в плазменное состояние.

В этом состоянии газ представляет собой смесь свободных электронов и электрически нейтральных атомов и ионов, т. е. является электропроводящей средой (плазмой).

Далее в сопле 1 газ разгоняется до скоростей порядка 1000 м/с и поступает в канал 2 МГД-генератора. Канал МГД-генератора находится в магнитном поле, которое создается при помощи специальной магнитной системы. Силовые линии этого поля перпендикулярны оси канала. Так как частично ионизированный газ является проводником, то при своем движении в магнитном поле он пересекает силовые линии этого поля, в результате чего возникает электродвижущая сила и, в случае замкнутого контура, электрический ток.

Таким образом, в рабочем объеме МГД-генератора генерируется электроэнергия, которая отводится с электродов 3, подключаемых к потребителю электроэнергии. Удельная мощность, вырабатываемая МГД-генератором, пропорциональна величине $\sigma \omega^2$, где σ —

удельная электропроводность рабочего тела; ω — скорость рабочего тела в канале МГД-генератора.

При этом способе производства электроэнергии нет многостадийного преобразования — химическая энергия (топлива) в тепловую (пар), затем тепловая в механическую (вращения ротора) и, наконец, механическая в электрическую (в генераторе). В МГД-генераторах химическая энергия топлива превращается в тепловую энергию движущегося потока продуктов сгорания и данный вид энергии прямым путем превращается в электрическую энергию. Поэтому МГД-метод часто называют прямым методом получения электрической энергии.

Отсутствие в МГД-генераторе движущихся частей позволяет резко повысить температуру используемого рабочего тела. Температура газа на входе в МГД-генератор, работающий на органическом топливе, может достигать 2500—2600 °С против 600 °С в паровых и 1000—1200 °С в газовых турбинах. Это обстоятельство существенно повышает термический КПД цикла, который в данном случае может достигать 70—75%. Если учесть, что МГД-генератор имеет мало ограничений по сосредоточению больших мощностей в одном агрегате, его применение становится перспективным для большой энергетики.

Теплосиловые энергетические установки с МГД-генератором могут выполняться по двум схемам — по схеме открытого цикла или по схеме замкнутого цикла. Схема и цикл МГД-установки, работающей по открытому циклу, представлены на рис. 1.18.

Атмосферный воздух сжимается компрессором 1 до давления p_1 и после предварительного подогрева в воздухоподогревателе 4 подается в камеру сгорания 2. Сюда же поступает топливо, которое сгорает при $p = \text{const}$, в результате чего температура продуктов сгорания достигает 2500 °С. Продукты сгорания с добавкой присадки калия в ионизированном виде поступают в МГД-генератор 3, где адиабатно

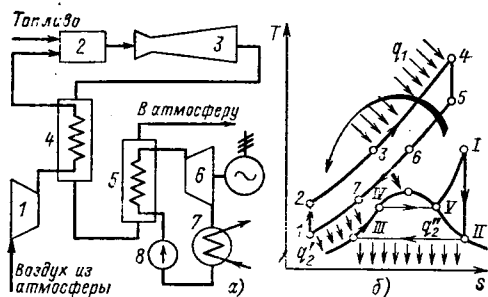


Рис. 1.18. МГД-установка, работающая по открытому циклу.

а — схема установки; б — цикл установки в T, s -диаграмме.

расширяются до давления p_2 и температуры T_2 , совершая техническую работу (производя электроэнергию).

После МГД-генератора продукты сгорания, имеющие высокую температуру (2000 °С), поступают в воздухоподогреватель и затем в парогенератор 5. Парогенератор является устройством второго, нижнего теплосилового цикла. Данное решение — вынужденное, направленное на повышение тепловой экономичности цикла МГД-установки, так как температура продуктов сгорания после воздухоподогревателя высока (1200—1500 °С) и необходимо использовать теплоту высокотемпературного потенциала.

Генерируемый в теплосиловом цикле пар направляется в паровую турбину 6 и затем в конденсатор 7. Продукты сгорания, охлажденные в парогенераторе до температуры 150 °С, выбрасываются в атмосферу.

Цикл МГД-установки, работающей по открытой схеме, представлен на рис. 1.18, б. Здесь процесс 1-2-3-4-5-6-7-1-МГД-ступень цикла, процесс 1-II-III-IV-V-1 — пароводяная ступень цикла.

Процесс 1-2 — адиабатное сжатие в компрессоре; процесс 2-3-4 — изобарический подвод теплоты (2-3 — в воздухоподогревателе; 3-4 — в камере сгорания); процесс 4-5 — адиабатный процесс расширения с производством работы в МГД-генераторе; процесс 5-6-7-1 — изобарный процесс отвода теплоты в цикле (5-6 — в воздухоподогревателе, 6-7 — в парогенераторе; 7-1 — отвод теплоты к холодному источнику (выброс в атмосферу)).

На нагрев рабочего тела паросилового цикла расходуется теплота, отводимая на участке 6—7 верхней ступени цикла, т. е. если не учитываются потери в парогенераторе,

$$m(i_6 - i_7) = (i_I - i_{III}), \quad (1.73)$$

где m — отношение расхода рабочего тела в собственно МГД-цикле к расходу воды в паросиловом цикле.

Термический КПД цикла определяется как отношение полезной работы к затраченной теплоте

$$\eta_T^{\text{МГД}} = \frac{m l^{\text{МГД}} + l^n}{m q_1}, \quad (1.74)$$

где $l^{\text{МГД}}$ и l^n — работа, производимая соответственно в МГД-цикле и в паротурбинном цикле; q_1 — теплота, подводимая к 1 кг рабочего тела МГД-цикла.

Применительно к открытому циклу, изображенному в T, s -диаграмме на рис. 1.18, б, уравнение (1.74) записывается следующим образом:

$$\eta_T^{\text{МГД откр}} = \frac{m(i_4 - i_5 - i_2 + i_1) + (i_1 - i_{11})}{m(i_4 - i_3)}; \quad (1.75)$$

индексы соответствуют обозначениям состояний в T, s -диаграмме на рис. 1.18.

Кроме рассмотренных МГД-установок, имеются установки, работающие по замкнутому циклу. В такой установке рабочее тело сохраняется в контуре в неизменном количестве, что позволяет целена-

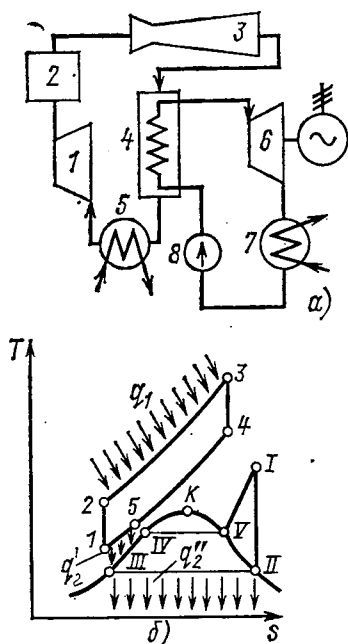


Рис. 1.19. МГД-установка с ядерным реактором, работающая по замкнутому циклу. а — схема установки; б — цикл установки в T, s -диаграмме.

правленно выбирать его, исходя из физических характеристик рабочего тела, в первую очередь его электропроводности.

В качестве горячего источника теплоты в замкнутом цикле может быть использован ядерный реактор. В качестве рабочего тела удобно применять инертные газы — аргон или гелий, которые в случае добавки цезия или калия имеют при 2000 °С такую же электропроводность, как продукты сгорания органического топлива при 2500 °С. Это обстоятельство упрощает задачу создания МГД-генератора с применением современных конструкционных материалов. Схема и цикл установки, работающей по замкнутому циклу, представлены на рис. 1.19.

Рабочее тело (аргон или гелий с добавкой цезия) нагревается в ядерном реакторе или в высокотемпературном теплообменнике 2 и поступает в МГД-канал 3, в котором происходит превращение тепловой энергии движущейся плазмы в электрическую. Затем отработавшие в МГД-канале газы, имеющие еще высокую температуру (1700—1800 К), направляются в парогенератор 4 для генерации пара высоких параметров в цикле паротурбинной установки I-II-III-IV-V.

Холодные источники имеются как в схеме собственно МГД-генератора 5 так, и в схеме паротурбинной установки 7.

На рис. 1.19, б изображен цикл МГД-установки. Здесь:

процесс 1-2 — адиабатное сжатие в компрессоре 1;

процесс 2-3 — подвод теплоты в горячем источнике 2 (высокотемпературный теплообменник ядерный реактор и т. д.);

процесс 3-4 — адиабатный процесс расширения газа в МГД-канале;

процесс 4-5 — изобарный процесс в регенеративном теплообменнике (парогенераторе);

процесс 5-1 — изобара отвода

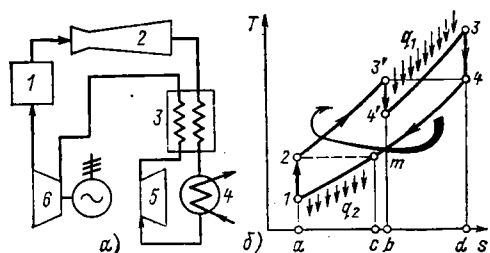


Рис. 1.20. МГД-установка, работающая по замкнутому циклу, с последовательным включением МГД-генератора и газовой турбины.

а — схема установки; б — цикл установки в T, s -диаграмме.

теплоты в холодном источнике собственно МГД-генератора.

При замкнутом цикле можно избежать применения паросилового цикла в качестве утилизатора высокотемпературной теплоты МГД-генератора. Такую роль может играть газотурбинный цикл.

В схеме в этом случае (рис. 1.20а) имеется регенеративный теплообменник газ — газ 3, в котором выходящий из МГД-гене-

ратора газ с высокой температурой нагревает воздух из компрессора 5.

Остаточный отвод теплоты происходит в водяном охладителе. Нагретые газы после регенеративного подогревателя 3 поступают в газовую турбину 6, где вырабатывается энергия, необходимая для привода компрессора, и далее направляются в ядерный реактор 1, играющий роль горячего источника теплоты. Цикл установки изображен на рис. 1.20,б.

Здесь процесс 1-2 — адиабатное сжатие в компрессоре; процесс 2-3' — изобарный нагрев газов в регенеративном подогревателе 3; процесс 3'-4' — расширение в газовой турбине; процесс 4'-3 — изобарный подвод теплоты в реакторе; процесс 3-4 — процесс расширения газа в МГД-генераторе (производство электроэнергии); процесс 4-1 — изобара отвода теплоты (4-1 — в регенеративном теплообменнике, 1-1' — в водяном охладителе).

По проведенным расчетам эффективный КПД всего цикла МГД-установки может достигнуть 50%. В настоящее время в Советском Союзе сооружается первая крупная промышленная МГД-установка, электрической мощностью 500 МВт.

Глава вторая

ОСНОВЫ ТЕПЛООБМЕНА

2.1. ВИДЫ ТЕПЛООБМЕНА

Теплообмен или теплоперенос — это самопроизвольный необратимый процесс передачи внутренней энергии в пространстве, обусловленный разностью температур.

Энергетические установки характеризуются большим разнообразием процессов теплообмена. При генерации пара осуществляется теплообмен между факелом горящего топлива и парообразующими поверхностями нагрева. Парогенератор на атомной станции является теплообменником, в котором теплоноситель (горячая вода, нагретые газы, жидкий металл) отдает приобретенную в реакторе теплоту воде.

В различных теплообменниках теплота передается от греющей сре-

ды к нагреваемой или через разделяющую их стенку, называемую поверхностью нагрева или охлаждения в зависимости от назначения, или благодаря смешению потоков, имеющих различные температуры.

Необходимым условием передачи теплоты от одного тела к другому или от одной части тела к другой, как отмечалось, является разность температур: *теплота может переходить из области с более высокой температурой в область с меньшей температурой*, причем она переносится тремя способами: теплопроводностью, конвекцией и излучением.

Теплопроводность — это молекулярный перенос теплоты в сплошной среде, обусловленный наличием градиента температур, т. е. теплопроводность определяется

тепловым движением микрочастиц тела (движением микроструктурных частиц вещества: молекул, атомов, ионов, электронов). Обмен энергией между движущимися частицами происходит в результате их непосредственных столкновений; при этом молекулы более нагретой части тела, обладающие большей энергией, сообщают долю ее соседним частицам, энергия которых меньше. Перенос энергии в газах происходит путем диффузии молекул и атомов, в жидкостях и твердых диэлектриках — путем упругих волн; в металлах перенос энергии осуществляется колеблющимися ионами решетки и диффузией свободных электронов («электронным газом»). Однако в теории теплопроводности, как и в термодинамике, не рассматривается движение микроструктурных частиц, поскольку она базируется на анализе макропроцессов.

Под конвекцией теплоты понимают процесс ее передачи из одной части пространства в другую перемещающимися макроскопическими объемами жидкости или газа в случае неоднородного распределения температуры последних. В зависимости от причины, вызывающей движение, конвекция может быть свободной (естественной) или вынужденной, происходящей за счет действия внешних сил. Естественное движение жидкости или газа, а следовательно, и конвекция теплоты вызываются разностью плотностей неравномерно нагретой среды; принудительное движение осуществляется нагнетательными аппаратами (вентилятором, компрессором, насосом и т. д.).

Из вышеизложенного следует, что количество передаваемой конвекцией теплоты прямо связано со скоростью движения среды. Теплота передается главным образом в результате движения жидкости или газа, но отчасти теплота распространяется и вследствие обмена энергией между микрочастицами, т. е. теплопроводностью. Теплопро-

водность является неотъемлемой частью конвекции. Совместный процесс конвекции теплоты и теплопроводности называют конвективным теплообменом.

Третий вид передачи теплоты — тепловое излучение представляет собой процесс превращения внутренней энергии вещества — теплоты в лучистую энергию и передачи ее в окружающее пространство. При нагревании тел часть теплоты в результате атомных возмущений неизбежно преобразуется в лучистую энергию. Носителями лучистой энергии являются электромагнитные волны или фотоны (кванты энергии).

В теплоэнергетических установках протекает сложный теплообмен со всеми видами распространения теплоты.

2.2. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

При передаче теплоты теплопроводностью температура среды может изменяться в пространстве и во времени. Совокупность мгновенных значений температур во всех точках интересующего пространства называется температурным полем.

Если температура является функцией одних только пространственных координат x, y, z , то такое поле называется стационарным или установившимся. Однако часто температура каждой точки тела зависит также и от времени τ , т. е. $t = f(x, y, z, \tau)$, и тогда поле называется нестационарным или неустановившимся. Геометрическое место точек, имеющих одинаковую температуру, называют изотермической поверхностью.

Если взять две близко расположенные друг к другу изотермические поверхности (рис. 2.1) с температурами t и $t + \Delta t$, можно, перемещая точку O в направлении x , пересекаящем изотермы, наблюдать изменение температуры. Наибольшее изменение температуры на единицу

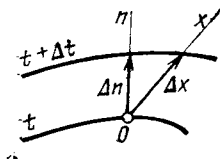


Рис. 2.1. К определению температурного градиента.

длины будет в направлении нормали n к изотермическим поверхностям. Предел отношения изменения температуры Δt к расстоянию между изотермами по нормали n называется температурным градиентом:

$$\text{grad } t = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} (\Delta t / \Delta n) = \partial t / \partial n. \quad (2.1)$$

Температурный градиент является вектором, направленным по нормали к изотермической поверхности, причем за положительное направление вектора принимается направление в сторону возрастания температур.

Количество теплоты Q , проходящее в единицу времени через изотермическую поверхность F , называют тепловым потоком.

Тепловой поток q на 1 м^2 поверхности называют удельным тепловым потоком, $\text{Вт}/\text{м}^2$, плотностью теплового потока или тепловой нагрузкой поверхности нагрева

$$q = Q/F. \quad (2.2)$$

Величины Q и q являются векторами, направленными по нормали к изотермической поверхности, причем за положительное направление принимается направление в сторону уменьшения температуры. Векторы теплового потока и градиента температур противоположны.

Основной закон теплопроводности сформулирован французским ученым Фурье следующим образом:

плотность теплового потока пропорциональна градиенту температуры

$$q = -\lambda \text{grad } t = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}. \quad (2.3)$$

Знак минус в уравнении (2.3) поставлен потому, что теплота распространяется в сторону падения температур и, следовательно, приращение температуры в этом направлении имеет отрицательное значение.

В уравнении (2.3) λ — коэффициент пропорциональности, который называют коэффициентом теплопроводности. Численно этот коэффициент равен теплоте, переносимой путем теплопроводности за 1 с от 1 м^2 одной изотермической поверхности к 1 м^2 другой изотермической поверхности, отстоящих одна от другой на расстоянии 1 м , при разности температур этих поверхностей 1 К , т. е. $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Для различных материалов коэффициент λ , определяемый экспериментально, зависит от природы тел и от их температуры. Для большинства материалов эта зависимость линейная

$$\lambda_t = \lambda_0 [1 + b(t - t_0)], \quad (2.4)$$

где λ_0 и λ_t — значения коэффициентов теплопроводности соответственно при температурах t_0 и t ; b — постоянная, определяемая из опыта.

Наиболее высокие значения коэффициента теплопроводности имеют металлы [серебро — 410 , медь — 360 , сталь — 45 — $55 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$]. Строительные материалы имеют низкий коэффициент теплопроводности: бетон — $1,3$; кирпич — $0,75$; песок сухой — $0,3$ — $0,4$; стекло — $0,75 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Материалы, имеющие особенно низкий коэффициент теплопроводности, используются в качестве тепловой изоляции. Это асбест — $0,15$ — $0,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, плиты из пробки, войлока, торфа — $0,05$ — $0,1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Плохими проводниками теплоты являются газы — $\lambda = 0,006$ — $0,6 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Теплопроводность плоской и цилиндрической стенок

Для случая плоской однородной стенки, у которой торцевые поверхности теплоизолированы, а остальные наружные поверхности являются изотермическими с тем-

пературами t_{ct1} и t_{ct2} , мощность теплового потока, передаваемая через стенку по направлению нормали к поверхности, равна:

$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dn}. \quad (2.5)$$

Так как в рассматриваемом случае направление нормали и оси x совпадают и $\frac{dt}{dy} = \frac{dt}{dz} = 0$, то

$$dt = -\frac{Q}{\lambda F} dx.$$

Интегрируя это выражение, по толщине стенки δ получаем

$$\int_{t_{ct1}}^{t_{ct2}} dt = -\frac{Q}{\lambda F} \int_0^{\delta} dx;$$

$$t_{ct2} - t_{ct1} = -\frac{Q}{\lambda F} \delta$$

или

$$Q = \lambda F \frac{t_{ct1} - t_{ct2}}{\delta}. \quad (2.6)$$

Отсюда плотность теплового потока при передаче теплоты через плоскую стенку путем теплопроводности пропорциональна разности температур и обратно пропорциональна толщине стенки

$$q = \lambda \frac{t_{ct1} - t_{ct2}}{\delta}. \quad (2.7)$$

Записывая это выражение в форме, аналогичной закону Ома в электротехнике, и вводя понятие о тепловом (термическом) сопротивлении, получаем

$$q = \frac{t_{ct1} - t_{ct2}}{R}, \quad (2.8)$$

где $R = \delta/\lambda$ — тепловое (термическое) сопротивление стенки.

Для сложной стенки, состоящей из n слоев, без зазоров, прилегающих друг к другу, тепловое сопротивление будет равно сумме сопротивлений отдельных слоев:

$$R = \sum_{i=1}^n R_i = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \quad (2.9)$$

и удельный тепловой поток может быть определен по формуле

$$q = \frac{t_{ct1} - t_{ct(n+1)}}{R} = \frac{\Delta t}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \quad (2.10)$$

Из выражений (2.8), (2.9), (2.10) можно определить изменение температуры стенки при передаче через нее определенного количества теплоты.

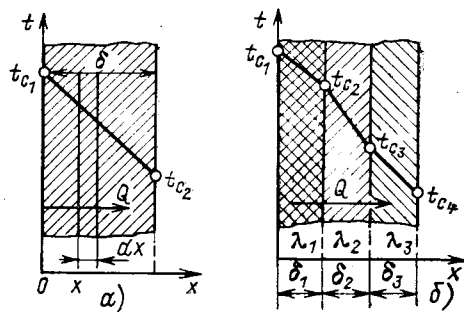


Рис. 2.2. Распределение температуры в стенке.

a — плоской; b — многослойной.

Для однослойной стенки

$$\Delta t_{ct} = t_{ct1} - t_{ct2} = q \frac{\delta}{\lambda}. \quad (2.11)$$

Для многослойной стенки

$$\Delta t_{ct} = qR = q \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}. \quad (2.12)$$

Распределение температуры внутри стенки изображается прямой линией в случае однослойной стенки и ломаной прямой в случае многослойной (рис. 2.2). Излом линий определяется коэффициентом теплопроводности материала слоя. Коэффициенты теплопроводности находятся экспериментально и приводятся в справочниках.

При передаче теплоты теплопроводностью через цилиндрическую стенку (например, стенку трубки, образующей поверхность нагрева) имеем согласно закону Фурье:

$$dt = -\frac{Q}{2\pi r l} \frac{dr}{\lambda}, \quad (2.13)$$

где r — радиус трубки.

Тепловой поток направлен по радиусу от центра к периферии (рис. 2.3) и поверхность равна $F = 2\pi r l$, где l — длина цилиндра.

Интегрирование (2.13) в этом случае дает

$$t_{c1} - t_{c2} = -\frac{Q}{2\pi l \lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}, \quad (2.14)$$

где r_2 — радиус наружной поверхности; r_1 — радиус внутренней поверхности.

Из (2.14) тепловое сопротивление цилиндрического слоя $R = \frac{1}{2\pi l \lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}$ или в случае многослойного цилиндра

$$R = \frac{1}{2\pi l} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}. \quad (2.15)$$

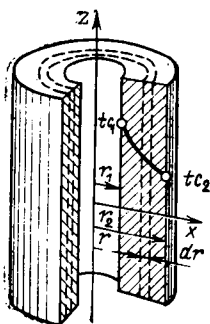


Рис. 2.3. Распределение температуры внутри цилиндрической стенки.

Температура внутри однослойной цилиндрической стенки распределяется, как это видно из (2.14), по логарифмической кривой, изображенной на рис. 2.3.

2.3. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛОБМЕН

При движении жидкостей и газов теплообмен происходит как вследствие теплопроводности, так и конвекции, т. е. переноса теплоты массой жидкости или газа с более высокой температурой, которая при своем движении замещает более холодную массу. Удельный тепловой поток, обусловленный теплопроводностью, может быть определен по формуле Фурье, а конвективный поток теплоты рассчитывается как произведение массовой скорости жидкости или газа ρw_x на теплоемкость и температуру жидкости, отсчитываемую от некоторого уровня,

$$q = \rho w_x c_p (t - t_0). \quad (2.16)$$

Конвективный поток прямо связан со скоростью движения жидкости вдоль оси w_x . Поэтому распределение скоростей и температур в сечении при движении жидкости

зависит не только от физических свойств жидкости, но и от характера и скорости движения. Движение жидкости в зависимости от причины, ее вызывающей, как уже отмечалось, может быть естественным (свободным) или вынужденным (принудительным).

Кроме того, движение жидкости может иметь ламинарный или турбулентный характер. При ламинарном или слоистом движении струи жидкости в своем течении повторяют очертание канала или стенки. Из-за наличия вязкости скорость жидкости различна по сечению. Но скорость в каждой точке при установившемся движении постоянна во времени, т. е. струи потока располагаются упорядоченно. При ламинарном движении в трубе эпюра скоростей представляет собой параболу (рис. 2.4, а), для которой отношение максимальной скорости $w_{\max}$ к средней $w_{\text{ср}}$ равно двум.

При турбулентном движении жидкости в трубе происходит постоянное ее перемешивание: струи хаотически возникают и перемешиваются одна с другой, вследствие чего увидеть отдельные струи нельзя. Скорость жидкости в каждой точке переменна, подвергается частым пульсациям, изменяясь по величине и направлению. При турбулентном движении для каждой точки приходится рассматривать усредненное значение скорости. Вектор действительной скорости w_i некоторой ассоциации молекул можно разложить на две составляющие: осредненную во времени скорость, соответствующую упорядоченному перемещению жидкости в направлении движения $w_{\text{ср}}$, и пульсацион-

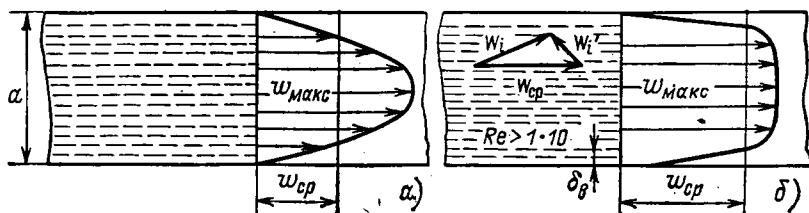


Рис. 2.4. Эпюра скоростей.

а — при ламинарном движении;
б — при турбулентном движении.

ную скорость w' , изменяющуюся по величине и направлению. Если пульсационную скорость осреднить за довольно длительный отрезок времени, то она обращается в нуль.

Профиль осредненных скоростей при турбулентном движении имеет более выпрямленный вид (рис. 2.4, б) чем при ламинарном движении, т. е. характеризуется крутым градиентом скорости вблизи поверхности трубы. Отношение $w_{\text{макс}}/w_{\text{ср}}$ для всего сечения равно 1,2—1,3.

Характер движения жидкости зависит от параметров, совокупность которых может быть установлена в виде безразмерного критерия, называемого по имени известного ученого-гидродинамика критерием Рейнольдса

$$Re = wd_a/\nu, \quad (2.17)$$

где w — средняя скорость потока, м/с; d_a — эквивалентный диаметр канала, по которому течет жидкость; ν — коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

Для ламинарного движения жидкости в каналах $Re < 2300$, для турбулентного — $Re > 1 \cdot 10^4$ (промежуточные значения относятся к неустойчивому движению).

Если движение потока ламинарное, то распространение теплоты от стенки канала к жидкости или, наоборот, по нормали к направлению движения потока происходит путем теплопроводности. В случае турбулентного потока перенос теплоты происходит как теплопроводностью, так и, гораздо более интенсивно, конвекцией.

Отсюда следует, что коэффициент теплообмена при турбулентном движении потока гораздо выше, чем при ламинарном.

Определение количества теплоты, отдаваемой жидкостью стенке или наоборот, является сложной проблемой. Исходя из того, что в пограничном слое, который практически не движется, теплота передается только путем теплопроводности и поэтому тепловой поток пропорционален градиенту температур

$\partial t/\partial y$ по нормали к стенке, для определения количества передаваемой теплоты можно записать уравнение

$$Q = -\lambda F \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_{y \rightarrow 0}, \quad (2.18)$$

где y — расстояние от стенки; F — поверхность, через которую передается теплота.

Количество теплоты можно также определить, зная разность температур между стенкой и жидкостью и поверхность, через которую переносится теплота. Как установлено Ньютоном и Рихманом количество теплоты, отдаваемой жидкостью стенке или наоборот, *прямо пропорционально поверхности и разности температур*, т. е.

$$Q = \alpha F \Delta t, \quad (2.19)$$

где Δt — разность температур между стенкой и жидкостью; α — коэффициент пропорциональности — коэффициент теплоотдачи (теплообмена) от стенки к среде.

Формула (2.19) носит название формулы Ньютона — Рихмана.

Из (2.18) и (2.19) можно расчетным путем определить коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_{y \rightarrow 0}}{t_c - t_{\text{ж}}}. \quad (2.20)$$

На практике определить значение градиента температур $\left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_{y \rightarrow 0}$

трудно, так как для этого необходимо рассчитать температурное поле в движущейся среде, которое в свою очередь зависит от поля скоростей.

В случае ламинарного движения можно записать дифференциальные уравнения, описывающие температурное поле текущей жидкости, с последующей конкретизацией путем применения различных граничных условий. Однако конечное решение будет сложным и получить его аналитическим путем, особенно при движении жидкости в реальных условиях, трудно. При турбулентном движении потока даже такой

теоретический подход трудно осуществить.

Поэтому для определения количества теплоты, переданной от жидкости к стенке или наоборот, используют уравнение в виде (2.19) и все трудности расчета переносят на экспериментальное нахождение коэффициента теплоотдачи α , который зависит от множества различных факторов, в первую очередь от типа жидкости или газа и их состояния, характера и скорости движения, величины и формы поверхности и т. д.

Примерные значения экспериментально определенных коэффициентов теплоотдачи α , Вт/(м²·К), для различных случаев приведены ниже:

Газ при естественной конвекции	5—100
Газ, движущийся внутри или между труб	10—5000
Водяной пар в трубах пароперегревателя	100—2000
Вода в состоянии естественной конвекции	100—1000
Вода при движении в трубах	500—10 000
Вода при кипении (пузырьковом)	2000—40 000
Водяной пар при его конденсации (плёночной)	4000—15 000

Однако из эксперимента можно найти коэффициент теплоотдачи, каждый раз только для одной конкретной среды и для условий эксперимента. Для переноса полученных результатов на другие рабочие среды и другие условия эксперимента и определения коэффициента теплоотдачи прибегают к теории подобия.

Теория подобия физических процессов получила развитие благодаря выдающимся работам М. В. Кирпичева, А. А. Гухмана, М. А. Михеева и др. При этом исходят из того, что каждый физический процесс может быть описан уравнениями математической физики. Анализ этих уравнений (чаще всего дифференциальных) позволяет установить, какие факторы влияют на искомую величину, т. е. отыскать общий вид уравнений.

Возьмем, например, два геометрически подобных канала

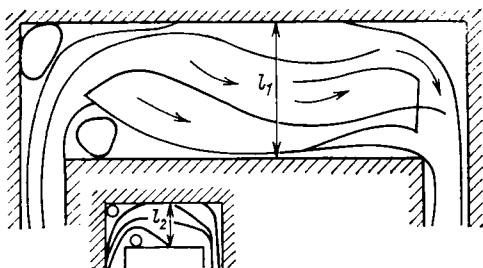


Рис. 2.5. Гидродинамическое подобие потоков.

(рис. 2.5), в которых протекают различные жидкости и с разными скоростями. Гидродинамические явления подобны, если для любых сходственных точек пространства будет соблюдаться пропорциональность скоростей и физических свойств жидкостей — плотности ρ и вязкости μ , т. е.

$$\frac{l_1}{l_2} = k_l; \quad \frac{w_1}{w_2} = k_w; \quad \frac{\mu_1}{\mu_2} = k_\mu; \quad \frac{\rho_1}{\rho_2} = k_\rho.$$

Постоянные k_l , k_w , k_μ , k_ρ называют константами (множителями) подобия. Следовательно, гидродинамическое подобие будет иметь место, если будут подобны поля скоростей и поля физических свойств жидкостей.

Для теплового подобия двух потоков, протекающих в каналах, изображенных на рис. 2.5, в случае конвективной теплоотдачи необходимо, кроме соблюдения геометрического подобия, соблюдение подобия полей скоростей и физических свойств жидкостей (плотности, вязкости и др.), а также подобия температурных полей.

Таким образом, физические процессы будут подобными, во-первых, если они одинаковы по своей природе¹, т. е. качественно одинаковы и описываются одними и теми же математическими уравнениями; во-вторых, если процессы протекают в геометрически подобных устрой-

¹ Если физические явления разнородны по своей природе, то можно говорить лишь о физической аналогии явлений, например считать аналогичным тепловое и электрическое сопротивление тел.

ствах (системах) и, в-третьих, если поля всех одноименных физических величин соответственно будут подобны. Поля скоростей, температур и т. д. могут быть записаны в виде уравнений, например:

$$t = f(x, \tau, a, \lambda, \alpha, t_{\text{окр. ср}}, t_0, \delta), \quad (2.21)$$

где $x, \tau, \lambda, t_0, \delta$ — ранее приведенные обозначения; a — коэффициент температуропроводности; $t_{\text{окр. ср}}$ — температура окружающей среды.

Большое число переменных затрудняет аналитическое решение такого уравнения. Задача решается легче, когда размерные переменные объединяются в безразмерные комплексы (критерии). Кроме приведенного критерия Рейнольдса (Re), в теории теплового подобия широко используются критерии Нуссельта (Nu), Прандтля (Pr), Грасгофа (Gr), Эйлера (Eu) и др. [2].

Таким образом, в общем случае подобными будут те явления, условия однозначности которых подобны (геометрическая форма, временные и граничные условия), а их одноименные критерии, составленные из условий однозначности, численно одинаковы. Критерии, составленные из условий однозначности, называются определяющими. Другими словами, определяющие критерии составлены из независимых переменных величин. Если критерий содержит искомую величину, то его называют неопределяющим.

Базируясь на теории подобия и прибегая к критериям подобия, можно получить критериальные уравнения, пользуясь которыми можно вычислить коэффициенты теплоотдачи для целого класса явлений. Такие критериальные уравнения получены для условий теплоотдачи при движении среды в трубах при ламинарном и турбулентном режимах течения, при движении жидкости в каналах другой формы, движении жидкости вдоль плоской стенки и в случае поперечного движения потока при внешнем

обтекании одной трубы или пучка труб, как и для случая свободного движения теплоносителя.

В качестве примера приведем критериальное уравнение при движении потока жидкости внутри трубы (турбулентный режим течения):

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} c_t c_l. \quad (2.22)$$

Формула (2.22) пригодна при $Re > 5 \cdot 10^3$

$$0,6 < Pr < 100.$$

Здесь $Nu = \alpha d / \lambda$ — критерий Нуссельта, характеризующий интенсивность теплообмена на границе «жидкость — стенка»; $Pr = \nu / a$ — критерий Прандтля, характеризующий физические свойства жидкости ($a = \lambda / c \gamma$ — коэффициент температуропроводности, который характеризует скорость изменения температур в каком-либо теплоносителе в нестационарном режиме; c_t, c_l — поправки, учитывающие соответственно неравномерность поля температур рабочего тела по сечению канала и влияние длины канала). Такого же типа критериальные уравнения имеются и для других классов явлений и форм поверхностей нагрева или охлаждения.

2.4. ТЕПЛООТДАЧА ПРИ КИПЕНИИ ЖИДКОСТИ И КОНДЕНСАЦИИ ПАРА

Теплообмен при кипении воды является важнейшим процессом, протекающим в котлах и ядерных реакторах и по своей физической сущности весьма сложен. Особенностью процесса кипения является образование множества пузырьков, их рост, отрыв от поверхности нагрева и приток на их место новых масс жидкости. Энергичное перемешивание при этом паровых и водяных масс приводит к более интенсивному теплообмену, в результате чего коэффициент теплоотдачи при кипении гораздо выше, чем в молекулярном диффузионном переносе теплоты в граничном слое некипящей жидкости. Если тепловая на-

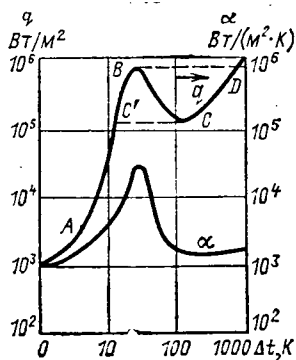


Рис. 2.6. Экспериментальная зависимость удельной тепловой нагрузки и коэффициента теплоотдачи от температурного напора. грузка слишком велика, то количество образующихся паровых пузырьков может быть так велико, что у поверхности образуется сплошная паровая пленка и вместо режима пузырькового кипения наступает режим пленочного кипения, при котором теплоотдача от поверхности нагрева резко уменьшается и температура стенки увеличивается.

Зависимости удельной тепловой нагрузки q , Вт/м², и коэффициента теплоотдачи α , Вт/(м²·К), от температурного напора $\Delta t = t_c - t_{ж}$, полученные для воды на основе экспериментальных данных, представлены на рис. 2.6. При малом значении Δt (до точки А) кипение проявляется слабо и, например, при $\Delta t = 5$ К величина q составляет всего $\sim 5 \cdot 10^3$ Вт/м². Дальше удельная тепловая нагрузка увеличивается и между точками А и В наблюдается область развитого пузырькового кипения. Здесь быстро нарастает коэффициент теплоотдачи α , достигая максимального значения $\alpha \approx 35 \cdot 10^3$ Вт/(м²·К).

Пленочное кипение наблюдается начиная от точки В, причем на участке ВС пленка не покрывает устойчиво поверхность нагрева.

После точки С на участке CD происходит пленочное кипение. Коэффициент теплоотдачи при достижении пленочного кипения резко падает, достигает минимального значения, которое при дальнейшем росте Δt остается неизменным, так как сплошная паровая пленка у по-

верхности нагрева действует как изоляционный материал. Резкий переход от пузырькового к пленочному кипению называется кризисом кипения, соответствующие величины Δt , α , q , называются критическими. Для воды при атмосферном давлении $\Delta t_{кр} = 25$ К.

Весьма важно точно знать параметры кризиса кипения воды и других теплоносителей при различных давлениях с тем, чтобы обеспечить в теплообменниках пузырьковое кипение и исключить возможность достижения кризиса кипения с возможным перегревом поверхности нагрева из-за резкого ухудшения условий охлаждения.

При кипении воды в неограниченном объеме, т. е. в условиях свободной конвекции, для определения коэффициента теплоотдачи пользуются следующим уравнением:

$$\alpha = 46 \Delta t^{0.33} p^{0.5}. \quad (2.23)$$

При конденсации пара, омывающего трубки, образуются капли, которые могут сливаться вместе в сплошную пленку, т. е. конденсация также может быть капельной и пленочной. На чистых поверхностях происходит пленочная конденсация, при этом между водяным паром и холодной поверхностью быстро образуется сплошная пленка конденсата, затрудняющая теплоотдачу.

Если поверхность загрязнена, то происходит капельная конденсация, так как из-за плохой смачиваемости отдельные капли сохраняют свою индивидуальность.

Интенсивность пленочной конденсации ниже капельной в 5—10 раз. Конденсация пара на вертикальной чистой стенке исследована Нуссельтом, который получил расчетную формулу, в дальнейшем уточнявшуюся другими исследователями. При выводе этой формулы принималось, что пленка конденсата движется в ламинарном режиме. Чем толще пленка, тем больше ее термическое сопротивление, ограничивающее теплоотдачу от пара к поверхности тела.

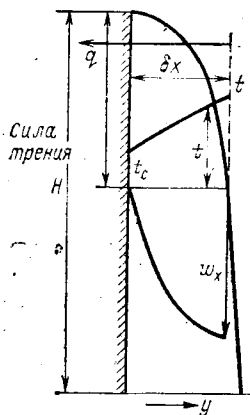


Рис. 2.7. Конденсация пара на вертикальной стенке.

Температуру жидкой пленки со стороны пара примем равной температуре насыщения (рис. 2.7) $t'_{ж} = t_n$, а температуру жидкости у стенки $t''_{ж} = t_c$. Удельный тепловой поток определяется уравнениями:

$$q = \frac{t_n - t_c}{\delta/\lambda}; \quad (2.24)$$

$$q = \alpha(t_n - t_c), \quad (2.25)$$

где δ — толщина пленки; λ — коэффициент теплопроводности конденсата; α — коэффициент теплоотдачи от пара к поверхности стенки. Отсюда следует, что коэффициент теплоотдачи от пара к поверхности стенки $\alpha = \lambda/\delta$.

Теоретический анализ, проведенный Нуссельтом, дает следующую формулу для приближенного определения толщины пленки в условиях ламинарного движения [2]:

$$\delta_x = \sqrt[4]{\frac{4\lambda\mu(t_n - t_c)x}{rp^2g}}, \quad (2.26)$$

где μ — коэффициент динамической вязкости жидкости; ρ — плотность жидкости; r — теплота конденсации пара, равная теплоте парообразования; x — расстояние от верхней кромки стенки до места, для которого определяют толщину пленки.

Сравнивая уравнения (2.24), (2.25) и (2.26), получаем

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta_x} = \sqrt[4]{\frac{rp^2g\lambda^3}{4\mu(t_n - t_c)x}}. \quad (2.27)$$

Среднее значение α для всей высоты H стенки будет составлять

$$\alpha = 0,943 \sqrt[4]{\frac{rp^2g\lambda^3}{\mu(t_n - t_c)H}}. \quad (2.28)$$

Физические константы λ , ρ , μ принимаются при средней температуре

$$t_{cp} = \frac{t_n - t_c}{2}.$$

Формула (2.28) пригодна не только для плоской стенки, но и для вертикальных труб и цилиндров.

Для горизонтальных труб наружным диаметром d_n , заменяя $\mu/g = \nu$, имеем:

$$\alpha = 0,728 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3\rho r}{\nu d_n(t_n - t_c)}}. \quad (2.29)$$

Если число рядов труб n и пленка конденсата стекает последовательно с одной трубы на другую, вместо наружного диаметра фигурирует произведение nd_n .

Приведенные формулы относятся к ламинарному движению пленки, когда критерий $Re = \omega\delta/\nu < 400$ (при неподвижном паре). При турбулентном движении коэффициент теплоотдачи становится больше.

Шероховатость поверхности труб, обусловленная коррозией последних, снижает коэффициент теплоотдачи при конденсации пара. Поэтому формулы (2.28) и (2.29) применимы для латунных труб, а при стальных трубках вводят понижающий коэффициент (около 0,9).

Коэффициент теплоотдачи резко снижается при наличии в конденсирующемся паре газов, особенно воздуха. Если в конденсирующемся паре содержится 1% воздуха, коэффициент теплоотдачи α снижается в 2—3 раза. Поэтому необходимо удалять воздух из устройств, в которых конденсируется пар (конденсаторы, регенеративные теплообменники и т. д.).

2.5. ТЕПЛОБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ

Основной особенностью теплообмена излучением является отсутствие непосредственного контакта между телами. Более того, наличие промежуточной среды не обязательно.

Тепловое излучение — результат внутриатомных процессов, протекающих под влиянием температуры, поэтому излучение иногда называется температурным. При нагреве тела тепловая энергия переходит в лучистую энергию. Лучистая энергия, падающая на тело, в зависимости от его природных свойств, формы и состояния поверхности

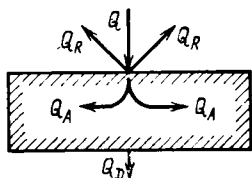


Рис. 2.8. Распределение энергии при падении излучения на поверхность реального тела.

в общем случае частью поглощается телом и переходит снова в тепловую энергию (а иногда и в другие формы энергии), частью проходит сквозь него и частью отражается в окружающее пространство. Согласно электромагнитной теории света носителями лучистой энергии являются электромагнитные волны, излучаемые телами. Эти волны в изотропной среде или вакууме распространяются прямолинейно со скоростью света, подчиняясь оптическим законам преломления, поглощения и отражения. При взаимодействии с веществом носители лучистой энергии проявляют себя как фотоны (кванты энергии).

Разные тела по-разному поглощают, отражают или пропускают лучистую энергию. На рис. 2.8 показано распределение энергии при падении излучения на поверхность реального жидкого или твердого тела. Некоторая часть лучистого потока, равная Q_R , отражается, другая Q_A поглощается телом и, наконец, Q_D проходит сквозь него. В целом

$$Q = Q_R + Q_A + Q_D, \quad (2.30)$$

или

$$\frac{Q_R}{Q} + \frac{Q_A}{Q} + \frac{Q_D}{Q} = R + A + D = 1,$$

где $R = Q_R/Q$ — коэффициент отражения тела; $A = Q_A/Q$ — коэффициент поглощения тела; $D = Q_D/Q$ — коэффициент пропускания (диатермичности) тела.

Тело, полностью отражающее все падающие на него лучи, называется белым телом; для него $R=1$, $A=D=0$. Если тело отражает

все лучи диффузно, оно называется абсолютно белым.

Тело, полностью поглощающее лучистую энергию, называется абсолютно черным; для него $A=1$, $R=D=0$. Абсолютно черных и белых тел в природе не существует.

Тело, пропускающее сквозь себя полностью все лучи, называют диатермичным; для него $D=1$, $A=R=0$.

Основные законы теплового излучения

Закон Планка. В 1900 г. Планк теоретически вывел закон распределения энергии, излучаемой абсолютно черным телом, в зависимости от длин волн

$$E_{ол} = C_1 \lambda^{-5} (e^{C_2/\lambda T} - 1)^{-1}, \quad (2.31)$$

где $E_{ол}$ — спектральная интенсивность излучения абсолютно черного тела, Вт/м²; λ — длина волны, м; T — абсолютная температура тела, К;

$$C_1 = 3,68 \cdot 10^{-16} \text{ Вт/м}^2 \text{ и}$$

$$C_2 = 1,67 \cdot 10^2 \text{ м} \cdot \text{К}.$$

Графически закон Планка представлен на рис. 2.9. Из рисунка видно, что интенсивность излучения с увеличением длины волны сначала резко возрастает, достигает максимума при определенном значении λ и затем уменьшается.

Максимальная интенсивность излучения при повышении температуры смещается в область более ко-

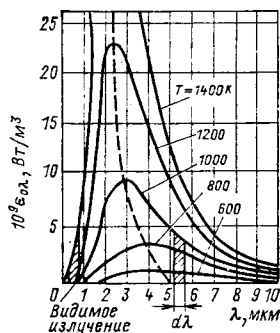


Рис. 2.9. Закон Планка.

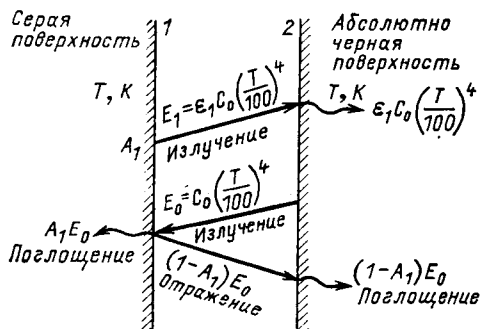


Рис. 2.10. Закон Кирхгофа.

ротких волн, что видно из закона Вина, выражаемого уравнением

$$\lambda_{\text{макс}} T = 2,9 \text{ мм} \cdot \text{К}. \quad (2.32)$$

Закон Стефана — Больцмана. Полное количество энергии, излучаемой 1 м² поверхности абсолютно черного тела E_0 , Вт/м², для всех длин волн (от $\lambda=0$ до $\lambda=\infty$) определяется уравнением

$$E_0 = \int_0^{\infty} E_{\text{ол}} d\lambda = \int_0^{\infty} \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1} d\lambda. \quad (2.33)$$

Интегрирование этого уравнения дает

$$E_0 = \sigma_0 T^4, \quad (2.34)$$

где $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ — константа излучения абсолютно черного тела.

Уравнение (2.34) выражает закон Стефана — Больцмана, согласно которому *излучательная способность абсолютно черного тела пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры.*

Следовательно, в области высоких температур излучательная способность тел может быть большой. В технических расчетах при больших значениях температур вместо выражения (2.34) удобнее пользоваться уравнением

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (2.35)$$

где $C_0 = \sigma_0 \cdot 10^8 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела.

Закон Стефана — Больцмана может быть применен к так называемым

серым телам. Под серыми телами понимаются такие тела, спектр излучения которых подобен спектру излучения абсолютно черного тела и отличается от него только тем, что при одной и той же температуре каждая ордината интенсивности излучения серого тела составляет одну и ту же долю от соответственной ординаты абсолютно черного тела.

Для серого тела выражение (2.35) запишется в виде

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (2.36)$$

Из сопоставления (2.35) и (2.36) находим относительную излучательную способность или степень черноты любого тела:

$$\epsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{\sigma T^4}{\sigma_0 T^4} = \frac{C \left(\frac{T}{100} \right)^4}{C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4}. \quad (2.37)$$

Степень черноты ϵ изменяется в пределах от 0 до 1.

Расчетное уравнение для нахождения энергии излучения серого тела имеет вид:

$$E = \epsilon E_0 = \epsilon C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (2.38)$$

Закон Кирхгофа устанавливает связь между излучательной и поглощательной способностями любого тела. Если взять две поверхности, имеющие температуру T , К, и одна из них (2) будет абсолютно черной, а вторая (1) серой (рис. 2.10), то поверхность тела 2 излучает на тело 1 энергию $E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4$, часть которой $A_1 E_0$ поглощается телом 1 (здесь A_1 — коэффициент поглощения тела 1). Тело 1 в свою очередь излучает энергию

$$E_1 = \epsilon_1 E_0 = \epsilon_1 C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (2.39)$$

При равенстве температур обеих поверхностей тепловой поток, излучаемый серой поверхностью, должен быть равен тепловому потоку, кото-

рый она поглощает. Следовательно,

$$A_1 E_0 = E_1 \text{ или } \frac{E_1}{A_1} = E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (2.40)$$

Полученная закономерность справедлива для любых других серых тел, поглощательные способности которых соответственно равны A_2 , A_3 и т. д. Поэтому уравнение (2.40), выражающее закон Кирхгофа, можно записать в общем виде:

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \frac{E_3}{A_3} = E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (2.41)$$

т. е. для любого тела отношение его излучательной способности к поглощательной равно излучательной способности абсолютно черного тела при той же температуре и зависит только от температуры.

Подставляя в уравнение (2.41) вместо E_1 и E_2 соответственно $C_1 \left(\frac{T}{100} \right)^4$; $C_2 \left(\frac{T}{100} \right)^4$ и т. д. и сокращая обе части уравнения на $\left(\frac{T}{100} \right)^4$, получаем

$$\frac{C_1}{A_1} = \frac{C_2}{A_2} = \frac{C_3}{A_3} = \dots = C_0. \quad (2.42)$$

Если сравнить уравнения (2.42) и (2.37), то окажется, что $A = \epsilon$, т. е. поглощательная способность тела и степень черноты численно равны друг другу.

Лучистый теплообмен между двумя поверхностями и излучение газов

Лучистый теплообмен между двумя параллельными пластинами площадью F определяется выражением

$$Q_{\text{л}} = \epsilon_{\text{пр}} C_0 F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (2.43)$$

$$\text{Здесь } \epsilon_{\text{пр}} = \frac{\epsilon_1 \epsilon_2}{\epsilon_1 + \epsilon_2 - \epsilon_1 \epsilon_2} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$$

— приведенная степень черноты; T_1 , T_2 — соответственно температуры пластин.

Нагретые газы обладают также способностью излучать и поглощать теплоту. Особо важное значение в практике теплотехнических установок имеет изучение излучения трехатомных газов — компонентов продуктов сгорания топлива: углекислоты — CO_2 , сернистого ангидрида — SO_2 и водяного пара — H_2O . Излучение этих газов сильно отличается от излучения твердых тел.

Для твердых тел характерны сплошные спектры излучения всех длин волн (от $\lambda=0$ до $\lambda=\infty$). Газы излучают и поглощают энергию в определенных интервалах длин волн или, как говорят, в полосах, расположенных в различных частях спектра. Лучи остальных длин волн не поглощаются и не излучаются. Твердые тела излучают и поглощают энергию поверхностным слоем, газы же — всем объемом, так как молекулы газа находятся на относительно больших расстояниях одна от другой. Газовые объемы не отражают лучей. При полосовых спектрах закон Стефана — Больцмана не применим и заменяется следующим выражением:

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^n. \quad (2.44)$$

Показатель степени для двуокиси углерода $n=3,5$ и для водяного пара $n=3$. Однако для удобства расчетов считают, что излучение газов также следует закону четвертой степени, но тогда в коэффициент C вносят поправку на температуру.

Для определения относительной излучательной способности газов в долях излучения абсолютно черного тела, или степени черноты газов, служит формула

$$\epsilon_{\text{г}} = 1 - e^{-10 k p s}, \quad (2.45)$$

здесь $\epsilon_{\text{г}}$ — степень черноты газов; p — общее давление газов; s — эффективная толщина излучающего слоя, м; $k = k_{\text{г}} r_{\text{г}}$; $r_{\text{г}}$ — сумма объемных долей водяного пара и трехатомных газов; $k_{\text{г}}$ — коэффициент ослабления лучей трехатомными

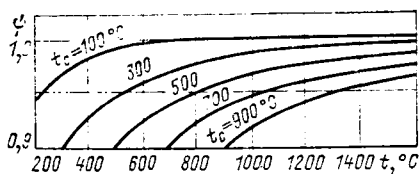


Рис. 2.11. Зависимость поправки ψ от температуры газов.

газами, содержащимися в продуктах сгорания, определяемый по опытной формуле:

$$k_r = (0,8 + 1,6r_{\text{H}_2\text{O}}) \times (p_{\text{H}_2\text{O}})^{-1/2} \left(1 - 0,38 \frac{T}{100}\right), \quad (2.46)$$

где $r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}/V_r$ — объемная доля водяных паров; T — абсолютная температура газов; $p_{\text{H}_2\text{O}} = 10r_{\text{H}_2\text{O}}p$ — суммарное парциальное давление трехатомных газов.

Произведение kps называется силой поглощения газов.

Обычно степень черноты газов в зависимости от конкретных условий определяют по номограммам, приведенным в специальной литературе [4].

Для определения количества теплоты, переданной от незапыленных газов к стенкам поверхностей нагрева, $q_{\text{л}}$, Вт/м², пользуются формулой

$$q_{\text{л}} = C_0 \varepsilon'_c \varepsilon_r \left[\left(\frac{T_r}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_c}{100}\right)^4 \right] \psi, \quad (2.47)$$

где $\varepsilon'_c = \frac{\varepsilon_c + 1}{2}$ — эффективная степень черноты стенок; ψ — поправка, учитывающая отклонения лучеиспускания от закона Стефана — Больцмана, приведена на рис. 2.11;

T_r — средняя температура газов; T_c — средняя температура стенки. Для запыленных газов $\psi = 1$.

2.6. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

В поверхностных теплообменниках, широко применяемых в энергетических установках, теплота от греющей среды передается обогреваемой среде через стенку. Этот

сложный процесс называется теплопередачей.

Рассмотрим сначала часто встречающийся на практике случай передачи теплоты от одной среды к другой через многослойную плоскую стенку (рис. 2.12).

Допустим, что температура греющей среды равна t_1 , а нагреваемой t_2 . Теплота от греющей среды передается поверхности стенки, температура которой устанавливается t_{c1} , затем теплота передается через различные слои стенки и, наконец, от наружной поверхности к нагреваемой среде.

Теплообмен между средой и поверхностью, как было отмечено ранее, называется теплоотдачей, которая может быть конвективной, лучистой или сложной, т. е. происходящей одновременно конвекцией и лучеиспусканием.

Количество теплоты, передаваемого от греющей среды к внутренней поверхности при отсутствии излучения, можно рассчитать по формуле Ньютона — Рихмана (2.19)

$$q = \alpha_1 (t_1 - t_{c1}),$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от греющей среды к внутренней поверхности;

или

$$q = (t_1 - t_{c1}) / R_1, \quad (2.48)$$

где $R_1 = 1/\alpha_1$ — тепловое сопротивление при переходе теплоты от греющей среды к внутренней поверхности.

Пользуясь данным выражением и формулами для расчета теплово-

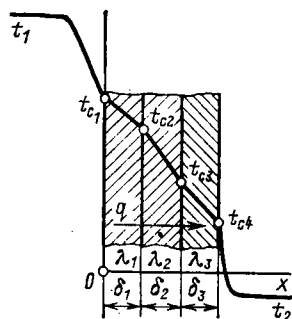


Рис. 2.12. Теплопередача через многослойную плоскую стенку.

го потока при передаче теплоты теплопроводностью, можно написать ряд значений температур на различных поверхностях многослойной стенки:

$$\left. \begin{aligned} t_1 - t_{c1} &= qR_1 = q\left(\frac{1}{\alpha_1}\right); \\ t_{c1} - t_{c2} &= qR'_2 = q\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1}\right); \\ t_{c2} - t_{c3} &= qR''_2 = q\left(\frac{\delta_2}{\lambda_2}\right); \\ t_{c3} - t_{c4} &= qR'''_2 = q\left(\frac{\delta_3}{\lambda_3}\right); \\ t_{c4} - t_2 &= qR_3 = q\left(\frac{1}{\alpha_2}\right). \end{aligned} \right\} \quad (2.49)$$

Сложив все равенства, получим:

$$t_1 - t_2 = q(R_1 + R'_2 + R''_2 + R'''_2 + R_3) = qR, \quad (2.50)$$

откуда следует, что удельный тепловой поток равен:

$$q = \frac{t_1 - t_2}{R} = \frac{1}{R} (t_1 - t_2). \quad (2.51)$$

Суммарное термическое сопротивление R в общем случае представляет собой сумму отдельных термических сопротивлений:

$$R = R_1 + R'_2 + R''_2 + R'''_2 + \dots + R_n,$$

где $R_1 = 1/\alpha_1$ — термическое сопротивление при переходе теплоты от греющей среды к внутренней поверхности; $R'_2 = \delta_1/\lambda_1$ — термическое сопротивление первого слоя стенки и т. д.

Заменяя величину R его составляющими, в нашем случае получаем

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{t_1 - t_2}{k}. \quad (2.52)$$

В данной формуле $t_1 - t_2 = \Delta t$ называют температурным напором.

Величина k , Вт/(м²·К), называется коэффициентом теплопередачи и определяется по

выражению

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2.53)$$

Из выражения (2.53) следует, что коэффициент теплопередачи численно равен количеству теплоты, переданной от одной греющей среды к другой через стенку площадью 1 м² при разности температур между средами, равной 1°, и имеет такую же размерность, как и коэффициент теплоотдачи.

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 входят в состав коэффициента теплопередачи и следует видеть разницу между этими понятиями.

При теплопередаче через тонкие металлические стенки величинами δ/λ можно пренебречь, и тогда формула (2.53) приобретает вид

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}. \quad (2.54)$$

Температуру стенок можно определить, используя уравнение (2.52). Изменение температуры внутри плоской стенки характеризуется ломаной прямой, изображенной на рис. 2.12.

При переходе от греющей среды к стенке температура быстро изменяется от t_1 до t_{c1} в тонком пограничном слое. Такой же характер изменения имеет температура при переходе от стенки к нагреваемой среде (рис. 2.12).

Для цилиндрической стенки длиной l с внутренним диаметром d_1 и внешним d_2 (рис. 2.13) уравнение для удельного теплового потока, отнесенного на 1 м длины трубы, передаваемого конвекцией, запишется в виде

$$q_l = \alpha_1 \pi d_1 (t_1 - t_{c1}) = \alpha_2 \pi d_2 (t_{c2} - t_2) \quad (2.55)$$

и в случае передачи теплоты за счет теплопроводности:

$$q_l = \frac{2\pi\lambda(t_{c1} - t_{c2})}{\ln(d_2/d_1)}. \quad (2.56)$$

Из написанных уравнений можно легко определить неизвестные температуры t_{c1} и t_{c2} . Преобразуя уравнения аналогично предыдущему, получаем расчетные формулы:

$$q_l = k_l \pi (t_1 - t_2), \quad (2.57)$$

где k_l — линейный (т. е. отнесенный к 1 м длины) коэффициент теплопередачи

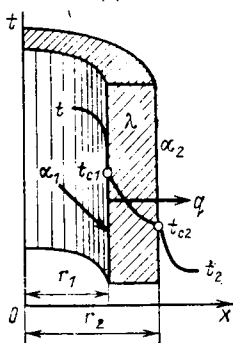


Рис. 2.13. Теплопередача через цилиндрическую стенку.

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (2.58)$$

Величину, обратную k_l , т. е. $R_l = 1/k_l$, называют линейным термическим сопротивлением.

В случае многослойной цилиндрической стенки расчетная формула для R_l имеет вид:

$$R_l = \frac{1}{k_l} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i l} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_n} \quad (2.59)$$

Распределение температур для однослойной стенки, показано на рис. 2.13.

Необходимо отметить, что при выводе формул (2.52) и (2.57) полагали, что температура греющей и нагреваемой сред не изменяется вдоль поверхности нагрева. Но чаще температура теплоносителей по поверхности нагрева изменяется по мере отдачи или получения теплоты.

На рис. 2.14 показаны основные случаи движения жидкости и изменения температуры в теплообменниках. Нагреваемая и греющая среды могут двигаться или в одну сторону вдоль поверхности нагрева (прямоток) (рис. 2.14, а) или в разные (противоток) (рис. 2.14, б) по отношению друг к другу. Вместе со схемами движения среды показано изменение температур греющей и нагреваемой сред (температура греющей среды уменьша-

ется, а нагреваемой — возрастает).

Разность температур двух сред по всей поверхности нагрева называется располагаемым перепадом температур (температурным напором) Δt . Как видно из рис. 2.14, величина температурного напора является переменной.

При расчете теплообменников пользуются теми же формулами, что и в случае неизменных температур, однако при этом вычисляется средний температурный напор Δt (средняя разность температур). Данный температурный напор для приведенных двух схем (прямоток и противоток) выражается логарифмической зависимостью

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (2.60)$$

где Δt_6 — наибольшая разность температур греющей и нагреваемой сред; Δt_m — наименьшая разность температур.

При небольших изменениях температур греющей и нагреваемой сред, когда $\Delta t_6 / \Delta t_m > 0,6$, можно среднелогарифмический температурный напор заменить среднеарифметическим:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t'_1 + t'_1}{2} - \frac{t'_2 + t'_2}{2} \quad (2.61)$$

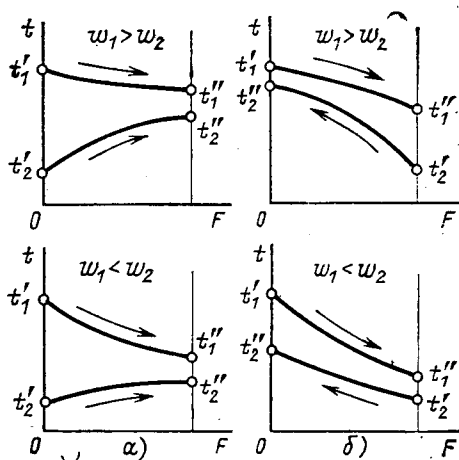


Рис. 2.14. Движение жидкости и изменение температуры в теплообменниках.

а — прямоток; б — противоток.

Возможны и другие случаи движения теплоносителя один относительно другого: перекрестный ток (см. рис. 2.10,в) или другие сложные схемы. Для этих случаев средний напор будет меньше соответствующего напора при противотоке, и его вычисляют по формуле

$$\Delta t_{\text{ср}} = \epsilon \Delta t, \quad (2.62)$$

где ϵ — поправочный коэффициент, который находят в зависимости от значений величин p и R

$$p = \frac{t'_2 - t'_2}{t'_1 - t'_1}; \quad R = \frac{t'_1 - t'_1}{t'_2 - t'_2}.$$

Значения ϵ находятся по графикам, имеющимся в справочниках по теплопередаче.

Глава третья

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ГИДРОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ГИДРОЭНЕРГЕТИКИ

Гидравликой называется прикладная наука, изучающая законы движения и покоя жидких тел и рассматривающая способы приложения этих законов к решению конкретных технических задач.

Гидравлику (гидромеханику) принято подразделять на два самостоятельных раздела: гидростатику и гидродинамику.

3.1. ГИДРОСТАТИКА

Гидростатикой называется раздел гидравлики, в котором изучаются законы равновесия неподвижных жидкостей и рассматриваются практические приложения этих законов. В каждой точке некоторого объема жидкости, находящейся в равновесии, будет наблюдаться определенное давление, называемое гидростатическим. Если вместо точки рассматривать площадку, то говорят о давлении на площадку или площадь.

Гидростатическое давление обладает двумя свойствами: давление направлено по внутренней нормали к площадке, на которую действует, и давление не зависит от ориентировки в пространстве этой площадки.

Полное гидростатическое давление p , Па, определяется по основному уравнению гидростатики

$$p = p_0 + \rho gh, \quad (3.1)$$

где p_0 — внешнее давление, действующее на свободную поверхность

жидкости, Па; ρ — плотность жидкости, кг/м^3 ; h — глубина погружения, м; g — ускорение свободного падения, м/с^2 .

Произведение ρgh есть избыточное давление (по отношению к p_0) или давление столба жидкости. В случае если внешнее давление равно атмосферному, то избыточное давление называется также манометрическим.

Пусть имеется некоторый сосуд, наполненный водой, находящейся под внешним давлением p_0 . Этот сосуд располагается над некоторой плоскостью сравнения $0-0$ (рис. 3.1), так что поверхность воды в нем находится на высоте z_0 относительно этой плоскости. Возьмем в жидкости произвольную точку A , находящуюся на глубине h и на расстоянии z от плоскости сравнения. Тогда $h = z_0 - z$, а полное давление в точке A согласно (3.1) составит

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z), \quad (3.2)$$

откуда

$$\frac{p}{\rho g} + z = \frac{p_0}{\rho g} + z_0 = H_c = \text{const.} \quad (3.3)$$

Видно, что зависимость (3.3) справедлива не только для точки A , но и для любой другой.

В формуле (3.3) $p/\rho g$ — пьезометрическая высота, соответствующая манометрическому давлению, т. е. высота столба жидко-

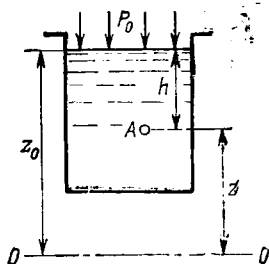


Рис. 3.1. Схема к определению гидростатического напора.

сти над данной точкой, м; z — высота над плоскостью сравнения, м; H_c — гидростатический напор, м.

Зная закон распределения гидростатического давления в жидкости, можно найти полное давление на ограничивающие жидкость поверхности (стенки) и дно сосудов. В этом случае задача сводится к определению равнодействующей силы давления (по величине и направлению), а также к нахождению точки ее приложения — так называемого центра давления.

Рассмотрим общий случай, когда имеется плоская поверхность (стенка) площадью ω , наклоненная к горизонту под некоторым углом α и совмещенная с координатной осью y (рис. 3.2) *. Выделим на рассматриваемой плоскости элементарную площадку $d\omega$ в виде полоски, параллельной оси x .

Гидростатическое давление в любой точке этой полоски определяется формулой

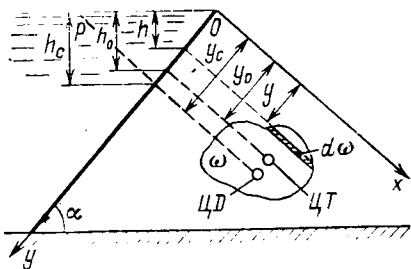


Рис. 3.2. Схема к определению давления жидкости на плоскую поверхность.

* На рис. 3.2 показана проекция поверхности площадью ω на плоскость yx .

(3.1), следовательно, давление на всю площадку будет

$$dp = (p_0 + \rho gh) d\omega. \quad (3.4)$$

Выразив h через $y \sin \alpha$ и проинтегрировав (3.4) по площади ω , получим полное давление на всю рассматриваемую поверхность

$$p = \int_{\omega} (p_0 + \rho gy \sin \alpha) d\omega = p_0 \omega + \rho g \sin \alpha \int_{\omega} y d\omega. \quad (3.5)$$

Но $\int_{\omega} y d\omega$ есть статический момент площади ω относительно оси x и равняется

$$\int_{\omega} y d\omega = y_0 \omega, \quad (3.6)$$

где y_0 — расстояние (в плоскости стенки) до центра тяжести (ЦТ на рис. 3.2) этой площади.

Так как $y_0 \sin \alpha = h_0$ (рис. 3.2), то выражение (3.5) примет вид

$$p = p_0 \omega + \rho g \sin \alpha y_0 \omega = (p_0 + \rho gh_0) \omega, \quad (3.7)$$

где h_0 — глубина погружения центра тяжести площади.

Следовательно, давление жидкости на рассматриваемую плоскую поверхность равняется произведению величины смоченной площади на гидростатическое давление в ее центре тяжести.

Зная свойства гидростатического давления, вытекающие из (3.1) и используя уравнение (3.7), можно решить другие практические задачи (давление на дно, вертикальную стенку и т. п.). Направление равнодействующей силы давления всегда совпадает с внутренней нормалью к площади, на которую она действует. Что касается точки приложения ее, называемой центром давления (ЦД), то она определяется на основе эпюры гидростатического давления и в общем случае не совпадает с центром тяжести (ЦТ) фигуры, воспринимающей гидростатическую нагрузку.

3.2. ГИДРОДИНАМИКА

Гидродинамикой называется раздел гидравлики, изучающий законы движения жидкости. Состоя-

ние жидкости, находящейся в движении, определяется не только давлением, как это было в случае покоя, но и скоростями движения отдельных частиц.

Картина скоростей в каждый данный момент времени в пространстве, заполненном движущейся жидкостью, называется полем скоростей, а картина давлений — полем давлений. Здесь под давлением понимается давление гидродинамическое, которое определяется как сила взаимодействия между частицами жидкости, отнесенная к единице площади. Для идеальной жидкости оно обладает теми же свойствами, что и гидростатическое давление, т. е. также не зависит от ориентации площадки, на которую действует, и всегда нормально к ней.

При изучении потоков жидкости вводится ряд понятий: площадь живого сечения потока, смоченный периметр и гидравлический радиус.

Площадью живого сечения (живым сечением) называется площадь сечения потока ω , расположенная перпендикулярно продольным стенкам русла, т. е. общему направлению движения жидкости (рис. 3.3).

Живое сечение может быть ограничено твердыми стенками полностью или частично, т. е. так, что часть живого сечения подвержена внешнему давлению. В первом случае движение называется напорным и характеризуется тем, что гидродинамическое давление в любой точке потока отлично от атмосферного. Второй случай определяет безнапорное движение, характеризующееся постоянным давлением (обычно атмосферным) на свободной поверхности.

Длина части периметра живого сечения, по которой поток соприкасается с ограничивающими его стенками, называется смоченным периметром и обозначается греческой буквой χ (рис. 3.3). Отношение живого сечения к смоченному периметру называется гидравли-

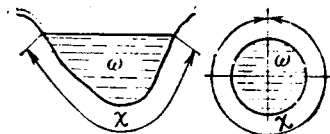


Рис. 3.3. Гидравлические элементы потока.

ческим радиусом $R = \omega / \chi$. Гидравлический радиус показывает, какая часть площади живого сечения приходится на единицу длины смоченного периметра.

Важными характеристиками потока являются расход жидкости и средняя скорость ее движения.

Расход потока Q — количество жидкости, протекающее через поперечное сечение потока в единицу времени (обычно 1 с). Практические единицы, наиболее часто применяемые для измерения расхода, — л/с и м³/с.

Средняя скорость потока v , м/с, получается как частное от деления расхода воды на живое сечение, т. е.

$$v = Q / \omega. \quad (3.8)$$

Различают движение установившееся и неуставившееся.

Если скорость и давление в каждой данной точке пространства, заполненного движущейся жидкостью, не изменяются во времени (но могут меняться при переходе от одной точки пространства к другой), движение называется установившимся, или иначе движение будет установившимся, если поле скоростей и поле давлений в рассматриваемых сечениях потока не изменяются во времени, т. е. скорость и давление в каждой точке зависят только от ее координат

$$v = v(x, y, z); \quad (3.9)$$

$$p = p(x, y, z). \quad (3.10)$$

Установившееся движение может быть равномерным и неравномерным. Равномерное движение соответствует случаю, когда на рассматриваемом участке потока сохраняются постоянными значения живого сечения и скорости

движения жидкости. Это наиболее простой вид движения, которое, очевидно, возможно лишь тогда, когда форма и размеры живого сечения при неизменном уклоне дна остаются неизменными. Примерами равномерного движения могут служить: движение жидкости в цилиндрической трубе при постоянном расходе, течение воды в канале с постоянным сечением и неизменной глубиной потока.

Если указанные условия не соблюдаются, т. е. если при движении жидкости изменяются по длине потока живое сечение и скорость, то движение будет неравномерным.

Неустановившееся движение характеризуется изменчивостью во времени поля скоростей и поля давления в каждой точке (x, y, z) . В этом случае скорость и давление в каждой точке пространства зависят как от координат движущейся частицы, так и от времени

$$v=v(x, y, z, \tau); \quad (3.11)$$

$$p=p(x, y, z, \tau). \quad (3.12)$$

Примерами неустановившегося движения являются: истечение жидкости из резервуара при переменном горизонте, движение воды в нижнем бьефе ГЭС при переменном режиме ее работы и др. Неустановившееся движение воды является наиболее общей и часто встречающейся в гидротехнике и гидроэнергетике формой движения воды.

Уравнение неразрывности. Из уравнений (3.8) следует, что

$$Q=\omega v. \quad (3.13)$$

Рассматривая несколько различных сечений по длине потока с постоянной величиной расхода жидкости и принимая во внимание закон сохранения материи, последнее уравнение можно записать в следующем виде:

$$Q=\omega_1 v_1=\omega_2 v_2=\dots=\text{const.} \quad (3.14)$$

Это уравнение называется уравнением неразрывности по-

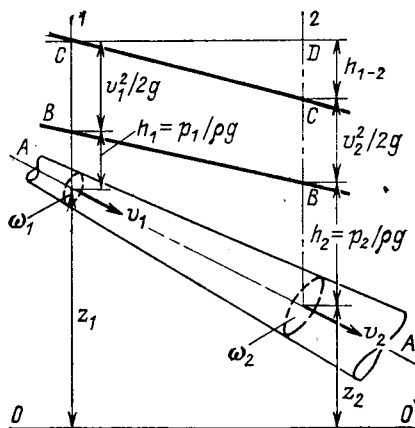


Рис. 3.4. Графическое представление уравнения Бернулли.

тока и является первым основным уравнением гидродинамики. Из уравнения следует, что

$$v_1/v_2=\omega_2/\omega_1, \quad (3.15)$$

т. е. средние скорости в поперечных сечениях потока при неразрывности движения обратно пропорциональны площади этих сечений.

Уравнение Бернулли. Вторым основным уравнением гидродинамики является уравнение, устанавливающее зависимость между скоростью и давлением в различных сечениях потока жидкости. Это уравнение можно получить из основного уравнения гидростатики (3.3), определяющего гидростатический напор H_c относительно уровней 1—2 над плоскостью сравнения,

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} = H_c = \text{const.} \quad (3.16)$$

При движении жидкости часть потенциальной энергии для любого i -го уровня $z_i + p_i/\rho g$ превращается в кинетическую $mv^2/2$, но при этом сумма обоих видов энергии (потенциальной и кинетической) согласно закону сохранения энергии остается неизменной. Тогда уравнение (3.16) можно записать так

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} +$$

$$+\frac{v_2^2}{2g} \equiv \bar{H}_d = \text{const.} \quad (3.17)$$

Это уравнение носит название уравнения Бернулли. В нем z_1 и z_2 представляют собой высоты расположения над плоскостью сравнения тех точек, которым соответствуют давления p_1 и p_2 (рис. 3.4). Величины z_1 и z_2 выражают удельную энергию положения жидкости. Члены $p_1/\rho g$ и $p_2/\rho g$ — пьезометрические высоты или соответственно энергии давления и, наконец, $v_1^2/2g$ и $v_2^2/2g$ — удельные кинетические энергии жидкости в рассматриваемых сечениях (скоростные напоры).

Величина H_d называется гидродинамическим напором. Из уравнения Бернулли (3.17) следует, что уравнение может трактоваться не только как равенство удельных энергий в различных сечениях потока, но и как равенство напоров в этих сечениях.

Уравнение Бернулли, записанное в форме (3.17), справедливо лишь для идеальной жидкости, т. е. лишенной вязкости и сил внутреннего трения. Если вместо идеальной жидкости рассматривать жидкость реальную, то уравнение Бернулли должно существенным образом измениться. Это изменение будет вызвано необходимостью затраты части энергии на преодоление сопротивления движению, в результате чего напор H_d будет убывать по направлению движения. Поэтому в сечении 2 напор будет меньше, чем в сечении 1, на некоторую величину h_{1-2} (рис. 3.4).

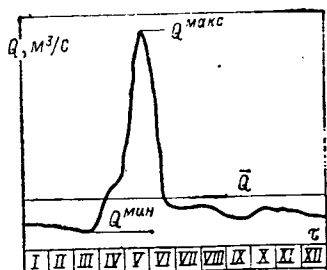


Рис. 3.5. Типичный гидрограф реки снегового питания.

Кроме того, в формулу (3.17) необходимо ввести некоторый коэффициент к скоростному напору, учитывающий неравномерное распределение скоростей по площади живого сечения потока. Это так называемый коэффициент Кориолиса, обозначаемый через α (обычно α изменяется в пределах 1,045—1,10).

Таким образом, уравнение Бернулли для потока реальной жидкости должно быть записано в следующем виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + h_{1-2}. \quad (3.18)$$

Графическое представление уравнения Бернулли дано на рис. 3.4.

Для характеристики относительного изменения полного напора на единицу длины потока вводится понятие о гидравлическом уклоне. Средняя величина его на рассматриваемом участке потока длиной l определяется равенством

$$i_{\text{гидр}} = \frac{H_1 - H_2}{l} = \frac{h_{1-2}}{l}, \quad (3.19)$$

где
$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha v_1^2}{2g};$$
$$H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha v_2^2}{2g}.$$

Гидравлический уклон не имеет размерности, это отвлеченная, безразмерная величина.

Наряду с гидравлическим уклоном вводится понятие о геометрическом уклоне

$$i_{\text{геом}} = \frac{z_1 - z_2}{l} \quad (3.20)$$

и о пьезометрическом уклоне

$$i_p = \frac{\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g}}{l}. \quad (3.21)$$

Данные величины также не имеют размерности. Понятия об уклонах широко используются в различных водохозяйственных и водно-энергетических расчетах.

Для характеристики режима движения жидкости используется без-

безразмерный критерий Рейнольдса (см. гл. 2). Ламинарный режим движения имеет место, например, в капиллярных трубках, при фильтрации воды в мелкозернистых грунтах и в случае течения жидкостей с большой вязкостью (нефть, мазут и т. п.).

На практике в большинстве случаев течение жидкости имеет турбулентный характер.

Потери напора определяют экономические параметры отдельных элементов ГЭС и режим ее работы. Природа этих потерь, как отмечалось, — наличие гидравлических сопротивлений в движущейся жидкости и шероховатости внутренней поверхности водовода.

Указанные сопротивления разделяются на два вида: по длине потока и местные. Первые проявляются по всей длине потока и обусловлены силами трения частиц жидкости друг с другом и о стенки водовода, они пропорциональны длине потока и обозначаются h_d .

Местные сопротивления обусловлены различного рода препятствиями, устанавливаемыми в потоке (затвор, решетка, колено и т. д.), они приводят к изменению величины или направления скорости течения жидкости.

Путем исследований, проведенных в лабораторных и натурных условиях, установлены зависимости между потерями напора, скоростью движения жидкости и параметрами водовода.

В качестве обобщенной зависимости принята следующая:

$$h = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (3.22)$$

где ζ — обобщенный коэффициент сопротивления; $v^2/2g$ — скоростной напор.

Для определения потери напора по длине в цилиндрических трубах формула (3.22) преобразуется в следующий вид:

$$h_d = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.23)$$

где $\lambda \frac{l}{d} = \zeta$ — безразмерный коэф-

фициент гидравлического сопротивления, который зависит от числа Рейнольдса Re и шероховатости внутренней поверхности трубы; l , d — длина и диаметр трубы.

Формула (3.23) носит название формулы Дарси. Если в ней заменить диаметр трубы гидравлическим радиусом $R = \omega/\chi = \pi d^2/4\pi d = d/4$, то эту формулу можно применить и для безнапорных потоков в виде

$$h_d = \lambda \frac{l}{4R} \frac{v^2}{2g}. \quad (3.24)$$

Если решить это уравнение относительно скорости, то оно принимает вид так называемой формулы Шези

$$v = C \sqrt{R i_{\text{гидр}}}, \quad (3.25)$$

где $C = \sqrt{8g/\lambda}$ — коэффициент Шези, зависящий от тех же факторов, что и коэффициент сопротивления λ ; $h_d/l = i_{\text{гидр}}$ — гидравлический уклон, или потеря напора, на единицу длины потока.

Формула Дарси находит применение, главным образом, при расчете водопроводных труб. При этом коэффициент λ определяется по справочным данным.

Водоводы ГЭС обычно рассчитываются по формуле Шези. Необходимое значение коэффициента C определяется по формуле Н. Н. Павловского

$$C = \frac{1}{n} R^y, \quad (3.26)$$

где n — коэффициент шероховатости русла (значения приводятся в справочниках); y — переменный показатель степени, зависящий от шероховатости n и гидравлического радиуса R (в расчетах, не требующих большой точности, принимают $y = 1/6$).

Из формулы Шези (3.25) и (3.26) с учетом (3.13) следует

$$h_d = \frac{v^2 l}{C^2 R} = \frac{Q^2 l}{\omega^2 C^2 R} = A_d Q^2, \quad (3.27)$$

где $A_d = l / \omega^2 C^2 R$ — коэффициент сопротивления потока.

Нетрудно видеть, что и формулу Дарси (3.24) можно преобразовать к такому же виду. Таким образом, потери напора по длине пропорциональны квадрату скорости или расхода воды.

Для определения местных потерь напора используется та же обобщенная зависимость, что и для определения потерь по длине (3.22). Коэффициенты местных потерь при этом для различного вида местных сопротивлений могут быть взяты из справочной литературы по гидравлике.

Так же как и в предыдущем случае, потери напора от местных сопротивлений могут быть выражены через расход потока

$$h_m = \zeta_m \frac{v^2}{2g} = \zeta_m \frac{Q^2}{\omega^2 2g} = A_m Q^2, \quad (3.28)$$

где $A_m = \zeta_m \frac{1}{\omega^2 2g}$ — коэффициент местного сопротивления.

Полная потеря напора между двумя сечениями потока при наличии сопротивлений обоих видов

$$h = h_d + h_m = \sum_{i=1}^k A_{di} Q^2 + \sum_{i=1}^m A_{mi} Q^2 = A Q^2, \quad (3.29)$$

где $\sum_{i=1}^k A_{di}$ — сумма коэффициентов сопротивлений по длине для k участков, если эти участки различны по

значениям коэффициента A_d ; $\sum_{i=1}^m A_{mi}$ —

сумма коэффициентов местных сопротивлений по числу этих сопротивлений m ; A — суммарный коэффициент гидравлических сопротивлений всей системы.

3.3. НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ГИДРОЛОГИИ РЕК

В настоящее время потенциальные гидроэнергетические ресурсы СССР оцениваются в 3338 млрд. кВт·ч, из них 2100 млрд. кВт·ч могут быть технически использованы. Экономически целесообразно на сегодняшний день использовать 1095 млрд. кВт·ч, или 28% потенциальных ресурсов. Укажем для сравнения, что в США, занимающих второе место после СССР по запасам гидроэнергии, экономический потенциал составляет 710 млрд. кВт·ч.

Гидрологической основой гидроэнергетики являются данные о режиме стока, определяемом соответствующими характеристиками. Рассмотрим вкратце эти характеристики и условимся об основных определениях и терминологии.

Расход воды Q — количество воды, протекающее в 1 с через данное поперечное сечение водотока, м³/с.

Хронологический график изменения расходов воды во времени $Q(t)$ в каком-либо створе реки носит название гидрографа. График строится по результатам гидрометрических наблюдений. В качестве расходов при этом используются средние значения за рассматриваемые интервалы времени (час, сутки, декада, месяц и т. д.). Такой гидрограф характеризуется максимальным, средним и минимальным значениями расхода за рассматриваемый период. Форма гидрографа определяется исключительно типом питания рек (снеговое, дождевое, ледниковое и т. д.). На рис. 3.5 изображен типовой годовой гидрограф средних суточных расходов реки, имеющей преимущественно снеговое питание.

Если осреднение расхода осуществлять за более длительные интервалы времени (декада, месяц), то рассматриваемый гидрограф приобретает ступенчатый характер.

Сток W — суммарный объем воды, прошедший через заданное поперечное сечение водотока от какого-либо начального момента t_0 до некоторого конечного t_k и измеряемый обычно в м³ или км³.

При известном гидрографе сток может быть определен по следующим формулам: для непрерывной функции $Q(\tau)$

$$W = \int_{t_0}^{t_k} Q(\tau) d\tau, \quad (3.30)$$

для дискретной функции

$$W = \sum_{i=1}^n \bar{Q}_i \Delta \tau_i, \quad (3.31)$$

где $\bar{Q}_i$ — средний расход в i -м интервале времени $\Delta \tau_i$ ($i \in [1, n]$).

Норма стока W_0 — среднеегодовое годовое стока реки, измеряемый в м³ или км³,

$$W_0 = \frac{\sum_{i=1}^n W_i}{n}, \quad (3.32)$$

где W_i — сток за i -й год ($i \in [1, n]$).

Норма расхода Q_0 — среднеегодовое годовое стока реки, измеряемый обычно в м³/с и связанный с нормой стока W_0 соотношением

$$Q_0 = \frac{\sum_{i=1}^n \bar{Q}_i}{n} = \frac{W_0}{31,54 \cdot 10^6}, \quad (3.33)$$

где $\bar{Q}_i$ — средний расход i -го года; $31,54 \times 10^6$ — число секунд в среднем по продолжительности году.

Модуль стока M — количество воды, прошедшее через данное поперечное сечение в секунду (л/с), отнесенное к единице площади водосбора*, измеряется в л/(с × км²).

Модульный коэффициент K_i представляет собой отношение стока за какой-либо период W_i (или среднего расхода за тот же период $\bar{Q}_i$) к норме стока W_0 (или норме расхода Q_0) соответственно.

Есть и другие характеристики стока, которые, однако, не столь широко распространены, как указанные, и поэтому здесь не рассматриваются.

Отличительной особенностью речного стока является его изменчивость и неповторимость во времени. Сток формируется под воздействием многочисленных и весьма разнообразных факторов. Каждый из них, являясь в той или иной мере случайным, оказывает соответствующее влияние на процесс формирования и протекания речного стока. К одним из решающих относятся климатические факторы. В настоящее время гидрология не располагает достаточно надежными методами выявления количественной зависимости между речным стоком и многообразными во времени и в пространстве стокоформирующими факторами. Таким образом, речной сток для большинства рек земного шара при современном уровне знаний в области геофизических процессов вообще и в области метеорологии и гидрологии, в частности, представляется как непрерывный случайный процесс с присущими ему закономерностями.

* Водосбор — площадь бассейна реки до рассматриваемого сечения.

Однако для упрощения расчетов процесс речного стока обычно представляется в виде случайного дискретного процесса с различным временным осреднением расхода (стока).

Признавая случайный характер стокообразующих факторов, следует отметить, что некоторые из них и в первую очередь такие решающие, как климатические, имеют определенную цикличность своего проявления во времени (сезонную, годовичную, многолетнюю). Соответственно циклический характер носит и речной сток. Опыт показывает, что лишь в сравнительно редких случаях циклические колебания годовых (еще реже сезонных) стоков совершенно не прослеживаются.

Наличие цикличности стока является одной из причин, заставляющих вероятностный процесс речного стока относить к классу нестационарных процессов. Такого рода процессы достаточно сложны и в вычислительном отношении. Все расчеты, связанные с ними, требуют использования теории вероятностей и математической статистики.

Представление о процессе речного стока в настоящее время составляется лишь на основе данных натурных наблюдений за некоторый прошлый период времени. Этот период, как правило, характеризуется относительно коротким временным рядом (до 60—70 лет). Такие ряды не могут дать исчерпывающей информации о характере процесса стока, так как параметры циклов и другие определяющие показатели по таким рядам в достаточной степени нельзя выявить, не говоря об экстремальных значениях, определить которые в этом случае с необходимой достоверностью часто не представляется возможным.

В настоящее время известно несколько математических вероятностных моделей процесса речного стока, отражающих различные гипотезы о характере цикличности и внутрирядных связей и связей стока с другими геофизическими процессами. Однако универсальной модели, годной для всех рек и створов, нет.

Общее представление о характере речного стока как вероятностном процессе дает функция распределения вероятностей $p(x)$. Однако в гидрологии функцию распределения определяют как вероятность того, что случайная величина ξ превзойдет (а не будет меньше, как это трактуется в теории вероятностей) некоторое данное число x :

$$p(x) = P(\xi > x). \quad (3.34)$$

По правилу сложения вероятностей при $x_1 < x_2$ имеем

$$P(\xi > x_1) = P(x_1 < \xi < x_2) + P(\xi > x_2). \quad (3.35)$$

Тогда вероятность попадания случайной величины ξ в интервал (x_1, x_2) определится формулой

$$P(x_1 < \xi < x_2) = p(x_1) - p(x_2). \quad (3.36)$$

Так как вероятность не может быть отрицательной, то из формулы (3.36) сле-

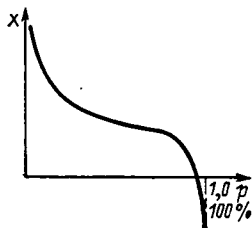


Рис. 3.6. Кривая обеспеченности без ограничений.

дует, что функция распределения в гидрологии является не возрастающей, а убывающей в интервале $(0,1)$ функцией x

$$p(x_1) > p(x_2) \text{ при } x_1 < x_2. \quad (3.37)$$

Если при этом возможные значения случайной величины заключены в интервале (b_1, b_2) , т. е.

$$P(\xi > b_1) = 1; \quad (3.38)$$

$$P(\xi > b_2) = 0, \quad (3.39)$$

то

$$p(x) = \begin{cases} 1 & \text{при } x \leq b_1; \\ 0 & \text{при } x \geq b_2. \end{cases} \quad (3.40)$$

При $-\infty < x < \infty$

$$\left. \begin{aligned} p(x) &\rightarrow 1 & \text{при } x \rightarrow -\infty; \\ p(x) &\rightarrow 0 & \text{при } x \rightarrow \infty, \end{aligned} \right\} \quad (3.41)$$

что обычно для краткости записывается в виде

$$p(x) = \begin{cases} 1 & \text{при } x = -\infty, \\ 0 & \text{при } x = \infty. \end{cases} \quad (3.42)$$

Графически последний случай можно представить в виде кривой, изображенной на рис. 3.6. График функции $p(x)$ в гидрологии носит название кривой обеспеченности.

В гидрологии сущность кривой обеспеченности обычно объясняют, вводя понятие о кривой продолжительности, под которой понимают ряд наблюдаемых за некоторое время значений расходов воды (стока) в реке, но расположенных не в календарном порядке, как это имеет место в гидрографе, а в порядке их убывания.

Кривая продолжительности выражает вероятность того, что расход $Q > Q_i$ будет наблюдаться в течение времени от 0 до t_i . Если в качестве значений расходов брать их среднесуточные величины, отмечаемые в течение некоторого года, то можно построить кривую продолжительности среднесуточных расходов для этого года. Таким же образом можно построить кривые для любого интервала времени, в том числе и для длительного периода лет.

Если продолжительность (шкалу времени) выразить в процентах общей длительности периода, которая принимается за 100 %, или за 1,0, получим указанную выше кривую обеспеченности.

Само собой разумеется, что кривая обеспеченности (продолжительности) не может дать представления о последовательности чередования и тем более о календарных датах появления тех или других величин расходов и отражает лишь определенную закономерность, проявляющуюся в наблюдаемом ряде случайных величин расходов. Для многолетнего ряда эта закономерность заключается в том, что каждому значению среднегодового расхода соответствует определенная вероятность его появления.

Если предполагать известным закон распределения вероятностей речного стока, то кривая обеспеченности, построенная по такому закону, носит название теоретической. В СССР в качестве такой кривой длительное время принимается гамма-распределение, называемое также распределением Пирсона III типа.

Уравнение этой кривой обычно представляется в следующем виде:

$$P(\xi > x_i) = 1 - \frac{\gamma^\gamma}{\Gamma(\gamma)} \int_0^{x_i} x^{\gamma-1} e^{-\gamma x} dx, \quad (3.43)$$

где $\gamma = 1/C_v^2$ (определение C_v — см. ниже); $\Gamma(\gamma)$ — гамма-функция Эйлера.

Для построения кривой Пирсона необходимо знать следующие параметры.

Математическое ожидание случайной величины ξ (расхода или стока), определяемое обычно как среднеарифметическое

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}. \quad (3.44)$$

Коэффициент вариации C_v , определяемый по формуле

$$C_v = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (K_i - 1)^2}{n}}, \quad (3.45)$$

где $K_i = x_i / \bar{x}$ — модульный коэффициент.

Для сравнительно небольших рядов при $x \leq 30$ в формуле (3.45) вместо n обычно принимается $n+1$.

Коэффициент асимметрии C_s , определяемый через модульные коэффициенты по формуле

$$C_s = \frac{\sum_{i=1}^n (K_i - 1)^3}{nC_v^3}. \quad (3.46)$$

Коэффициент C_s по формуле (3.46) может быть определен при условии, что число членов ряда $n \geq 100$ лет. Для подавляющего числа наших рек такого ряда наблюдений не имеется. Поэтому обычно значение C_s принимается кратным значению C_0 , т. е.

$$C_s = aC_0. \quad (3.47)$$

Для построения кривых обеспеченности необходимо вычислить ее ординаты при различных значениях обеспеченности p , %. Это осуществляется с помощью специальной таблицы, составленной вначале Фостером и уточненной и расширенной впоследствии Рыбкиным.

Для анализа соответствия теоретической кривой обеспеченности фактическим данным на теоретическую кривую обеспеченности наносят точки, соответствующие фактическому ряду наблюдений, причем обеспеченность определяется по формуле

$$p = \frac{m}{n+1} 100\%, \quad (3.48)$$

где m — порядковый номер члена ряда при расположении их в убывающем порядке по своим значениям; n — число членов ряда.

Кривая Пирсона III типа широко используется в гидрологических расчетах. Однако она имеет определенные недостатки, из-за чего ее применение в ряде случаев ограничено. К числу таких недостатков следует отнести прежде всего то, что кривая ограничена только с одной стороны и при малых значениях обеспеченности, приближающихся к нулю, значение ординат кривой стремится к бесконечности. Это противоречит физике явлений, так как расход воды в реке не может быть бесконечно большим. Вторым недостатком является то, что при $C_s < 2C_0$ ординаты кривой для больших значений обеспеченности становятся отрицательными, что также приводит к абсурду, так как речной сток по своей природе не может быть отрицательным.

Имеются и другие недостатки, которые в совокупности приводят к тому, что для некоторых рек кривая Пирсона III типа не дает достаточно удовлетворительного описания их режимов стока. В этих случаях используются другие законы распределения вероятностей. Кривая обеспеченности в гидроэнергетике широко используется для выбора параметров ГЭС.

3.4. РАБОТА ВОДНОГО ПОТОКА. СХЕМЫ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПОРА

Вода, текущая в русле реки или канале с перепадом уровней H , на рассматриваемом участке непрерывно совершает работу, которая расходуется на преодоление внутреннего сопротивления движению воды, сопротивления на трение в русле.

Если при этом в рассматриваемом русле протекает расход Q , то работу, которую может совершить вода в 1 с, т. е. потенциальная мощность водотока, выраженная в Вт или Дж/с, определяется формулой

$$N = \rho g Q H = 9810 Q H, \quad (3.49)$$

где ρ — плотность воды, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с²; Q — расход воды, м³/с; H — напор, м.

В гидроэнергетике мощность принято измерять в киловатах. Тогда при учете неизбежных потерь напора и расхода в гидроэнергетической установке мощность ее будет равна

$$N = 9,81 Q H \eta, \quad (3.50)$$

где η — КПД гидроэнергетической установки.

Энергия водотока $\mathcal{E}$, кВт·ч, определяемая произведением мощности N на время t , составляет

$$\mathcal{E} = \frac{9,81 Q H \eta t}{3600} = \frac{W H \eta}{367}. \quad (3.51)$$

Таким образом, чтобы превратить энергию текущей воды в электрическую, как это следует из (3.50), необходимо иметь значения расхода и напора. Величина развиваемой при этом мощности будет тем больше, чем больше расход и напор.

В естественных условиях концентрированные в определенном месте напоры встречаются крайне редко. Это могут создать лишь водопады. Равнинные реки обычно имеют уклон свободной поверхности воды 5—10 см/км, а горные — 5—10 м/км. Поэтому для того, чтобы напоры, используемые турбинами ГЭС, имели необходимую величину, их приходится создавать искусственно.

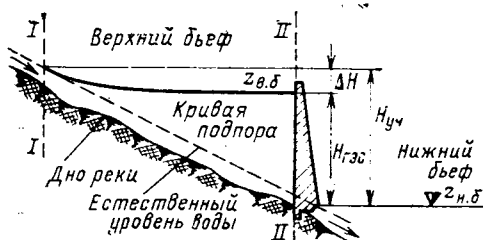


Рис. 3.7. Плотинная схема концентрации напора.

Концентрация в каком-либо удобном месте напора осуществляется с помощью гидротехнических сооружений по плотинной или деривационной схеме.

Плотинная схема предусматривает сооружение плотины, перегородившей в выбранном створе русло реки (рис. 3.7). В результате создается разность уровней воды с верховой и низовой по течению стороны плотины. Создающееся при этом с верховой стороны водохранилище носит название верхнего бьефа, а часть реки, примыкающей к плотине с низовой стороны, — нижнего бьефа. Разность уровней верхнего ($z_{в.б}$) и нижнего ($z_{н.б}$) бьефа создает необходимый напор гидроэлектростанции H . При этом этот напор за счет кривой подпора будет несколько меньше того, который возможен при использовании рассматриваемого участка реки $I-II$, т. е. $H_{уч}$. Величина ΔH представляет, таким образом, некоторую

невосполнимую потерю напора

$$H_{ГЭС} = H_{уч} - \Delta H. \quad (3.52)$$

На горных реках с большими уклонами концентрация напора обычно осуществляется по деривационной схеме, реализуемой следующим образом. В выбранном по тем или другим соображениям створе реки (рис. 3.8) возводится плотина 1, создающая обычно небольшой подпор и сравнительно малое водохранилище, из которого через водоприемник 2 вода направляется в деривацию 3, представляющую собой искусственный водовод, выполняемый в виде открытого канала, туннеля или трубопровода. Вода из деривации поступает по напорным трубопроводам 6 к турбинам гидроэлектростанции 4. Таким образом, в этой схеме напор создается не плотиной, как в предыдущей схеме, а деривацией. При этом если деривация напорная, то в конце ее для смягчения возможных при нестационарных режимах гидравлических ударов сооружается уравнительный резервуар 5. Естественно, что используемый гидроэлектростанцией напор $H_{ГЭС}$ будет меньше на величину потерь в водоподводящем тракте (деривация, напорный трубопровод).

Разновидностью рассмотренных двух схем является плотинно-деривационная (смешанная) схема, реализуемая в тех случаях, ког-

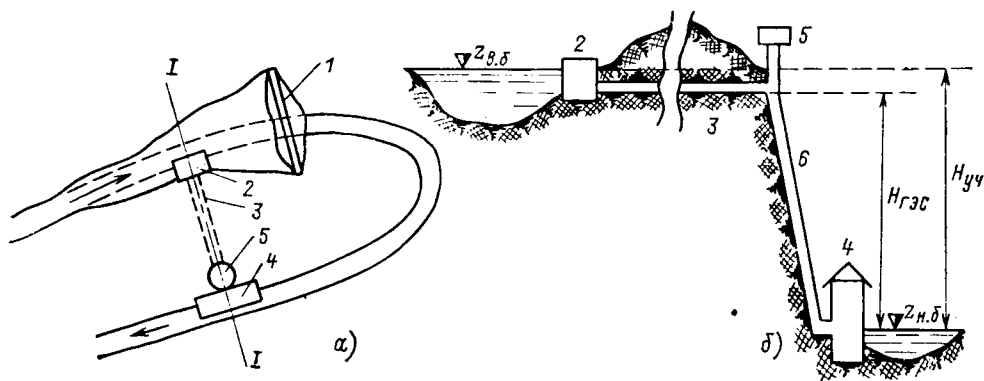


Рис. 3.8. Деривационная схема концентрации напора.

а — вид гидроузла сверху; б — вид гидроузла сбоку; 1 — плотина; 2 — водоприемник; 3 — деривация; 4 — здание ГЭС; 5 — уравнительный резервуар; 6 — турбинный трубопровод.

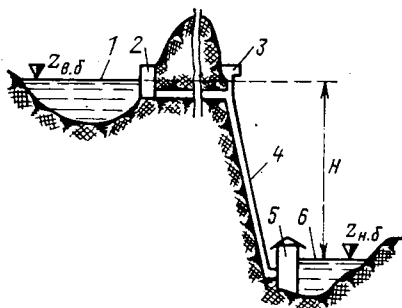


Рис. 3.9. Схема гидроаккумулирующей электростанции.

1 — верхнее водохранилище; 2 — водоприемник; 3 — уравнивающий резервуар; 4 — турбинный трубопровод; 5 — здание ГАЭС; 6 — нижнее водохранилище.

да используемый участок реки на своем протяжении имеет различный уклон, в результате чего целесообразно использовать плотинную схему там, где уклон сравнительно невелик, и деривационную, где уклон существенно больше. Целесообразность использования этой схемы может диктоваться и другими соображениями.

Схемы аккумуляирования гидроэнергии реализуются с помощью гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС), имеющих два бассейна: нижний и верхний (рис. 3.9). Нижним бассейном (бьефом) такой ГАЭС может служить водохранилище или река, в качестве верхнего бассейна (бьефа) используется существующее озеро или специально созданное на определенной высоте водохранилище.

Процесс гидравлического аккумуляирования электроэнергии сводится при этом к следующему. В ночное время, когда нагрузка энергосистемы сильно снижается, включаются в работу электродвигатели насосов ГАЭС, накачивающие воду из нижнего бассейна в верхний.

В периоды пиков нагрузки энергосистемы вода, запасенная в верхнем бассейне, пропускается через турбины ГАЭС и генераторы, находящиеся на одном валу с ними, вырабатывают электроэнергию. Первый процесс носит название процесса заряда, второй — разряда верхнего бассейна.

Синхронная электрическая машина может работать как в генераторном, так и в двигательном режимах. Использование этого свойства позволило создать трехмашинную схему, в которой отсутствует отдельный двигатель насоса.

Появление обратимых гидротурбин, работающих как в насосном, так и в турбинном режимах, позволило перейти к двухмашинной схеме ГАЭС, имеющей агрегаты, на одном валу которых размещается как обратимая электрическая, так и обратимая гидравлическая машина.

Если в процессе заряда в верхний бассейн не поступает естественная приточность и один и тот же объем воды (без учета потерь на испарение и фильтрацию) перекачивается вверх и спускается вниз, то такие гидроаккумулирующие электростанции носят название ГАЭС чистого типа.

Если же имеется постоянный естественный приток воды в верхний бассейн, то в этом случае образуется ГАЭС смешанного типа или, как ее еще называют, ГЭС — ГАЭС.

В мире эксплуатируются и строятся ГАЭС с напорами от нескольких метров до 1770 м. В Советском Союзе действует Киевская ГАЭС мощностью 225 МВт и строятся Загорская ГАЭС под Москвой и Кайшядорская в Литве мощностью соответственно 1200 и 1600 МВт.

Глава четвертая

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И ТОПЛИВО

4.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ КОТЛОВ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА ПРОИЗВОДСТВА ПАРА

4.1.1. ПАРОВЫЕ КОТЛЫ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

В соответствии с законами фазового перехода получение перегретого пара докритического давления осуществляется в результате последовательного протекания следующих процессов: подогрева питательной воды до температуры насыщения, парообразования, перегрева насыщенного пара до заданной температуры. Эти процессы имеют четкие границы протекания и реализуются в трех группах теплообменников, называемых поверхностями нагрева. Подогрев воды до температуры насыщения происходит в экономайзере, образование пара — в испарительной (парообразующей) поверхности нагрева, перегрев пара — в пароперегревателе. Все эти поверхности нагрева обычно имеют трубчатую конструкцию.

Для непрерывного отвода теплоты от продуктов сгорания топлива и обеспечения нормального температурного режима металла поверхностей нагрева рабочее тело в них — вода в экономайзере, пароводяная смесь в испарительных трубах и перегретый пар в пароперегревателе — движется непрерывно. При этом вода в экономайзере и пар в пароперегревателе движутся однократно относительно поверхности нагрева

(рис. 4.1). При движении воды в экономайзере возникают гидравлические сопротивления, преодолеваемые за счет напора, создаваемого питательным насосом.

В испарительных трубах совместное движение воды и пара и преодоление гидравлического сопротивления этих труб в паровых 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. 4.1, а), состоящего из двух систем труб: обогреваемых 6 и необогреваемых 4, объединенных сверху барабаном 3, а внизу — коллектором 5. Замкнутая гидравлическая система, состоящая из обогреваемых и необогреваемых труб, образует *циркуляционный контур*, который заполняют водой до уровня, расположенного примерно на 15—20 см ниже диаметральной плоскости барабана. Поверхность, разделяющую паровой и водяной объемы, называют *зеркалом испарения*. Водяной объем барабана и необогреваемые трубы заполнены котловой водой.

Вода закипает в обогреваемых трубах 6, которые наполнены пароводяной смесью плотностью $\rho_{см}$. Необогреваемые трубы 4 заполнены

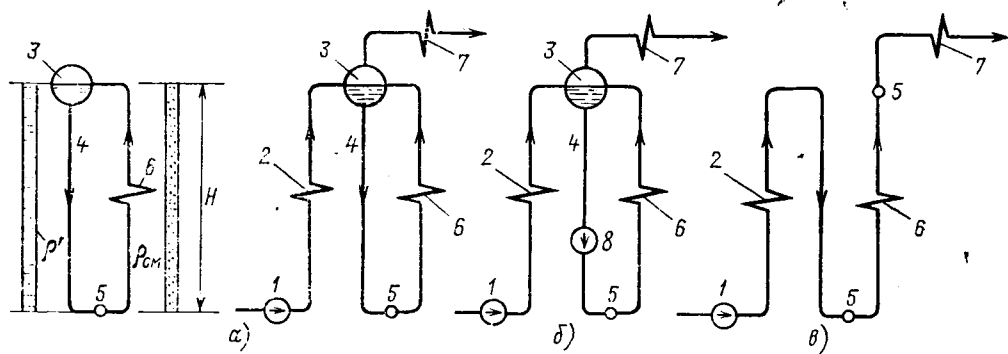


Рис. 4.1. Основные схемы генерации пара.

1 — насос; 2 — экономайзер; 3 — барабан; 4 — опускные (водоподводящие) трубы; 5 — коллектор; 6 — пароперегреватель; 7 — пароперегреватель; 8 — насос многократной циркуляции.

водой, имеющей плотность ρ' 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 $H\rho_{см}g$. Создающаяся в результате парообразования разность давлений $H(\rho' - \rho_{см})g$, Па, вызывает движение в контуре и называется движущим напором естественной циркуляции S :

$$S_{дв} = H(\rho' - \rho_{см})g, \quad (4.1)$$

где H — высота контура, м; ρ' и $\rho_{см}$ — соответственно плотность воды и пароводяной смеси, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с².

Пароводяная смесь движется вверх по обогреваемым трубам, в связи с чем они получили название подъемных труб, а по необогреваемым трубам вода движется вниз — это опускные трубы. Движущиеся потоки воды и пароводяной смеси достаточны для охлаждения металла испарительных труб, обогреваемых продуктами сгорания, и обеспечения их длительной и надежной работы.

Агрегаты, в испарительных трубах которых движение рабочего тела создается под воздействием напора циркуляции, естественно воз-

никающего при обогреве этих труб, получили название паровых котлов с естественной циркуляцией (рис. 4.1, а). Чем больше высота контура циркуляции, тем больше развиваемый в нем движущий напор, который не превышает 0,1 МПа. Этого достаточно для преодоления гидравлического сопротивления по всему контуру циркуляции.

В отличие от движения воды в экономайзере и пара в пароперегревателе движение рабочего тела в циркуляционном контуре многократное. В процессе одного цикла прохождения через пароперегревающие трубы вода испаряется не полностью, а лишь частично и поступает в барабан в виде пароводяной смеси. При естественной циркуляции массовое паросодержание на выходе из пароперегревающих труб составляет 3—20%. При паросодержании на выходе, равном, например, 20%, для полного превращения в пар оставшаяся невыпаренная вода в количестве 80% должна совершить движение через контур циркуляции еще четыре раза, а всего пять раз.

Поскольку процессы образования пара и отвода пара из котла происходят непрерывно, питательная вода в барабан также поступает непрерывно в соответствии с расходом пара, в контуре все время циркулирует (совершает замкнутое движение) вода, и количество ее не

изменяется. Отношение массового расхода циркулирующей воды G_v , кг, к количеству образовавшегося пара в единицу времени G_p , кг, называется кратностью циркуляции

$$K = G_v / G_p. \quad (4.2)$$

В котлах с естественной циркуляцией кратность циркуляции от 5 до 30 и более.

Паровые котлы с многократной принудительной циркуляцией. В испарительных трубах можно организовать движение рабочего тела принудительно, например, насосом, включенным в контур циркуляции (рис. 4.1,б). Движущий напор циркуляции в этом случае в несколько раз превышает движущий напор при естественной циркуляции. Это позволяет располагать парообразующие трубы любым образом и организовать циркуляцию не только с вертикальным подъемным движением, но также с горизонтальным и даже опускным движением пароводяной смеси. В котлах этого типа кратность циркуляции составляет 3—10.

Отличительной особенностью котлов с естественной и многократной принудительной циркуляцией является наличие *барабана* — емкости, позволяющей организовать циркуляцию в замкнутой гидравлической системе.

Барабан фиксирует все зоны: экономайзерную, парообразующую и пароперегревательную. Поступающая из испарительных труб в барабан пароводяная смесь разделяется на пар и воду. Вода, смешиваясь с питательной водой, через опускные трубы снова поступает в контур циркуляции, а отделившийся пар направляется в пароперегреватель. Барабанные котлы работают при давлении, меньшем критического, т. е. $p < p_{кр}$.

Прямоточные котлы не имеют барабана, и через испарительные трубы рабочее тело проходит однократно (рис. 2.1,в), так что кратность циркуляции $k=1$.

Прямоточный котел представляет собой разомкнутую гидравлическую систему. В испарительных поверхностях прямоточных котлов вода последовательно превращается в пар. Котлы работают не только на докритическом, но и на сверхкритическом давлении, т. е. $p \geq p_{кр}$.

4.1.2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА ПРОИЗВОДСТВА ПАРА НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Технологическая схема производства пара на паротурбинной электрической станции с прямоточными котлами, работающими на твердом топливе показана на рис. 4.2. Твердое топливо до поступления в котельную установку предварительно измельчается в дробильном оборудовании до размера кусочков, не превышающих 25 мм. В таком виде дробленое топливо транспортером перегружается в бункер 1, откуда поступает в мельницу 3. Здесь топливо окончательно размалывается и подсушивается.

Для сушки топлива используется горячий воздух при температуре 250—420 °С. Кроме того, этот воздух необходим для транспортирования и вдувания готовой пыли через горелочные устройства в топочную камеру 7 котла 10, в котором из питательной воды образуется пар заданной температуры и давления.

Для подавляющего большинства конструкций паровых котлов характерен П-образный профиль. Первая шахта представляет собой топочную камеру объемом 2000—10 000 м³ (в зависимости от мощности агрегата), в ней угольная пыль сгорает на лету и химическая энергия топлива преобразуется в теплоту сгорания. Стены топочной камеры изнутри выполнены из огнеупорного материала, а снаружи покрыты тепловой изоляцией. С внутренней стороны непосредственно у стен топочной камеры расположены трубы 9, которые являются испарительными (парообразующими) поверхностями нагрева. Эти поверхности нагрева получают теплоту от факела и топочных газов прямым

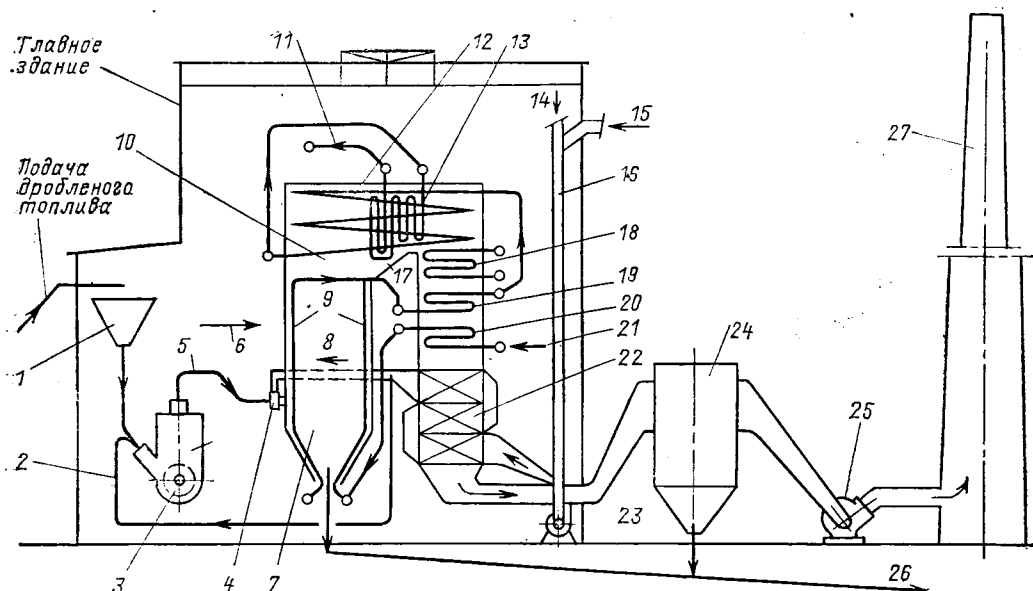


Рис. 4.2. Технологическая схема производства пара.

1 — бункер дробленого топлива; 2 — подача первичного воздуха; 3 — углеразмольная мельница; 4 — горелка; 5 — подача пылевоздушной смеси в топку; 6 — фронт котла; 7 — топочная камера; 8 — подача вторичного воздуха; 9 — испарительные поверхности нагрева; 10 — паровой котел; 11 — перегретый пар в турбину; 12 и 13 — пароперегреватели свежего пара; 14 и 15 — всас холодного воздуха; 16 — короб холодного воздуха; 17 — горизонтальный газоход; 18 — промпароперегреватель; 19 — переходная зона; 20 — экономайзер; 21 — подвод питательной воды; 22 — воздухоподогреватель; 23 — дутьевой вентилятор; 24 — волоудствитель; 25 — дымосос; 26 — золо- и шлакоудаление; 27 — дымовая труба.

излучением и называются топочными экранами.

Продукты сгорания, частично охладившись, при температуре $900\text{--}1200^\circ\text{C}$ (в зависимости от вида сжигаемого топлива) поступают в горизонтальный газоход 17, затем в вертикальную опускную шахту. Расположенные в газоходах поверхности нагрева, которым теплота передается конвекцией, называются конвективными, и сами газоходы тоже называются конвективными.

Поверхность нагрева, в которой завершается парообразование и начинается перегрев пара, называется переходной зоной. Для облегчения условий работы металла переходную зону часто располагают в той части топочной камеры, где интенсивность обогрева не столь велика (например, вверху топки), либо, реже, в конвективном газоходе, где интенсивность обогрева в десятки раз меньше. В последнем случае ее называют вынесенной переходной зоной.

Слабоперегретый пар из переходной зоны поступает в расположенную на стенах топочной камеры (иногда и на стенах горизонтального газохода) поверхность нагрева, которая также получает теплоту излучением и называется радиационным пароперегревателем 12. Окончательный перегрев пара до необходимой температуры достигается в конвективном пароперегревателе 13; отсюда пар при заданных давлении и температуре направляется в паровую турбину. Температура газов за пароперегревателем $650\text{--}750^\circ\text{C}$. В мощных котлах частично отработавший в турбине пар подвергается вторичному (промежуточному) перегреву и вновь направляется в турбину. Перегрев пара осуществляется в поверхности нагрева, называемой вторичным (промежуточным) пароперегревателем 18, располагаемым по ходу газов за основным пароперегревателем. На выходе из промежуточного пароперегревателя температура газов $500\text{--}750^\circ\text{C}$.

На выходе из переходной зоны продукты сгорания имеют высокую температуру ($400\text{--}500^\circ\text{C}$). Содержащаяся в них теплота утилизируется в поверхности нагрева, называемой экономайзером 20. В экономайзер поступает питательная вода, которая подогревается до температуры, несколько меньшей температуры насыщения, и далее направляется в топочные экраны.

Все конвективные поверхности нагрева (пароперегреватели, вынесенная переходная зона, экономайзер) представляют собой систему параллельных змеевиков из стальных труб, обычно объединенных на концах коллекторами.

Температура продуктов сгорания за экономайзером составляет $300\text{--}400^\circ\text{C}$ и более. Дальнейшее ее снижение осуществляется в конвективной поверхности нагрева 22, используемой для подогрева воздуха и называемой воздухоподогревателем. В данном случае воздухоподогреватель состоит из системы вертикальных труб, внутри которых движутся продукты сгорания, а между ними — нагреваемый воздух. Обычно температура поступающего в воздухоподогреватель воздуха $30\text{--}60^\circ\text{C}$. Горячий воздух при температуре $250\text{--}420^\circ\text{C}$ (в зависимости от топлива и способа его сжигания) разделяется на два потока: один из них — первичный воздух используется в системе подготовки топлива для подсушки его при размоле и для транспорта пыли, а другой — вторичный воздух направляется непосредственно в топочную камеру через горелочные устройства для обеспечения полного сгорания пыли.

Продукты сгорания после воздухоподогревателя называются уходящими газами; их температура $110\text{--}160^\circ\text{C}$. Дальнейшая утилизация теплоты продуктов сгорания при столь низкой температуре нецелесообразна, и дымососом 25 продукты сгорания направляются через дымовую трубу 27 в атмосферу.

После сгорания топлива остается зола, которая лишь частично улавливается в топочной камере, а основная ее масса уносится газовым потоком.

Для очистки продуктов сгорания от унесенной ими золы устанавливают золоуловитель 24. Для защиты от абразивного золового износа дымоходы располагаются после золоуловителя.

Уловленная в топочной камере зола в твердом или жидком состоянии отводится устройствами золо- или шлакоудаления 26. Зола, уловленная из потока уходящих газов в золоуловителе, отводится устройствами золоудаления.

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. Следовательно, понятие «котельная установка» шире понятия «паровой котел».

Из рассмотрения технологической схемы производства пара (см. рис. 4.2) следует, что в состав котельной установки входят:

топливный тракт — комплекс элементов котельной установки, в которой осуществляется разгрузка топлива, его подготовка, транспортировка и подача в топочную камеру для сжигания. Топливный тракт включает приемно-разгрузочное оборудование, оборудование предварительного дробления, конвейеры для передачи топлива от одного агрегата к другому, бункер дробленого топлива, углеразмольную мельницу и соединяющие ее пылепроводы с топочной камерой. До бункеров дробления топливо перемещается конвейерами с электро-

приводом; сопротивление по топливному тракту, начиная с мельницы, преодолевается напором, создаваемым вентилятором;

водопаровой тракт — систем последовательно включенных элементов оборудования, в которых движется питательная вода, пароводяная смесь и перегретый пар. Водопаровой тракт включает следующие элементы оборудования: экономайзер, топочные экраны, пароперегреватели. Преодоление гидравлического сопротивления водопарового тракта различно в зависимости от метода образования пара. Для рассмотренной схемы с прямоточными котлами это сопротивление преодолевается питательным насосом (см. рис. 4.1, в);

воздушный тракт — комплекс оборудования для забора атмосферного (холодного) воздуха, его подогрева, транспортировки и подачи в топочную камеру. Воздушный тракт включает в себя заборный короб холодного воздуха, воздухоподогреватель (воздушная сторона) и горелочные устройства; аэродинамическое сопротивление воздушного тракта преодолевается дутьевым вентилятором;

газовый тракт — комплекс элементов оборудования, по которому движутся газы до выхода в атмосферу; он начинается в топочной камере, проходит через пароперегреватели, экономайзер, воздухоподогреватель (газовая сторона), золоуловитель и заканчивается ды-

мовой трубой. Аэродинамическое сопротивление газового тракта до дымовой трубы преодолевается дымососом.

Современная 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 автоматическими устройствами защиты от аварий.

4.1.3. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

П а р о п р о и з в о д и т е л ь н о с т ь ю — мощностью D , т/ч, называют количество пара, вырабатываемое паровым котлом в единицу времени. Расчет котла проводится на номинальную паропроизводительность D_n , под которой понимают ту максимальную нагрузку, которую он может на расчетном топливе устойчиво нести длительное время без снижения экономических показателей. Промышленность выпускает стационарные энергетические котлы широкого диапазона производительности (табл. 4.1).

В настоящее время выпускаются агрегаты, вырабатывающие 1000, 1650, 2650 и 3950 т/ч пара давлением 25,5 МПа с перегревом 545—565°С и КПД 92—94%. Такие котлы обеспечивают паром турбины мощностью соответственно 300, 500, 800 и 1200 МВт.

Таблица 4.1. Стационарные энергетические котлы

Классификация по давлению	Параметры перегретого пара			Номинальная паропроизводительность котла D_H , т/ч
	Давление, МПа	Температура, °С		
		свежего пара	вторично перегретого пара	
Среднее	4	440	—	10; 16; 25; 35; 50; 75
Высокое	10	540	—	90; 120; 160; 200
	14	570, 545	—	210; 320; 420
	14	570, 545	570, 545	480; 500; 640; 670
Сверхкритическое	25,5	565, 545	570, 545	950; 1000; 1600; 1650; 2500; 2650; 3600; 3950

Параметры перегретого пара характеризуются его давлением и температурой в выходном коллекторе пароперегревателя. Котлы давлением 14 МПа и выше, как правило, выполняются с промежуточным перегревом пара.

Температуру перегретого пара в эксплуатации необходимо поддерживать постоянной. Значительное снижение температуры пара ухудшает условия работы турбины и уменьшает ее экономичность; чрезмерное ее повышение заметно снижает долговечность выходных участков пароперегревателя, паропровода, соединяющего котел с турбиной, и элементов части высокого давления турбины.

В эксплуатации необходимо также поддерживать постоянным давление пара, поскольку его снижение связано с заметным уменьшением мощности и экономичности турбины, а повышение сопровождается ростом напряжений в элементах оборудования.

4.2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ТОПЛИВО

4.2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И СОСТАВ ТОПЛИВА

Органическим топливом называются вещества, способные активно вступать в реакцию с кислородом воздуха и обладающие значительным удельным тепловыделением (на единицу массы или объема) при высокой температуре продуктов сгорания.

В энергетике главным образом используется органическое топливо — ископаемые угли, торф, горючие сланцы, мазут, природный газ. В последнее время все возрастающее значение для получения теплоты приобретает ядерное топливо.

В зависимости от агрегатного состояния различают органическое твердое, жидкое (мазут) и газовое топливо, а по способу получения — природное и искусственное.

Мазут и газ — топлива остродефицитные, их применение в энергетике ограничено. Широко исполь-

зуются в энергетике твердые топлива, причем наиболее низких сортов, применение которых в других отраслях народного хозяйства нецелесообразно.

Твердое и жидкое органическое топливо состоит из сложных химических соединений углерода С, водорода Н, серы S, кислорода О и азота N. В состав топлива входят также влага W и негорючие твердые (минеральные) вещества А, из которых в процессе горения образуется зола. Влага и зола составляют внешний балласт топлива, а кислород и азот — внутренний балласт.

Основные расчеты по сжиганию топлива выполняются на основании его элементарного состава и технического анализа. Элементарный состав топлива в процентах (С, Н, S, О и N), содержание влаги W и золы А определяют в лабораторных условиях. Топливо поступает на электростанцию в виде рабочей массы

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S^p + A^p + W^p = 100\%. \quad (4.3)$$

Горючие элементы топлива: углерод С, водород Н и сера S. Сера является вредной примесью, выделяет при сгорании мало теплоты и в то же время в эксплуатации вызывает коррозию оборудования, загрязняет воздушный бассейн в районе электростанции токсическими выбросами.

Природный газ представляет собой механическую смесь различных горючих и негорючих газов. Основными составляющими природного газа являются: метан CH_4 (90—98%), тяжелые углеводороды C_mH_n (1—6%), азот N_2 (1—4%).

4.2.2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВА

Теплота сгорания, зольность, влажность и выход летучих являются техническими характеристиками топлива и оказывают существенное влияние как на конструкцию

котла и его вспомогательного оборудования, так и на организацию эксплуатации.

Теплота сгорания. В процессе горения топлива выделяется теплота. Количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании 1 кг (твердого или жидкого) или 1 м³ (газового) топлива, называется теплотой сгорания. Чем выше теплота сгорания, тем меньше расход топлива при одной и той же паропроизводительности котла.

Зольность. Ископаемое твердое и жидкое топливо содержит негорючие минеральные вещества, которые состоят главным образом из глины $Al_2O_3 \cdot 2SiO_2 \cdot 2H_2O$, силикатов SiO_2 , железного колчедана FeS_2 .

При сжигании топлива его минеральные примеси претерпевают ряд превращений, в процессе которых образуется зола. Расплавленная при высокой температуре зола в топочной камере образует шлак.

Большая зольность топлива снижает теплоту сгорания топлива и повышает затраты на его перевозку, усиливает абразивный износ и загрязнение поверхностей нагрева, увеличивает сопротивление газового тракта, снижает интенсивность передачи теплоты из-за необходимости ограничения скорости продуктов сгорания. Зола усложняет и удорожает оборудование для размолта твердого топлива, золоулавливания и золоудаления, загрязняет воздушный бассейн в районе электростанции. Расплавленная зола ухудшает выгорание топлива.

Влажность. Повышенная влажность топлива вызывает ряд трудностей: снижает теплоту сгорания и увеличивает расход топлива и затраты на его транспорт, объем продуктов сгорания и потери теплоты с уходящими газами, а также расход энергии на привод дымососа, влажность увеличивает коррозию и загрязнение поверхностей нагрева воздухоподогревателя, ухудшает сыпучесть топлива.

В зимнее время высокая влажность вызывает смерзание твердого топлива, поэтому зимой применяют размораживание и предварительную сушку топлива газами или паром, отопление помещений, в которых разгружается и транспортируется топливо.

Летучие вещества. При нагревании без доступа воздуха твердое топливо разделяется на газообразную часть, называемую летучими веществами, и твердый остаток — кокс.

При нагревании топлива сначала выделяются водяные пары, а затем летучие вещества, представляющие собой смесь горючих (CO , H_2 , CH_4 , C_mH_n) и негорючих газов (O_2 , CO_2 и др.).

Выход летучих является одной из важнейших характеристик твердого топлива; от него зависят условия воспламенения и характер горения топлива. Выход летучих оказывает непосредственное влияние на организацию топочного процесса, выбор объема топочной камеры, эффективность (полноту) сжигания топлива.

Вязкость. Важной технической характеристикой жидкого топлива (мазута) является его вязкость, которая существенно зависит от температуры. С понижением температуры вязкость возрастает, что связано с загустеванием или застыванием мазута.

Вязкость мазута оказывает сильное влияние на продолжительность сливно-наливных операций, эффективность транспортировки по трубопроводам, качество распыления мазута и полноту его сжигания, а также на способность отстаивать содержащуюся в мазуте воду. Для снижения вязкости мазут подогревают до 80—95° С.

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

Взрываемость. Смесь горючего газа с воздухом в определенных пропорциях в присутствии огня мо-

жет взорваться. Опасные концентрации горючего газа в воздухе зависят от химического состава и свойств газа. Для природного газа нижний и верхний пределы воспламеняемости составляют по объему соответственно 4,5 и 13,5%. Наиболее широкими пределами воспламеняемости обладают водород (от 4,1 до 74%), окись углерода (от 12,5 до 74%), ацетилен (от 2,5 до 80%).

Токсичность. Под токсичностью понимают способность газового топлива вызывать отравление. Наиболее опасными в этом отношении компонентами являются окись углерода CO и сероводород H₂S. Предельно допустимая концентрация CO в воздухе 0,03 мг/л, а H₂S — 0,01 мг/кг.

Условное топливо. Теплота сгорания является важнейшей характеристикой топлива. Различные виды топлива имеют различную теплоту сгорания; изменение содержания балласта одного и того же топлива также вызывает изменение его теплоты сгорания.

Для сравнения эффективности использования топлива в различных котлах, для планирования добычи и потребления топлива в расчетах введено понятие условного топлива. В качестве условного топлива принято такое топливо, теплота сгорания рабочей массы которого $Q_{\text{усл}} = 29,33$ МДж/кг (7000 ккал/кг). В соответствии с этим для каждого топлива имеется тепловой эквивалент, который может быть больше или меньше единицы

$$\mathcal{E} = Q_{\text{н}} / Q_{\text{усл}}. \quad (4.4)$$

Расход условного топлива $B_{\text{усл}}$ и действительного топлива B связан соотношением

$$B_{\text{усл}} / B = Q_{\text{н}} / Q_{\text{усл}}. \quad (4.5)$$

4.3. ТОПЛИВНЫЙ ТРАКТ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

4.3.1. ТОПЛИВНЫЙ ТРАКТ ПЫЛЕУГОЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Технологическая схема. Твердое топливо с мест добычи на электро-

5*

станции доставляется железнодорожным и водным транспортом, а на небольшое расстояние — ленточными конвейерами или подвесной канатной дорогой. В условиях дислокации электростанций СССР топливо доставляется главным образом железнодорожными составами большой грузоподъемности, в полувагонах — до 125 т.

Электрические станции и топливобывающие предприятия часто расположены в условиях сурового климата и продолжительной зимы. В тех случаях, когда приходится перевозить топливо на большие расстояния и топливо длительное время находится в пути, например, в зимнее время влажное топливо смерзается, теряет сыпучесть, налипает на стенки вагонов. В результате создаются большие трудности при выгрузке топлива на электростанции.

Схема топливного тракта и его оборудование учитывает вид и свойства топлива, а также условия его доставки.

В комплекс системы топливного тракта электростанции (рис. 4.3) входят:

устройства для приемки и разгрузки топлива;

склад топлива, обеспечивающий бесперебойную работу электростанции даже при перерывах в топливоснабжении;

устройства для предварительного дробления топлива до размера кусочков 15—25 мм;

транспортные средства, обеспечивающие непрерывное перемещение и передачу топлива в пределах

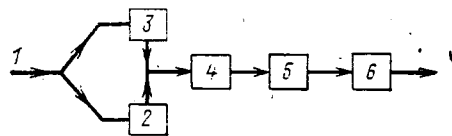


Рис. 4.3. Принципиальная схема топливоподачи пылеугольной электростанции.

1 — подача топлива; 2 — приемное устройство; 3 — топливный склад; 4 — дробильная установка; 5 — транспортирующие топливо механизмы; 6 — бункер котельной.

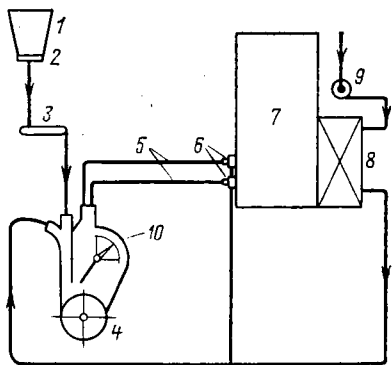


Рис. 4.4. Замкнутая схема пылеприготовления с непосредственным вдуванием пыли в топку.

1 — бункер сырого топлива; 2 — отсекающий шнек; 3 — питатель сырого топлива; 4 — мельница; 5 — пылепроводы; 6 — горелки; 7 — котел; 8 — воздухоподогреватель; 9 — дутьевой вентилятор.

топливного тракта до бункеров котельной;

оборудование систем окончательного размола топлива и подачи угольной пыли в топки паровых котлов.

Существуют и другие схемы компоновки оборудования топливного тракта.

Размол топлива. Совокупность оборудования, необходимого для размола топлива, его сушки и подачи готовой пыли в топочные устройства, называют *системой пылеприготовления*.

Различают центральную и индивидуальную системы пылеприготовления. При центральной системе пыль получают в оборудовании, размещенном в отдельном здании (центральном пылезаводе), полученную пыль используют для всех котлов электростанции. При индивидуальной системе пыль получают в оборудовании, размещаемом непосредственно у котла.

Схема одного из типов индивидуальных систем пылеприготовления, имеющая широкое распространение, показана на рис. 4.4. Из бункера 1 сырое дробленое топливо поступает на питатель 3, затем в мельницу 4. В мельницу подается также горячий воздух, благодаря

чему одновременно с размалыванием топливо подсушивается. В сепараторе мельницы 10 крупные частицы топлива, отделившись от основного пылевоздушного потока, возвращаются для дополнительного размола. Готовая топливная пыль вместе с воздухом (первичный воздух) проходит через распределитель в горелки 6. В зависимости от типа топлива первичный воздух составляет от 15 до 60%¹ всего необходимого для горения воздуха и после отдачи теплоты на подсушку топлива в мельнице по условиям взрывобезопасности должен иметь температуру, не превышающую 70—130° С.

Вторичный воздух (85—40%) подогретый в воздухоподогревателе до температуры 250—420° С, непосредственно поступает в горелочное устройство.

Все сопротивление пылесистемы преодолевается дутьевым вентилятором, в связи с чем пылесистема оказывается под избыточным давлением (перед мельницей 1—1,5 кН/м²). Поэтому для предупреждения выбивания пыли в помещение, ухудшающего санитарно-гигиенические условия работы персонала, необходимо обеспечивать высокую плотность всей пылесистемы.

Характеристики пылевидного топлива. Дробленое топливо превращают в пылевидное состояние в мельницах, в которых получают полидисперсный порошок, т. е. смесь частиц различных размеров — от 0,1 до 300—500 мкм, а при грубом размоле бурых углей — до 1000 мкм.

Пыль в смеси с воздухом (аэропыль) образует эмульсию, которая подобно жидкости легко транспортируется по трубопроводам. Это положительное свойство широко используется при пневмотранспорте в сушильно-мельничных системах.

Качество пыли характеризуется размерами фракций — тонкостью размола, определяемой по рассеиву полученного порошка на ситах.

Сита нумеруются по числу отверстий на длине 1 см. Так, например, сито № 30

имеет 30 отверстий на длине 1 см или 900 отверстий на площади 1 см².

В эксплуатации пользуются ситами с размерами отверстий 200 и даже 1000 мкм для грубого размолла (бурых углей) и 90 мкм для тонкого размолла (каменных углей и антрацита).

При просеве пробы меньшие фракции проходят через сито, а крупные — остаются на нем. Оставшиеся на сите фракции называют остатком и обозначают буквой R , а прошедшую часть угольного порошка — проходом и обозначают D . Обе составляющие выражают в процентах первоначальной массы пробы. Для каждого номера сита остаток и проход составляет

$$R_x + D_x = 100\%, \quad (4.6)$$

где в индексе обозначен линейный размер отверстий сита. Следовательно, тонкость размолла можно характеризовать остатком на сите либо проходом через него. В практике пылеприготовления принята система остатков, например R_{90} , R_{120} , R_{200} .

Чем мельче размеры частиц пыли, тем меньше недожог топлива в топке, но при этом расходуется больше энергии на размол в мельнице. Наоборот, при грубом размоле расход энергии меньше, но возрастает недожог в топке и снижается экономичность котла.

Для каждого сорта топлива, типа пылеприготовительного и топочного устройства имеется наименее выгодная, так называемая *экономическая, оптимальная тонкость размолла*, соответствующая минимуму суммарных затрат. Экономическую тонкость размолла устанавливают испытанием в процессе эксплуатации. Основным фактором, влияющим на экономическую тонкость размолла, является выход летучих V_f . Чем больше выход летучих, тем грубее может быть размол.

Различные топлива характеризуются различными механическими (прочностными) свойствами; одна и та же мельница для размолла раз-

личных топлив имеет разную производительность.

Для размольной характеристики топлива введено понятие лабораторного относительного коэффициента размолоспособности $k_{ло}$, под которым понимают отношение расхода энергии на размол эталонного топлива (в качестве которого принят АШ) к расходу энергии на размол испытуемого топлива

$$k_{ло} = \mathcal{E}_{АШ} / \mathcal{E}_r. \quad (4.7)$$

4.3.2. ТОПЛИВНЫЙ ТРАКТ ГАЗОМАЗУТНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Технологическая схема подготовки мазута. На электростанции мазут доставляется железнодорожным и водным транспортом, а при небольших расстояниях от нефтеперерабатывающих заводов — по трубопроводам. Большей частью мазут поступает по железной дороге в цистернах грузоподъемностью до 125 т. Цистерны не приспособлены для поддержания необходимой температуры при перевозке и сливе мазута, характеризующегося высокой вязкостью и высокой температурой застывания. Вследствие этого мазут с температурой при наливке 60—75° С, в зависимости от длительности транспортировки и климатических условий, часто прибывает на электростанцию с температурой ниже температуры застывания и поэтому даже в летнее время невозможно полностью слить его из цистерн без подогрева. На длительность и полноту слива мазута сильное влияние оказывает его вязкость. Для повышения эффективности слива мазута на новых электростанциях применяется комбинированный обогрев в тепляках: в начальный период — излучением от трубчатых панелей, обогреваемых паром при температуре около 200° С, а после слива основной массы — струями горячего воздуха при температуре 125° С.

В топочную камеру мазут подается в распыленном состоянии.

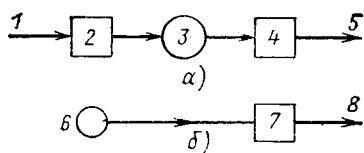


Рис. 4.5. Принципиальные схемы подготовки топлива на газомазутной электростанции.

a — подготовки мазута; *б* — подготовки газа; 1 — подача мазута; 2 — приемо-сливное устройство; 3 — основной резервуар; 4 — мазутонасосная; 5 — к мазутным горелкам; 6 — газовая магистраль; 7 — газорегуляторная станция; 8 — к газовым горелкам.

Распыление осуществляется механическими или паровыми форсунками.

Технологический тракт подготовки мазута на электростанции при механическом распылении (рис. 4.5, *a*) включает: приемо-сливное устройство (сливные эстакады с желобами, приемные резервуары с погружными перекачивающими мазут насосами), основные резервуары для хранения постоянного запаса мазута и мазутонасосную. Здесь осуществляется подготовка мазута перед его сжиганием: удаление в фильтрах механических примесей, засоряющих форсунки, повышение давления с помощью насосов и подогрев в теплообменниках-подогревателях.

Технологическая схема подготовки газового топлива. Электрические станции получают природный газ из магистральных газопроводов протяженностью до 3—4 тыс. км с диаметром до 2 м и более. На электростанцию природный газ поступает по одному магистральному газопроводу. Газохранилище на территории электростанции не сооружают.

Схема газоснабжения электростанции, работающей на природном газе, показана на рис. 4.5, *б*. Подготовка природного газа заключается в его фильтрации и поддержании определенного давления дросселированием поступающего из магистрали газа. Обычно давление в газовой магистрали для природного газа составляет около 0,5—

0,6 МПа и может изменяться в широких пределах, вследствие чего окажется неравномерной подача газа на электростанцию. Поэтому подготовка газового топлива предусматривает дросселирование магистрального газа на газорегуляторной станции (ГРС) и поддержание «после себя» заданного постоянного давления (обычно 0,11—0,13 МПа).

4.4. ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

4.4.1. СОСТАВ И ОБЪЕМ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Горение представляет собой реакцию соединения горючих элементов топлива с окислителем при высокой температуре, сопровождающуюся интенсивным выделением теплоты. В качестве окислителя используется кислород воздуха.

В процессе горения горючие элементы топлива образуют продукты окисления углерода CO_2 , серы SO_2 и водорода H_2O . В продуктах сгорания содержится также азот N_2 атмосферного воздуха и топлива.

Количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 кг твердого и жидкого топлива или 1 м³ газового топлива при условии, что весь кислород, содержащийся в воздухе, реагирует с топливом, называют теоретически необходимым количеством воздуха V^0 , и выражают в кубических метрах на килограмм твердого или жидкого топлива или в кубических метрах на кубический метр газового топлива. В реальных условиях не представляется возможным полностью сжечь топливо при теоретически необходимом количестве воздуха, поскольку не удастся идеально перемешать топливо с воздухом. В отдельных участках топочного объема топливо получает воздуха больше, чем это требуется по расчету, а в других — меньше, чем необходимо для полного сгорания. Из-за недостатка воздуха в некоторых участках процесс горения оказывается незавершенным. Для полного сгорания прихо-

дится подавать в топку воздуха больше чем V^0_B .

Действительное необходимое количество воздуха обозначают V_B ($\text{м}^3/\text{кг}$ или $\text{м}^3/\text{м}^3$). Отношение действительного количества воздуха, подаваемого в топку, к теоретически необходимому называют коэффициентом избытка воздуха в топке

$$\alpha_T = V_B / V^0_B. \quad (4.8)$$

При $\alpha_T = 1$ продукты сгорания состоят из трехатомных газов RO_2 ($\text{RO}_2 = \text{CO}_2 + \text{SO}_2$), азота N_2 и водяных паров H_2O . При $\alpha_T > 1$ в продуктах сгорания, кроме того, появляется избыточный (свободный) кислород O_2 .

Коэффициент избытка воздуха в топке зависит от сорта топлива и способа его сжигания, а также от конструкции топочного устройства и эффективности перемешивания топлива с воздухом. Чем совершеннее это перемешивание, тем требуется меньший избыток воздуха в топке. Более эффективного перемешивания достигают в однородных смесях — газового топлива и воздуха.

При сжигании твердого топлива α_T зависит также и от выхода летучих. Более реакционное топливо, отличающееся большим выходом летучих, легче воспламеняется и быстрее сгорает и поэтому нуждается в меньшем избытке воздуха, чем топливо с малым выходом летучих. На выбор величины α_T влияет также тонкость размола. Грубая пыль требует большого избытка воздуха. Обычно для пылеугольного сжигания $\alpha_T = 1,2 \div 1,25$. Для жидкого и газового топлива $\alpha_T = 1,05 \div 1,1$.

Газовый тракт котла может работать либо под разрежением, либо под избыточным (по отношению к атмосферному) давлением — наддувом. В котлах под наддувом во избежание проникновения наружу пламени и продуктов сгорания ограждающие стенки выпол-

няются газоплотными — герметичными.

Большей частью газовый тракт работает под разрежением, что определяет присосы в него атмосферного воздуха. Разрежение по тракту переменное: в верхней части топки 20 Па, а перед дымососом 2000—3000 Па.

Поверхность стен котла по наружным габаритам достаточно велика и для мощной установки достигает 2000—5000 м^2 . Эта поверхность имеет большое количество лючков и лазов, которые хотя и закрыты во время работы, но все же не являются герметичными. Имеются неплотности также в сопряжениях отдельных элементов обмуровки, допускающие свободу расширения в местах выхода труб за ее пределы, в сварных соединениях обшивки, в элементах воздухоподогревателя и т. д. Через неплотности атмосферный воздух попадает в поток продуктов сгорания, увеличивая избыток воздуха; соответственно увеличивается объем продуктов сгорания по газовому тракту от топки до выхода из котла. Нормально по всему газовому тракту котла с разрежением присосы составляют: $\Sigma \Delta \alpha_i \approx 0,2 \div 0,3$. В котлах с наддувом на участке газового тракта от топки до воздухоподогревателя $\Sigma \Delta \alpha_i = 0$.

Продукты сгорания выражаются в единицах объема на единицу массы топлива, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{\text{RO}_2}, V_{\text{N}_2}^0 \text{ и } V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \text{ при } \alpha = 1;$$

$$V_{\text{RO}_2}, V_{\text{N}_2}, V_{\text{O}_2} \text{ и } V_{\text{H}_2\text{O}} \text{ при } \alpha > 1.$$

Количество трехатомных газов определяется только составом топлива; объем азота и водяных паров, кроме того, зависит от избытка воздуха. Чтобы отличить условия, для которых определен объем, всем составляющим продуктам сгорания, за исключением RO_2 , присваивают индекс ноль, если они определены при $\alpha = 1$.

При проектировании паровых котлов состав топлива задан, а

коэффициент избытка воздуха принимают, на основании рекомендаций Нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов.

Для котлов, находящихся в эксплуатации, состав топлива также задан, но неизвестен коэффициент избытка воздуха, и его определяют на основании газового анализа проб, отобранных из различных участков газового тракта котла. При этом обычно пользуются следующими формулами:

кислородная формула

$$\alpha = 21 / (21 - O_2); \quad (4.9)$$

углекислородная формула

$$\alpha = RO_{\max 2} / RO_2. \quad (4.10)$$

В формулах (4.9) и (4.10) обозначено: α — коэффициент избытка воздуха в газоходе, из которого отобрана проба газа для анализа; O_2 и RO_2 — содержание кислорода и трехатомных газов в пробах, %; $RO_{\max 2}$ — максимальное содержание трехатомных газов в продуктах сгорания, %. При полном сгорании топлива и $\alpha = 1$ сухие продукты сгорания состоят из $RO_2 + N_2 = 100\%$. Если бы азот в продукты сгорания поступал только из воздуха, то он составлял бы по объему 79% и тогда $RO_{\max 2} = 21\%$.

Однако содержащийся в топливе азот также переходит в продукты сгорания, что повышает содержание в них азота, и поэтому $RO_2^{\max} < 21\%$. Поскольку содержание азота в различных топливах неодинаково, $RO_2^{\max}$ для них также различно: для твердых 18—20%; для мазута 16—17%; для природного газа 11—13%.

4.4.2. ЭНТАЛЬПИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

В расчетах продуктов сгорания их энтальпию относят к единице массы или единице объема исходного топлива. Для того чтобы отличить эту величину от удельной энтальпии, отнесенной к единице массы или единице объема самих продуктов сгорания, для удобства будем называть ее просто энтальпией

и выражать в джоулях на 1 кг твердого или жидкого топлива (Дж/кг) или на 1 м³ газового топлива (Дж/м³).

Энтальпию теоретического объема отдельных составляющих продуктов сгорания записывают в следующем виде:

трехатомных газов

$$I_{RO_2} = V_{RO_2} (c\vartheta)_{RO_2}; \quad (4.11)$$

азота

$$I_{N_2}^0 = V_{N_2}^0 (c\vartheta)_{N_2}; \quad (4.12)$$

водяных паров

$$I_{H_2O}^0 = V_{H_2O}^0 (c\vartheta)_{H_2O}. \quad (4.13)$$

где I_{RO_2} , $I_{N_2}^0$ и $I_{H_2O}^0$ — энтальпия теоретического объема трехатомных и двухатомных продуктов сгорания и водяных паров, МДж/кг или МДж/м³; V_{RO_2} , $V_{N_2}^0$ и $V_{H_2O}^0$ — теоретический объем соответствующего продукта сгорания, м³/кг или м³/м³; ϑ — температура продуктов сгорания, °С; c — объемная теплоемкость продуктов сгорания при данной температуре, МДж/(м³·К).

Суммарная энтальпия теоретического объема продуктов сгорания составит:

$$I_r^0 = V_{RO_2} (c\vartheta)_{RO_2} + V_{N_2}^0 (c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^0 (c\vartheta)_{H_2O}. \quad (4.14)$$

Энтальпия теоретического объема продуктов сгорания ($\alpha = 1$) зависит от их температуры. Энтальпия действительного объема продуктов сгорания ($\alpha > 1$) зависит, кроме того, и от коэффициента избытка воздуха

$$I_r = I_r^0 + \Delta I_B = I_r^0 + (\alpha - 1) I_B^0. \quad (4.15)$$

При этом энтальпию теоретического количества воздуха определяют по формуле

$$I_B^0 = V_B^0 (c\vartheta)_B. \quad (4.16)$$

Здесь c — объемная теплоемкость воздуха при температуре продуктов сгорания ϑ , МДж/(м³·К).

Аналитическое выражение энтальпии продуктов сгорания и избыточного воздуха (4.15) представляют в виде таблицы или графика (рис. 4.6), изображающего зависи-

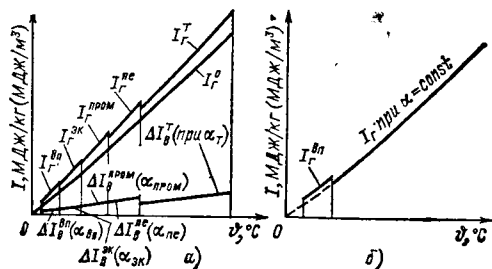


Рис. 4.6. I, φ -диаграмма котла с уравновешенной (сбалансированной) тягой (а) и наддувом (б).

мость энтальпии от температуры при выбранных для каждого газохода значениях коэффициента избытка воздуха, если газовый тракт находится под разрежением (рис. 4.6, а), и при расчетном значении коэффициента избытка воздуха, постоянном для всех газоходов, кроме воздухоподогревателя, если он работает с наддувом (рис. 4.6, б).

4.5. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТОПЛИВА

4.5.1. ТЕПЛОВЫЙ БАЛАНС

В процессе парообразования неизбежны потери, поэтому степень экономического совершенства котла характеризуется его коэффициентом полезного действия (КПД).

Для определения КПД составляют тепловой баланс, под которым понимают распределение выделившейся при горении теплоты на полезную часть для получения пара требуемых параметров и на тепловые потери.

Располагаемая теплота сжигаемого топлива в общем случае определяется по формуле

$$Q^p_r = Q^p_n + Q_{\text{в.вн}} + Q_{\text{ф.т}} + Q_d - Q_k. \quad (4.17)$$

Здесь Q^p_r — располагаемая теплота 1 кг (или 1 м³) топлива, МДж/кг или МДж/м³; Q^p_n — низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, МДж/кг или МДж/м³; $Q_{\text{в.вн}}$ — теплота, внесенная в топку воздухом при подогреве его вне аг-

регата (например, в калориферах паром из отбора турбины), МДж/кг или МДж/м³; $Q_{\text{ф.т}}$ — физическая теплота топлива, получаемая при внешнем его подогреве, МДж/кг или МДж/м³ (например, при сжигании мазута и подогреве его до поступления в топку); Q_d — теплота, внесенная с паровым дутьем, МДж/кг (учитывается только при паровом распылении мазута); Q_k — теплота, затраченная на разложение карбонатов, МДж/кг (учитывается при сжигании сланцев).

Обычно располагаемая теплота равна низшей теплоте сгорания ($Q^p_r \approx Q^p_n$). Такое количество теплоты могло бы быть выделено и использовано, если бы в котле не было потерь. Часть теплоты, которая затрачивается на подогрев и испарение воды, а также на перегрев пара, составляет использованную теплоту. Часть располагаемой теплоты, которая по условиям процесса не может быть использована, составляет тепловые потери.

Запишем уравнение теплового баланса:

$$\underbrace{Q^p_r}_{\text{Располагаемая теплота}} = \underbrace{Q_1}_{\text{Используемая теплота}} + \underbrace{Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6}_{\text{Тепловые потери}} \quad (4.18)$$

Для повышения доли используемой в котле теплоты требуется сведение до минимума тепловых потерь, перечень которых приведен в табл. 4.2.

Связь между абсолютной и относительной величинами потерь теплоты выражается формулой

$$q_i = \frac{Q_i}{Q^p_r} 100\%. \quad (4.19)$$

Используя относительные величины потерь теплоты, уравнение теплового баланса можно записать:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6. \quad (4.20)$$

Потери теплоты с уходящими газами определяются тем, что продукты сгорания в котле не охлажда-

Таблица 4.2. Потери теплоты в паровом котле

Наименование	Абсолютные потери теплоты, МДж/кг или МДж/м³	Относительные потери теплоты, %	Потери q , %
Потеря с уходящими газами	Q_2	q_2	4—7
Потеря от химического недожога топлива	Q_3	q_3	0—1,5
Потеря от механического недожога топлива	Q_4	q_4	0,5—5
Потери от наружного охлаждения котла	Q_5	q_5	0,2—0,5
Потери с физической теплотой шлаков, удаляемых из топки	Q_6	q_6	0—2

даются до температуры окружающего воздуха, а, выходя из агрегата, имеют еще достаточно высокую температуру. Превышение температуры уходящих газов над температурой атмосферного воздуха вызывает потери Q_2 , называемыми потерями теплоты с уходящими газами:

$$Q_2 = I_{yx} - I_{x.v}, \quad (4.21)$$

где I_{yx} — энтальпия уходящих газов, МДж/кг (или МДж/м³); $I_{x.v}$ — энтальпия холодного воздуха, МДж/кг (или МДж/м³).

Формулу (4.21) можно переписать в следующем виде:

$$Q_2 = (\Sigma V c \vartheta)_{yx}^0 + (\alpha_{yx} - 1) I_{\text{в}}^0 - I_{x.v}, \quad (4.22)$$

В этой формуле $(\Sigma V c \vartheta)_{yx}^0$ — энтальпия уходящих газов при $\alpha = 1$, МДж/кг (или МДж/м³); $(\alpha_{yx} - 1) I_{\text{в}}^0$ — энтальпия избыточного воздуха при $\alpha > 1$, МДж/кг (или МДж/м³). Видно, что на потери теплоты Q_2 влияют температура уходящих газов ϑ_{yx} и коэффициент избытка воздуха α_{yx} . Чем они выше, тем потери Q_2 больше.

На выбор температуры уходящих газов оказывает влияние

влажность топлива. Чем больше влажность, тем выше ϑ_{yx} . Отрицательное влияние влажности топлива на Q_2 выражается также и в том, что объем продуктов сгорания в топке, а следовательно, и на выходе из агрегата заметно возрастает. Поэтому даже при одинаковой ϑ_{yx} потеря Q_2 при влажном топливе больше, чем при сухом. Отрицательное влияние повышенной влажности выражается и через повышение теплоемкости продуктов сгорания, которая возрастает с повышением влажности топлива.

При выборе ϑ_{yx} учитывается возможность коррозии низкотемпературных поверхностей нагрева, главным образом воздухоподогревателя. Поэтому при сжигании сернистых топлив ϑ_{yx} принимается более высокой. На выбор температуры уходящих газов сильное влияние оказывает стоимость топлива, с ростом которой ϑ_{yx} принимается меньшей. Влажность топлива также влияет на выбор ϑ_{yx} . Значение ϑ_{yx} обычно составляет 120—170°С (нижний предел для маловлажных топлив, высший — для высоковлажных).

Чем выше избыток воздуха в топке и больше присос в газоходах, тем больше объем продуктов сгорания за агрегатом, что увеличивает Q_2 .

Потери q_2 являются наибольшими из всех тепловых потерь и для котлов с уравновешенной тягой составляют примерно 4—7%. В котлах с наддувом нет присосов воздуха в газоходах и поэтому q_2 имеет меньшие значения. Расчетные значения потерь достигаются лишь в случае чистых поверхностей нагрева. В эксплуатационных условиях поверхности нагрева могут сильно загрязняться шлаком и золой, что ухудшает теплообмен и повышает ϑ_{yx} , а следовательно, приводит к увеличению потерь q_2 ; соответственно возрастают и газовое сопротивление котла и нагрузка на дымосос. Для достижения в эксплуатации проектных режимов

работы котла его поверхности нагрева поддерживают возможно более чистыми.

Потери теплоты от химического недожога топлива. В продуктах сгорания могут находиться газообразные горючие компоненты CO , H_2 , CH_4 и другие газы. Их догорание за пределами топочной камеры невозможно из-за недостаточно высокой для этого температуры, а также низкой концентрации горючих компонентов и кислорода. Теплота, которая могла быть выделена в топочной камере в случае догорания газообразных горючих, составляет химический недожог.

Потери теплоты от химического недожога определяют по формуле

$$Q_3 = V_{\text{CO}} Q_{\text{CO}} + V_{\text{H}_2} Q_{\text{H}_2} + V_{\text{CH}_4} Q_{\text{CH}_4}. \quad (4.23)$$

Здесь V_{CO} , V_{H_2} , V_{CH_4} — объем горючих газов в продуктах сгорания, $\text{м}^3/\text{кг}$ (или $\text{м}^3/\text{м}^3$); Q_{CO} , Q_{H_2} , Q_{CH_4} — объемная теплота сгорания соответствующих горючих газов, $\text{МДж}/\text{м}^3$.

При сжигании твердого и жидкого топлива содержание в продуктах сгорания H_2 и CH_4 ничтожно, а потому потери теплоты от химического недожога определяют по содержанию CO .

Обычно потери теплоты от химического недожога невелики и зависят от вида топлива и способа его сжигания. При нарушениях режима эксплуатации топки q_3 может существенно возрасти.

Потери теплоты от механического недожога топлива возникают из-за того, что часть поступающего в топку топлива не участвует по разным причинам во всех стадиях процесса горения и удаляется из котла. Следовательно, количество теплоты, которая должна была выделиться при полном сгорании топлива, в действительности не выделяется; это вызывает потери теплоты от механического недожога топлива.

Если химический недожог характеризуется наличием в продук-

тах сгорания несгоревших веществ в газовой фазе, то механический недожог характеризуется наличием несгоревших веществ в твердом виде. В зависимости от качества топлива и конструкции топочного устройства потери теплоты от механического недожога при пылевидном сжигании обычно составляют 0,5—5%. При жидком и газовом топливе потерями q_4 пренебрегают.

Потери теплоты от наружного охлаждения котла вызываются тем, что обмуровка и обшивка котла и такие его элементы, как барабан, коллекторы, трубопроводы, имея температуру более высокую, чем температура окружающего атмосферного воздуха и близко расположенного оборудования, отдают им часть своей теплоты, что и составляет потери Q_5 .

Потери от наружного охлаждения тем больше, чем выше температура обмуровки и изоляции. Согласно ПТЭ все внешние поверхности котла должны иметь изоляцию, обеспечивающую их температуру не выше 55°C .

Потери Q_5 зависят от поверхностей по наружным габаритам котла ΣH , температурного напора между поверхностями охлаждения и окружающей средой Δt и теплоотдачи конвекций и излучением k от поверхности охлаждения к окружающему воздуху и оборудованию $Q_5 = f(k, \Delta t, \Sigma H)$. Эту зависимость можно записать в следующем виде:

$$Q_5 = q \Sigma H / B, \quad (4.24)$$

в которой q — потери теплоты 1 м^2 поверхности охлаждения в секунду, $\text{МВт}/\text{м}^2$. Обычно $q = 200 \div 300 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Для мощных котлов потери теплоты Q_5 больше, чем для агрегатов малой производительности, а относительные потери меньше. С ростом паропроизводительности увеличиваются объем котла и его поверхность по наружным габаритам. Однако поверхность охлаждения растет пропорционально квадрату линейного размера, т. е. мед-

ленное, чем объем, возрастающий пропорционально кубу линейного размера. Поэтому с увеличением мощности агрегата удельная поверхность охлаждения, а следовательно, и

$$q_s = Q_s / Q_p^p \quad (4.25)$$

уменьшается.

Потери с физической теплотой шлака характеризуются тем, что удаляемый из топки шлак имеет высокую температуру и содержит физическую теплоту. Эти потери учитываются при камерном сжигании твердого топлива и удалении шлака в жидком состоянии. В этом случае $q_6 \approx 1 \div 2\%$. При удалении шлака в твердом состоянии потери q_6 учитываются лишь при высокой зольности топлива.

4.5.2. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Используемая теплота, МДж/кг (или МДж/м³), определяется по формуле

$$Q_1 = \frac{1}{B} [D(i_{пе} - i_{п.в}) + + D_{пром}(i_{пром}^{вх} - i_{пром}^{вх}) + D_{пр}(i' - i_{п.в})], \quad (4.26)$$

где D — паропроизводительность котла, кг/ч; $D_{пром}$ — расход пара через промежуточный пароперегреватель, кг/ч; $D_{пр}$ — расход продувочной воды, кг/ч; $i_{пе}$, i' , $i_{п.в}$ — удельная энтальпия соответственно перегретого пара, котловой и питательной воды при соответствующих температуре и давлении, МДж/кг; $i_{пром}^{вх}$, $i_{пром}^{вх}$ — удельная энтальпия пара на входе и выходе промежуточного пароперегревателя при соответствующих температуре и давлении, МДж/кг; B — расход топлива, кг/ч (или м³/ч).

Из уравнений (4.18) и (4.26) следует:

$$D(i_{пе} - i_{п.в}) + D_{пром}(i_{пром}^{вх} - i_{пром}^{вх}) + + D_{пр}(i' - i_{п.в}) = = BQ_p^p \left(1 - \frac{\sum_{i=2}^6 Q_i}{Q_p^p} \right) = BQ_p^p \eta_{бр},$$

где $\eta_{бр}$ — КПД котла брутто, учитывающий тепловые потери.

Отсюда можно определить:

$$\eta_{бр} = \frac{D(i_{пе} - i_{п.в}) + D_{пром}(i_{пром}^{вх} - i_{пром}^{вх}) + + D_{пр}(i' - i_{п.в})}{BQ_p^p} \quad (4.27)$$

Для прямоточных котлов, у которых $D_{пр} = 0$, а также для барабанных, если продувка $p = (D_{пр}/D) 100 \leq 2\%$, выражение (4.27) принимает вид:

$$\eta_{бр} = \frac{D(i_{пе} - i_{п.в}) + D_{пром}(i_{пром}^{вх} - i_{пром}^{вх})}{BQ_p^p} \quad (4.28)$$

В формулах (4.27) и (4.28) КПД определяется непосредственно по использованной теплоте — метод прямого баланса. Коэффициент полезного действия брутто можно выразить также через тепловые потери — метод обратного баланса. Из (4.20) следует:

$$q_1 = 100 - \sum_{i=2}^6 q_i = \eta_{бр}. \quad (4.29)$$

Коэффициент полезного действия брутто $\eta_{бр}$ учитывает только тепловые потери и характеризует тепловое совершенство котла. Для полной оценки эффективности использования топлива вводится понятие о КПД нетто η_n , учитывающем, кроме тепловых потерь, еще и расход энергий на собственные нужды котла, т. е. затраты теплоты и электрической энергии на собственные нужды котла, т. е. затраты теплоты и электрической энергии на вспомогательное оборудование, обеспечивающее его нормальную эксплуатацию.

К вспомогательному оборудованию относят: дутьевые вентиляторы, дымососы, питательные насосы, углеразмольные мельницы, пылепитатели, насосы принудительной циркуляции, обдувочные аппараты, электродвигатели дистанционного и автоматического управления.

Коэффициенты полезного действия брутто и нетто связаны урав-

нением

$$\eta_n = \eta_{бр} - \frac{Q_{с.р}}{BQ_{бр}} 100, \quad (4.30)$$

где $Q_{с.р}$ — собственный расход энергии котлом, МВт.

4.6. СЖИГАНИЕ ТОПЛИВА И ТЕПЛОБМЕН В ТОПКАХ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

4.6.1. ГОРЕЛКИ

Во всех мощных паровых котлах топливо сжигается в объеме топочной камеры — камерное сжигание. Необходимая интенсивность горения достигается подготовкой горючей смеси (смесеобразованием) в горелочном устройстве, называемом в дальнейшем горелкой. Различают пылеугольные горелки, мазутные и газовые горелки. Последние обычно объединяют в газомазутные горелки, позволяющие сжигать жидкое и газовое топливо.

Через пылеугольную горелку топливная пыль, полученная в процессе размола и сушки при температуре 70—130 °С, потоком первичного воздуха вдвигается в топочную камеру (рис. 4.7), через горелку по-

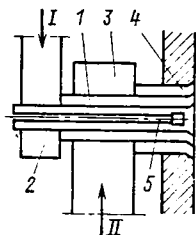


Рис. 4.7. Круглая двухулиточная горелка.

I — подвод пылевоздушной смеси; II — подвод вторичного воздуха; 1 — ствол для аэропыли; 2 — улитка первичного воздуха; 3 — улитка вторичного воздуха; 4 — амбразура; 5 — мазутная форсунка.

ступает также вторичный воздух при температуре 250—420 °С. Следовательно, горелки выдают в топку два отдельных потока: пылевоздушную смесь и вторичный воздух. Образование горючей смеси завершается в топочной камере.

При сжигании газового и жидкого топлива весь поток горячего воздуха из воздухоподогревателя подается в топочную камеру через горелки.

Некоторые схемы расположения горелок на стенках топочной камеры показаны на рис. 4.8.

4.6.2. ПЫЛЕУГОЛЬНЫЕ ТОПКИ

При факельном процессе горения топливо сжигается без какого-либо запаса его в топочной камере. Даже для мощных паровых котлов с объемом топки 4—8 тыс. м³ количество одновременно находящейся в ней пыли не превышает нескольких десятков килограммов. Поэтому для обеспечения непрерывности выработки пара пылевидное топливо и воздух в соответствующих количествах подают непрерывно. Также непрерывно удаляются из топочной камеры продукты сгорания, зола и шлак. Подача топлива и воздуха, равно как и удаление охлажденных продуктов сгорания, золы и шлака, полностью механизированы и автоматизированы.

Различают пылеугольные топки с твердым и жидким удалением шлака.

Топочная камера с твердым шлакоудалением (рис. 4.9) представляет собой вертикальную шахту, в которой газы обычно движутся вверх. На стенках шахты

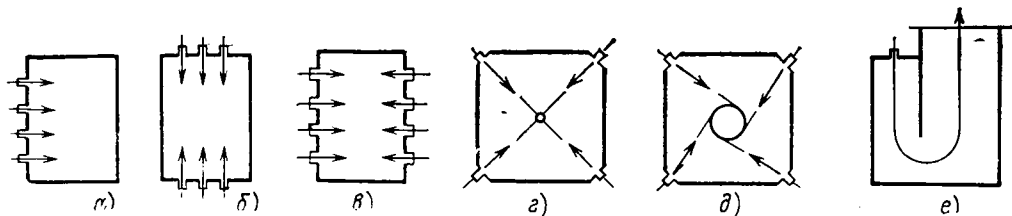


Рис. 4.8. Схемы расположения пылеугольных горелок.

а — фронтальное; б — встречно-боковое; в — двухфронтальное; г — угловое; д — тангенциально-угловое; е — потолочное.

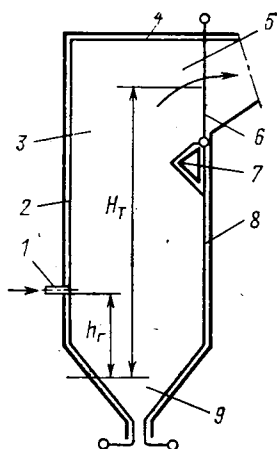


Рис. 4.9. Пылеугольная топка с твердым удалением шлака.

1 — пылеугольная горелка; 2 — фронтальный экран; 3 — боковой экран; 4 — потолочный экран; 5 — выход продуктов сгорания из топки; 6 — подвесные трубы; 7 — аэродинамический выступ; 8 — задний экран; 9 — холодная воронка.

расположены топочные экраны. Основная масса золы, образующаяся в результате горения топлива, находится в потоке газов, движется со скоростью 5—10 м/с и газами выносятся из топки.

При нормально организованном топочном процессе на пути движения частицы золы охлаждаются, затвердевают и выносятся из топки в гранулированном состоянии. Количество унесенной золы составляет 85—90%.

В нижней части такой топки находится холодная воронка с пониженной по сравнению с ядром факела температурой. Попадающие в эту зону расплавленные частицы золы гранулируются, сползают по наклонной поверхности воронки и через нее удаляются в твердом состоянии. Количество золы, уловленной через холодную воронку, невелико и обычно составляет 10—15%. В топках с твердым шлакоудалением капли шлака переводятся в твердую фазу во взвешенном состоянии и в таком виде удаляются из топки.

При жидком шлакоудалении ядро факела с наивысшей температурой размещается внизу у

пода топки (рис. 4.10), что достигается сниженным расположением горелок. Благодаря этому шлак на поду топки находится в расплавленном состоянии. Температура плавления шлака для большинства топлив составляет 1200—1500°C. Теплоизоляция нижней части топки позволяет поддерживать температуру факела в этой зоне более высокой: до 1600—1800°C. С этой целью нижнюю часть топочных экранов покрывают мощным слоем огнеупорного материала для образования ванны для жидкого шлака. Попадающие на стенки топки капли шлака образуют тонкий легкоподвижный слой, который стекает в эту ванну. Интенсивным обогревом шлак поддерживают в состоянии хорошей текучести, чем обеспечивают непрерывное вытекание его через летку. Далее, вне топки в особом гранулирующем устройстве шлак затвердевает и удаляется. При жидком шлакоудалении через шлаковую летку удаляется 30—70%, а в некоторых специальных конструкциях и до 80—90% всей золы, образующейся из минеральной части топлива.

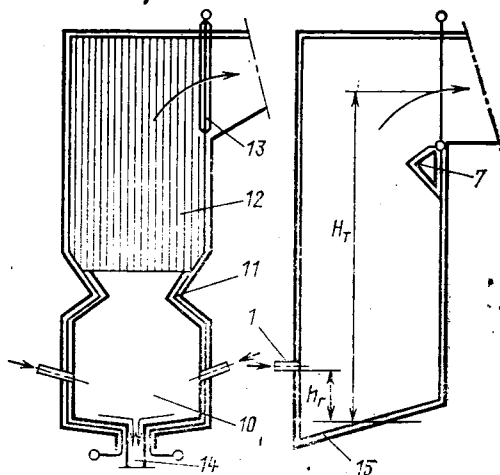


Рис. 4.10. Пылеугольная топка с жидким шлакоудалением. Кроме обозначенных на рис. 4.9:

10 — камера горения; 11 — пережим; 12 — камера охлаждения; 13 — фестон; 14 — выход жидкого шлака.

Рис. 4.11. Газомазутная топка. Кроме обозначенных на рис. 4.9:

15 — наклонный под.

Газ и мазут обычно сжигается в камерной топке отдельно, так как при совместном сжигании возрастают топочные потери. Конструктивно топочная камера для сжигания природного газа и мазута имеет форму параллелепипеда (рис. 4.11). Под топки выполняется с небольшим уклоном. Ввиду очень малого содержания минеральных примесей в этих топливах никаких устройств для вывода шлака не предусматривают.

Горелки в газомазутных топках располагаются на фронтальной или на двух противоположных стенках топки — фронтальной и задней и обслуживаются дистанционно со щита управления. Однофронтное расположение газомазутных горелок упрощает и удешевляет компоновку оборудования, она более удобна в обслуживании, однако не обеспечивает хорошего заполнения топки факелом и неприемлема для относительно глубоких топок. Лучшие условия развития факелов и сгорания топлива достигаются при встречном расположении газомазутных горелок. При этом факел концентрируется в центральной высокотемпературной области топочной камеры и не распространяется на пристенные участки.

На котлах большой мощности горелки в зависимости от их единичной производительности можно расположить в несколько ярусов. Многоярусное расположение удобно в эксплуатации газомазутных топок при переходе с одного топлива на другое. Переключение ярусов позволяет поддерживать постоянную температуру газов на выходе из топки. В этих условиях температура перегретого пара остается практически на постоянном уровне.

4.6.4. ТЕПЛООБМЕН В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ

В топочном устройстве одновременно протекают два взаимосвязанных процесса: горение топлива с выделением теплоты и передача ее ограждающим топку экранам.

Теплота передается экранам главным образом излучением. Доля конвективной составляющей невелика и в расчетах не учитывается.

Полезное тепловыделение в топке

$$Q_T = Q_p \frac{100 - (q_3 + q_4 + q_5)}{100 - q_4} + Q_v + + Q_{в.вн} + rI_{г.отб}. \quad (4.31)$$

Кроме известных величин, здесь обозначено: Q_v — теплота, вносимая в топку воздухом, кДж/кг; $rI_{г.отб}$ — теплота рециркулирующих газов (см. § 4.10); $I_{г.отб}$ — энтальпия газов, отбираемых из газотока на рециркуляцию, кДж/кг; r — доля рециркулирующих газов.

Долю теплоты, воспринимаемой поверхностями нагрева топочной камеры за счет излучения (прямой отдачи), от полезного тепловыделения в топке называют коэффициентом прямой отдачи $\mu_T = Q_{л}/Q_T$.

Расчет теплообмена в топочной камере основан на определении тепловосприятия поверхности нагрева, которое в соответствии с законом Стефана — Больцмана (см. гл. 2) может быть найдено по выражению:

$$Q_{л} = C_0 a_T \psi_3 F_{ст} (T^4 - T_{ст}^4). \quad (4.32)$$

С другой стороны, тепловосприятие поверхности нагрева можно определить из уравнения теплового баланса

$$Q_{л} = \varphi B_p (T_a - T_T'') (VC)_{ср}. \quad (4.33)$$

Здесь $Q_{л}$ — тепловосприятие экранов, кВт; $F_{ст}$ — поверхность стен, ограждающих топочную камеру, м²; T — средняя температура продуктов сгорания в топке, К; $T_{ст}$ — средняя температура труб топочных экранов, К; T_a — адиабатическая температура в топке, К; T_T'' — температура продуктов сгорания на выходе из топки, К; $(VC)_{ср}$ — средняя теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур $(T_a - T_T'')$, кДж/(кг·К); C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, кВт/(м²·К⁴); a_T — степень черноты топки; B_p —

секундный расход топлива, кг/с;
 φ — коэффициент сохранения теплоты.

Коэффициент тепловой эффективности топочных экранов

$$\psi_0 = x\xi, \quad (4.34)$$

где ξ — коэффициент загрязнения экранов, зависящий от рода сжигаемого топлива и характеристики экрана (определяется по таблицам в специальной литературе), с увеличением загрязненности экранов труб или закрытия их тепловой изоляции со стороны топки ξ уменьшается; x — угловой коэффициент экрана, являющийся отношением лучевоспринимающей поверхности экрана $H_{\text{эл}}$ к площади стены $F_{\text{ст}}$, занимаемой экранами, $x = H_{\text{эл}}/F_{\text{ст}}$, зависит от взаимного расположения труб и расстояния их от обмуровки (см. рис. 4.12).

Адиабатическая (теоретическая) температура горения определяется по формуле $T_a = Q_T / (vc)_{\text{ср}} + 273$; коэффициент сохранения тепла в топке $\varphi = 1 - q_5/100$.

Влияние относительного положения ядра факела по высоте топочной камеры учитывается с помощью эмпирического коэффициента M .

$$M = A - Bx_T. \quad (4.35)$$

Численные значения A и B определяются видом сжигаемого топлива.

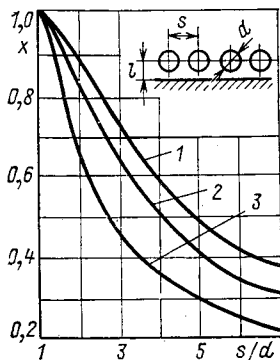


Рис. 4.12. Угловой коэффициент однорядного гладкотрубного экрана.

1 — с учетом излучения обмуровки при $l/d \geq 1,4$; 2 — то же при $l/d = 0,5$; 3 — то же при $l = 0$.

Положение ядра факела при заданной геометрии топки определяет температуру на выходе из топки, а при заданной температуре в значительной степени влияет на поверхность нагрева в топке.

При конструкторском расчете, выбрав предварительно температуру на выходе из топки T'' , определяют лучевоспринимающую поверхность стен топочной камеры $F_{\text{ст}}$, м^2 ,

$$F_{\text{ст}} = \frac{B_p Q_{\text{л}}}{c_0 a_T M \varphi T_T' T_0^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_a}{T_T'} - 1 \right)^2}. \quad (4.36)$$

Температура на выходе из топки принимается по техническим характеристикам твердого топлива, а при сжигании мазута и газа — исходя из оптимального распределения радиационных и конвективных поверхностей нагрева.

Величину x_T принимают равной относительному уровню расположения горелок $x_T = h_T/H_T$ (величины h_T и H_T определяют по эскизу топочной камеры — см. рис. 4.9 и 4.11).

При поверочном расчете решается обратная задача; по заданному значению поверхности стен топки и ее размерам определяют температуру продуктов сгорания на выходе из нее

$$T_T'' = \frac{T_a}{M \left[\frac{C_0 \varphi_0 F_{\text{ст}} a_T T_a^3}{\varphi B_p (VC)_{\text{ср}}} \right]^{0,6} + 1}. \quad (4.37)$$

4.7. РАДИАЦИОННЫЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА И ИХ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

4.7.1. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОТЫ МЕЖДУ ПОВЕРХНОСТЯМИ НАГРЕВА

Современные паровые котлы большой мощности имеют преимущественно П- и Т-образный профиль (рис. 4.13). Настенные топочные экраны обычно являются в основном испарительными поверхностями нагрева. Топочным экраном передается лучистая теплота от факела. Движение продуктов сгорания восходящее. В горизон-

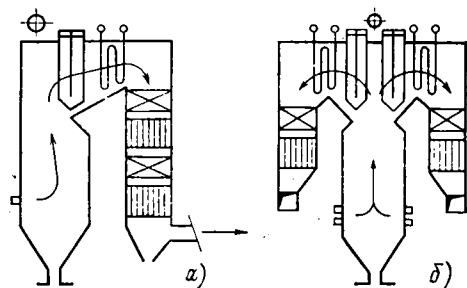


Рис. 4.13. Основные профили паровых котлов.

а — П-образный; б — Т-образный

тальных и опускающих газоходах размещаются последовательно пароперегреватель свежего пара, пароперегреватель вторичного пара и экономайзер. Эти поверхности нагрева получают теплоту конвекцией от движущихся продуктов сгорания. В конвективных поверхностях теплота передается и межтрубным излучением тем в большей степени, чем выше температура сгорания.

Распределение теплоты на подогрев питательной воды до насыщения, испарение и перегрев образующегося пара зависят от давления. Чем выше давление, тем меньше доля теплоты на испарение (табл. 4.3).

По условиям сжигания топлива топочные экраны воспринимают 35—40% полного количества теплоты, выделяемого в топочной камере. Следовательно, при среднем давлении (4 МПа) теплоты, получаемой радиацией, недостаточно

Таблица 4.3. Распределение теплоты по поверхностям нагрева

Давление перегретого пара, °С	Температура перегретого пара, °С	Температура питательной воды, °С	Распределение теплоты между поверхностями нагрева котла			
			испарительные поверхности	пароперегревательные поверхности	экономайзерные поверхности	верхности
4	440	145	62	19	19	
10	540	215	49	30	21	
14	570	230	39	36	25	
14	570/570	230	32	46	22	
25,5	585—565/570	260	—	58	42	

для полного покрытия потребности на испарение (62%), в связи с чем часть теплоты, требуемой для испарения воды, передается в экономайзере. Поэтому в барабанных котлах среднего давления экономайзер обычно выполняют кипящим, т. е. таким, в котором питательная вода подогревается до насыщения и частично превращается в пар (кипит).

В барабанных котлах высокого давления (10 МПа и выше) доля теплоты, используемая на парообразование, в значительной мере снижается (табл. 4.3), и теплоты, передаваемой в топочной камере, становится достаточно для образования требуемого количества пара, в связи с чем экономайзер выполняют некипящим (не кипит).

Прямоточные котлы также имеют некипящие экономайзеры, из которых вода переходит в испарительные трубы через распределительный коллектор. Подача в коллектор не воды, а пароводяной смеси вызвала бы резко неравномерное ее распределение по параллельным трубам.

Конвективной испарительной поверхностью нагрева в прямоточных котлах является переходная зона, располагаемая за пароперегревателем (по ходу газов).

4.7.2. КОНСТРУКЦИЯ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТОПОЧНЫХ ЭКРАНОВ КОТЛОВ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Основной, а в котлах высокого давления единственной испарительной поверхностью нагрева являются топочные экраны. На рис. 4.14 показано расположение настенных топочных экранов и их элементов котла с естественной циркуляцией. Экраны выполнены в виде блоков с вертикальными трубами, каждый блок имеет нижний и верхний коллекторы, к которым приварены трубы. Все верхние коллекторы расположены примерно на одном уровне и подвешены к каркасу котла.

Топочные экраны 1, 6 и 7 обрамляются поясами жесткости из

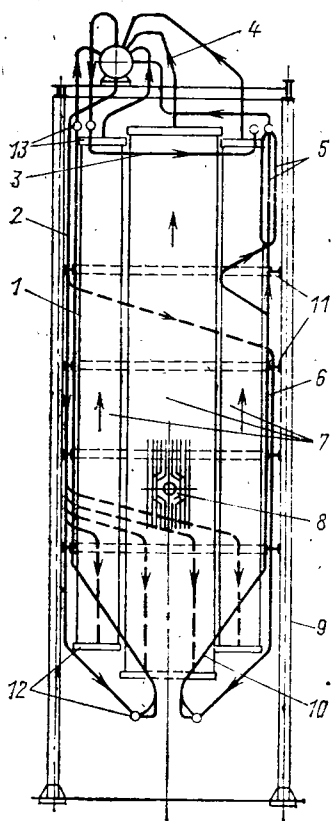


Рис. 4.14. Схема расположения топочных экранов котла с естественной циркуляцией высокого давления.

1 — фронтальный экран; 2 — опускные трубы; 3 — потолочные трубы; 4 — отводящие трубы; 5 — фестон; 6 — задний экран; 7 — секции боковых экранов; 8 — разводка труб у амбразур; 9 — каркас; 10 — холодная воронка; 11 — пояс жесткости; 12 — нижние коллекторы; 13 — верхние коллекторы экранов.

профильной стали, вместе с которыми они перемещаются по вертикали. К топочным экранам крепится обмуровка, которая с наружной поверхности покрыта обшивкой. Таким образом, к каркасу подвешивается не только трубная система экранов, но вместе с ней и обмуровка и обшивка.

В котлах с естественной циркуляцией движущий напор $S_{\text{дв}}$ возникает при обогреве подъемных труб. Формула (4.1) написана в предположении, что подъемные трубы содержат пароводяную смесь на всей высоте. В действительности развитое кипение в подъемных трубах

начинается выше входа, поэтому вся высота труб H делится на экономайзерный участок $h_{\text{эк}}$ и парообразующий $h_{\text{пар}}$ (рис. 4.15):

$$h_{\text{пар}} = H - h_{\text{эк}}. \quad (4.38)$$

Сечение, в котором наступает развитое кипение, называют сечением закипания. При некипящем экономайзере энтальпия воды на выходе из него $i''_{\text{эк}} < i'$ и в этом случае температура воды в барабане ниже температуры кипения при давлении в нем. В то же время количество кипящей воды, поступающей в барабан из подъемных труб, больше, чем питательной воды, на величину, определяемую кратностью циркуляции K . Поэтому недогрев до кипения в барабане

$$\Delta i_6 = (i' - i''_{\text{эк}})/K. \quad (4.39)$$

На входе в опускные трубы вода также недогрета до кипения. Этот недогрев возрастает в опускных трубах по мере движения за счет увеличения гидростатического давления воды и достигает наибольшего значения в нижнем коллекторе

$$\Delta i_{\text{н.к}} = \Delta i_6 + \frac{\Delta i'}{\Delta p} \rho' g \left(h_{\text{оп}} - \frac{\Delta p_{\text{оп}}}{\rho' g} \right). \quad (4.40)$$

Здесь $\frac{\Delta i'}{\Delta p} \rho' g$ — изменение энталь-

пии кипящей воды на единицу высоты, кДж/(кг·м); $\Delta p_{\text{оп}}$ — гидравлическое сопротивление опускных труб, Па.

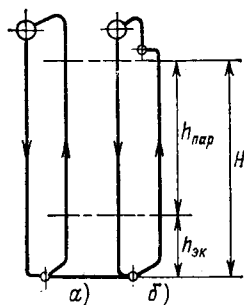


Рис. 4.15. Контуры естественной циркуляции с непосредственным присоединением парообразующих труб к барабану (а) и через пароотводящие трубы (б).

Вода с таким недогревом поступает в подъемные трубы. По мере движения в них до сечения закипания гидростатическое давление уменьшается и потому соответствующий недогрев до кипения также уменьшится на величину

$$\Delta i_{\text{эк}} = h_{\text{эк}} \rho' g \frac{\Delta i'}{\Delta p} \quad (4.41)$$

Следовательно, недогрев воды на единицу расхода (1 кг) до сечения закипания составит

$$\Delta i_{\text{н.к}} - \Delta i_{\text{эк}} = \Delta i_0 + \frac{\Delta i'}{\Delta p} \rho' g \left(h_{\text{оп}} - \frac{\Delta p_{\text{оп}}}{\rho' g} \right) - h_{\text{эк}} \rho' g \frac{\Delta i'}{\Delta p}, \quad (4.42)$$

а на общий расход циркулирующей воды G , кг/ч,

$$\left[\Delta i_0 + \frac{\Delta i'}{\Delta p} \rho' g \left(h_{\text{оп}} - \frac{\Delta p_{\text{оп}}}{\rho' g} \right) - h_{\text{эк}} \rho' g \frac{\Delta i'}{\Delta p} \right] G. \quad (4.43)$$

За это же время на экономайзерном участке передается теплота в количестве

$$Q_{\text{эк}} = h_{\text{эк}} Q_{\text{кон}} / H, \quad (4.44)$$

где $Q_{\text{кон}}$ — тепловосприятие контура, кДж/кг; H — обогреваемая высота контура, м.

Высота экономайзерного участка определяется из равенства двух величин: количества теплоты, которую необходимо передать в единицу времени воде для ее подогрева до кипения на экономайзерном участке (4.43), и количества теплоты, получаемой за то же время на экономайзерном участке (4.44), откуда

$$h_{\text{эк}} = \frac{\Delta i_0 + \frac{\Delta i'}{\Delta p} \rho' g \left(h_{\text{оп}} - \frac{\Delta p_{\text{оп}}}{\rho' g} \right)}{\frac{Q_{\text{кон}}}{h_{\text{кон}} G} + \frac{\Delta i'}{\Delta p} \rho' g}. \quad (4.45)$$

В соответствии с (4.38) выражение для движущего напора циркуляции (2.1) переписывается

$$S_{\text{дв}} = h_{\text{пар}} (\rho' - \rho_{\text{см}}) g, \quad (4.46)$$

$$\rho_{\text{см}} = \varphi \rho'' + (1 - \varphi) \rho'. \quad (4.47)$$

Здесь ρ' и ρ'' — плотности воды и пара на линии насыщения, кг/м³; φ — доля сечения, занятая паром в подъемных трубах (определяется по графикам, построенным на основании экспериментов).

При установившемся режиме движущий напор циркуляции уравновешивается гидравлическим сопротивлением опускающих вследствие движения воды и пароводяной смеси по контуру:

$$S_{\text{дв}} = \Delta p_{\text{под}} + \Delta p_{\text{оп}}. \quad (4.48)$$

Избыточная часть движущего напора в (4.48), которая остается после преодоления гидравлического сопротивления в подъемных звеньях контура, называют полезным напором циркуляции:

$$S_{\text{пол}} = S_{\text{дв}} - \Delta p_{\text{под}}. \quad (4.49)$$

Из сопоставления (4.48) и (4.49) получаем основное уравнение циркуляции:

$$S_{\text{пол}} = \Delta p_{\text{оп}}, \quad (4.50)$$

откуда видно, что полезный напор циркуляции затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления в опускающих звеньях.

В современных котлах большой мощности топочные экраны представляют собой простые контуры циркуляции. В простом контуре циркуляции все подъемные трубы имеют одинаковые характеристики: геометрические (диаметр, длина и конфигурация) и тепловые (условия обогрева). В простом контуре циркуляции подъемные трубы могут присоединяться либо непосредственно к барабану, либо через коллектор (см. рис. 4.15).

Рассмотрим методику расчета контура циркуляции с непосредственным присоединением паропроизводящих труб к барабану (см. рис. 4.15, а). Основное уравнение циркуляции (4.50) не решается аналитически. Как $S_{\text{пол}}$, так и $\Delta p_{\text{оп}}$ зависят от ряда параметров, в том числе от скорости циркуляции w_0 .

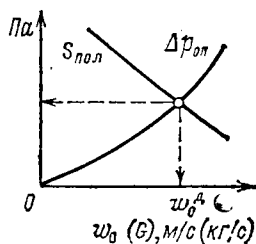


Рис. 4.16. Диаграмма циркуляции простого циркуляционного контура.

$w_0^д$ — действительная скорость циркуляции.

Под скоростью циркуляции понимают скорость входа воды в подъемные трубы, которая определяет расход воды через трубы. Чем выше скорость циркуляции, тем больше расход воды через подъемные трубы, тем эффективнее отвод теплоты от обогреваемых труб. Достаточная скорость циркуляции обеспечивает надежность работы сильнообогреваемых топочных экранов. С увеличением скорости циркуляции полезный напор уменьшается, а сопротивление опускных труб растет (рис. 4.16). Для построения диаграммы циркуляции задаются несколькими (обычно тремя) значениями рекомендуемой скорости циркуляции $w_0 = 0,5\text{--}1,5$ м/с и для каждого из них определяют $S_{пол}$ и $\Delta p_{оп}$.

На основании полученных результатов строится диаграмма циркуляции (рис. 4.16). Пересечение кривых $S_{пол} = f(w_0)$ и $\Delta p_{оп} = f(w_0)$ определяет рабочую точку диаграммы циркуляции, координаты которой удовлетворяют основному уравнению циркуляции (4.50). Абсцисса рабочей точки выражает действительную скорость циркуляции $w_0^д$. По $w_0^д$ и количеству образующегося пара определяют действительную кратность циркуляции и уточняют параметры циркуляции.

Расчет циркуляционного контура выполняют для средних (расчетных) условий работы. Контур естественной циркуляции представляют собой системы параллельно

включенных труб, которые реально работают в разных условиях. В расчетном режиме работает только основная масса труб. Отдельные трубы по тем или иным причинам получают больше или меньше теплоты в сравнении с расчетным значением. Неодинаковый обогрев труб может вызываться как конструктивными особенностями системы, так и в процессе эксплуатации.

С точки зрения надежности циркуляции и, следовательно, обеспечения нормального температурного режима существенными являются трубы, получающие меньше теплоты по сравнению с расчетным значением. В них развиваются меньшие движущие напоры циркуляции. Вместе с тем все подъемные трубы контура включены своими концами в общие емкости (коллекторы, барабан) и работают в общем для всех вынужденном перепаде давления $\Delta p_{оп}$, равном $S_{пол}$. Отсюда следует, что полезный напор циркуляции для всех труб контура одинаков. Однако этот общий для всех труб контура полезный напор при неодинаковом обогреве подъемных труб отвечает разному расходу циркулирующей в них воды.

При общем благополучии температурного режима основной массы труб из-за значительной неравномерности обогрева в некоторых наименее обогреваемых трубах может проходить мало воды и в них возможны нарушения циркуляции, приводящие к ухудшению температурного режима металла.

4.7.3. КОНСТРУКЦИЯ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТОПОЧНЫХ ЭКРАНОВ ПРЯМОТОЧНЫХ КОТЛОВ

В разомкнутых гидравлических системах гидравлическое сопротивление водопарового тракта преодолевается питательным насосом при любой ориентации труб. Поэтому в прямоточных котлах экранные трубы ориентируют в пространстве любым образом.

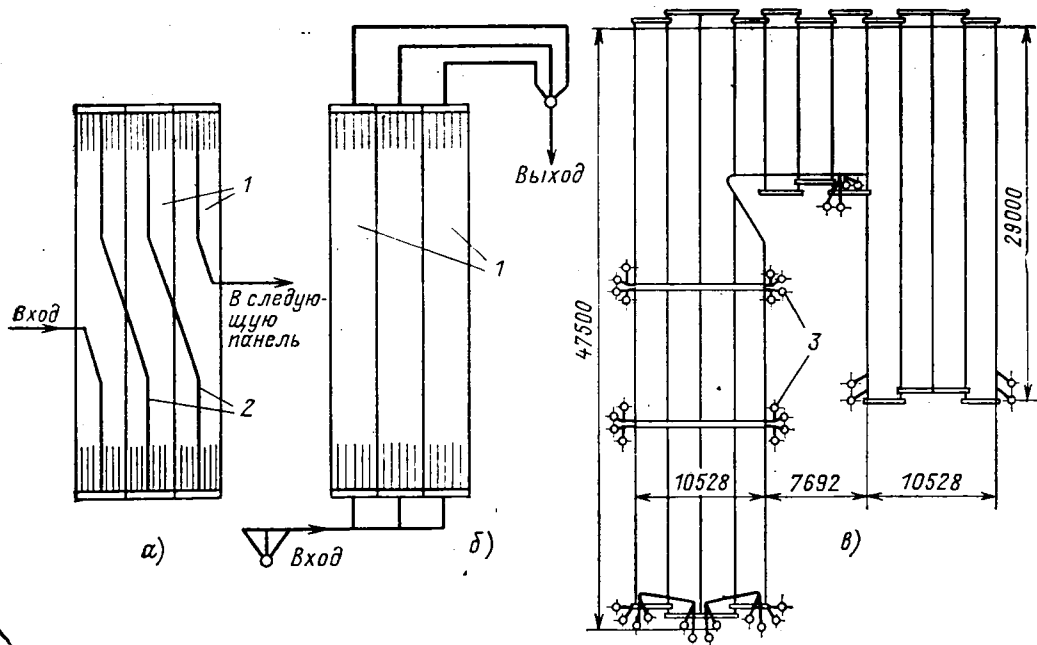


Рис. 4.17. Расположение вертикальных панелей топочных экранов.

а — последовательное; *б* — параллельное; *в* — панелей газоплотного котла большой мощности (*в*); 1 — вертикальные панели; 2 — опускные трубы; 3 — узлы перемешивания.

Вертикальные топочные экраны прямоточных котлов по внешнему виду напоминают топочные экраны естественной циркуляции и занимают все стены топки. Для уменьшения неравномерности обогрева параллельных труб и обеспечения необходимой скорости рабочей среды каждый экран секционирован по ширине, а секции соединены последовательно (рис. 4.17, *а*) или параллельно (рис. 4.17, *б*). По условиям надежности массовая скорость w_p должна быть на уровне 1500—2000 кг/(м²·с). При соединении панелей по схеме на рис. 4.17, *а* появляются опускные необогреваемые трубы, в которых при перемешивании потока устраняется тепловая разверка, но конструкция экрана усложняется. Разновидностью вертикальных экранов, в которых среда движется восходящим потоком, являются экраны с подъемно-опускными парообразующими трубами (рис. 4.18).

Горизонтальные топочные экраны характерны для котлов Рамзина.

Трубы лентами непрерывно и винтообразно навиты на все четыре стены топочной камеры и обеспечивают восходящее движение потока (рис. 4.19, *а*).

Разновидностью горизонтальной навивки, занимающей весь периметр топочной камеры, является расположение горизонтальных змеевиков парообразующих труб с подъемным движением рабочего тела в пределах части ширины топочных экранов (рис. 4.19, *б*). Такие панели

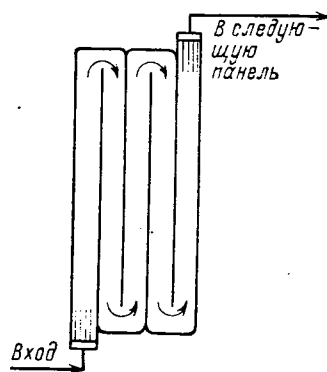


Рис. 4.18. Экран с многоходовым подъемно-опускным движением рабочей среды.

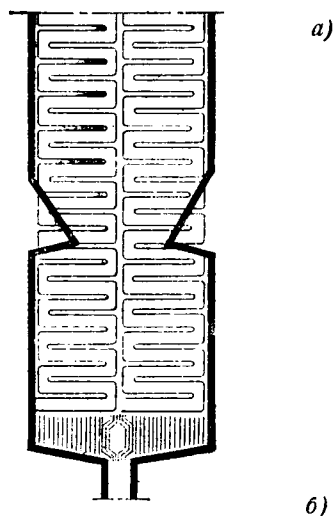
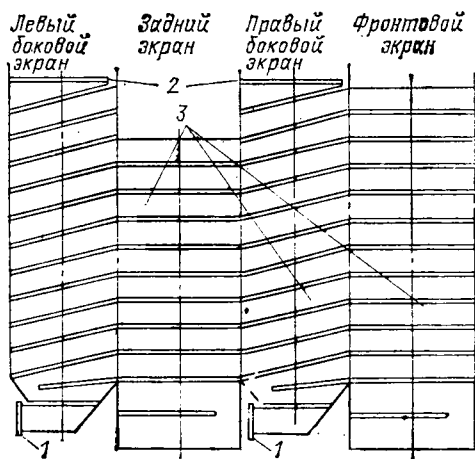


Рис. 4.19. Экраны с горизонтальной и слабонаклонной навивкой.

а — развертка топочных экранов котла Рамзина; б — многоходовая панель с горизонтальными трубами; 1 — входные коллекторы; 2 — выходные коллекторы; 3 — топочные экраны.

Менее чувствительны к неравномерности обогрева при больших поперечных размерах топки.

Топочные экраны, выполняемые из гладких труб, называются гладкотрубными (рис. 4.20, а). В гладкотрубных экранах плотность между трубами не обеспечивается.

На рис. 4.20, б показана панель, выполненная из плавниковых труб. Из таких панелей образуются газоплотные сварные экраны независимо от того, работают ли

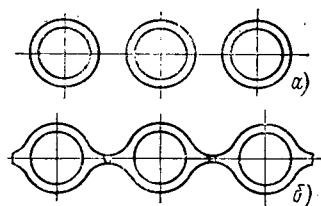


Рис. 4.20. Экраны гладкотрубный (а) и плавниковый — газоплотный (б).

котлы под наддувом или с уравновешенной тягой.

В таких котлах топочные экраны, а также стены и потолок горизонтального газохода и поворотной камеры и стены опускной шахты до воздухоподогревателя покрыты панелями, свариваемыми в общую газоплотную оболочку (см. рис. 4.17, в).

Газоплотные сварные экраны имеют на 10—15% меньшую массу на единицу лучевоспринимающей поверхности по сравнению с гладкотрубными: шаг труб можно увеличить, соответственно сократив их число и подобрав суммарное сечение по условиям обеспечения необходимой массовой скорости рабочей среды. Эти экраны находятся в лучших условиях работы, так как часть поглощенной плавниками теплоты передается тыльной стороне труб благодаря растечке, что превращает эту часть труб в активную поверхность нагрева. Исключены выход отдельных труб из плоскости экрана и ухудшение по этой причине их температурного режима.

Газоплотные сварные экраны облегчают также условия работы обмуровки, особенно при жидком шлакоудалении, из-за отсутствия взаимного перемещения труб, уменьшают ее массу и допускают обмывку экранов без опасения увлажнить изоляционный слой.

При движении рабочей среды в трубах возникают сопротивления, приводящие к образованию полного перепада давления между произвольными сечениями. Полный перепад давления Δp в обогреваемых

трубах представляется в виде суммы

$$\Delta p = \Delta p_{\tau} + \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{уск}} \pm \Delta p_{\text{нив}} \quad (4.51)$$

Здесь Δp_{τ} — сопротивление трения, Па; $\Delta p_{\text{м}}$ — потери давления в местных сопротивлениях, Па; $\Delta p_{\text{уск}}$ — потери давления от ускорения потока, Па; $\Delta p_{\text{нив}}$ — нивелирная составляющая потерь напора, Па (при подъемном движении положительна, при опускном — отрицательна).

В прямоточных котлах с горизонтальными и слабонаклонными трубами (см. рис. 4.19) длина каждой трубы L достигает сотен метров, они имеют большое число гибов в углах топочной камеры (по четыре на периметр топки) и поэтому для них характерно большое гидравлическое сопротивление $\Delta p_{\tau} = \Delta p_{\tau} + \Delta p_{\text{м}}$. Нивелирная составляющая $\Delta p_{\text{нив}}$ в таком контуре невелика ввиду малой высоты в сравнении с развернутой длиной трубы $H \ll L$. Сопротивление, вызванное ускорением потока $\Delta p_{\text{уск}}$, также невелико, особенно при высоком давлении. Следовательно, для контура с горизонтальным или слабонаклонным расположением труб полный перепад давления определяется гидравлическим сопротивлением

$$\Delta p = \Delta p_{\tau} \quad (4.52)$$

Отличительная особенность контуров с вертикальным подъемно-опускным движением (см. рис. 4.18) — малое число ходов и следовательно относительно малая длина труб и малое число гибов. Гидравлическое сопротивление таких систем сравнительно невелико. Однако из-за вертикального расположения труб нивелирный напор составляет существенную часть полного перепада давления, особенно при малых нагрузках, когда вклад Δp_{τ} меньше, тогда

$$\Delta p = \Delta p_{\tau} \pm p_{\text{нив}} \quad (4.53)$$

Соотношение Δp_{τ} и $\Delta p_{\text{нив}}$ оказывает существенное влияние на гидравлическую характеристику, а

следовательно, и устойчивость потока в прямоточных котлах.

Надежность испарительных труб в большой степени зависит от устойчивости движения, т. е. постоянства расхода рабочей среды через параллельные трубы. Устойчивость движения описывается гидравлической характеристикой, т. е. зависимостью полного перепада давления от массовой скорости рабочей среды w_p (или расхода G).

Различают стабильную и нестабильную гидравлические характеристики. Гидравлическая характеристика стабильна, однозначна, если общему перепаду давления в системе параллельных труб отвечает только один расход рабочей среды (рис. 4.21, а), и нестабильна, неоднозначна, если общему перепаду давления соответствует несколько (например, три) различных расходов (рис. 4.21, б).

Неоднозначность гидравлической характеристики означает не только различные расходы через отдельные параллельно работающие трубы, объединенные общими коллекторами. Более опасны режимы, при которых через одну и ту же трубу изменяется расход воды, а это при постоянном обогреве вызывает колебание температуры стенки и появление в ней опасных напряжений тепловой усталости. Работа котла в таких условиях может прекратиться из-за повреждения парообразующих труб.

Природа неоднозначности гидравлической характеристики — изменение теплофизических свойств рабочей среды — удельного объема при переходе от одного расхода к другому при неизменном обогреве

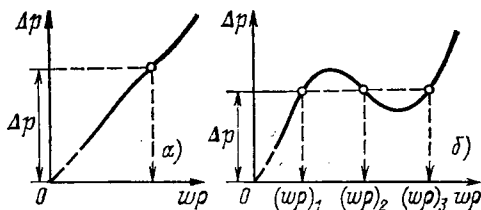


Рис. 4.21. Однозначная (а) и многозначная (б) гидравлические характеристики.

и влияния нивелирного напора. Положение осложняется еще тем, что влияние нивелирного напора различно при подъемном и опускном движении среды. Все это приводит к сложным аналитическим зависимостям, и поэтому они представляются графически для каждого конкретного объекта: гидравлическая схема, геометрические параметры трубной системы, давление, энтальпия среды на входе и др.

На стабильность гидравлической характеристики в горизонтальных трубах определяющее влияние оказывает температура воды на входе в трубы. Температура может быть равной или близкой к температуре насыщения $t_{\text{вх}} \approx t'$ или существенно меньшей $t_{\text{вх}} < t'$. При подаче воды с температурой, меньшей t' ($\Delta i_{\text{нед}} = i' - i_0 > 0$), образование пара начинается не с самого входа в трубы, а дальше. В соответствии с этим парообразующие (испарительные) трубы делятся на два участка: экономайзерный и парообразующий (рис. 4.22). Длины этих участков при данном обогреве зависят от расхода через них воды. С увеличением расхода количество теплоты, приходящееся на единицу расхода, уменьшается и потому длина экономайзерного участка возрастает, а парообразующего, наоборот, уменьшается.

При наличии экономайзерного участка (рис. 4.22) полное гидравлическое сопротивление определяется по формуле

$$\Delta p = \frac{\xi}{2d} (\omega p^2) \bar{v}_{\text{эк}} l_{\text{эк}} + \frac{\xi}{2d} (\omega p)^2 \bar{v}_{\text{исп}} (l - l_{\text{эк}}). \quad (4.54)$$

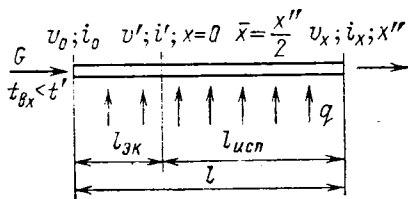


Рис. 4.22. Изменение параметров среды в обогреваемой горизонтальной трубе при $t_{\text{вх}} < t'$.

Значения удельных объемов рабочей среды на экономайзерном и парообразующем участках различны. Удельный объем воды на экономайзерном участке мало изменяется по его длине и потому

$$\bar{v}_{\text{эк}} = \frac{v_0 + v'}{2}. \quad (4.55)$$

На парообразующем участке удельный объем пароводяной смеси сильно изменяется. На этом участке следовало бы принять его среднееинтегральное значение. В целях упрощения при равномерном по длине обогреве обычно принимают это изменение линейным

$$\bar{v}_{\text{исп}} = v' + \frac{x(v'' - v')}{2}, \quad (4.56)$$

где сухость пара в выходном сечении трубы x равна:

$$x = \frac{q_l (l - l_{\text{эк}})}{Gr} = \frac{q_l (l - l_{\text{эк}})}{\omega p f r}. \quad (4.57)$$

Длина экономайзерного участка

$$l_{\text{эк}} = (i' - i_0) \frac{G}{Q} l = \frac{\Delta i_{\text{нед}} (\omega p) f}{q_l}. \quad (4.58)$$

Длина парообразующего (испарительного участка)

$$l_{\text{исп}} = l - l_{\text{эк}}. \quad (4.59)$$

После подстановки $\bar{v}_{\text{эк}}$, $\bar{v}_{\text{исп}}$, $l_{\text{эк}}$, $l_{\text{исп}}$ в (2.56) получим кубическое уравнение

$$\Delta p = A(\omega p)^3 - B(\omega p)^2 + C(\omega p), \quad (4.60)$$

в котором A , B и C — комплексы, состоящие из геометрических (d, f, l), теплофизических (v' , v'' , r , $\Delta i_{\text{нед}}$), тепловых (q_l) величин и коэффициента гидравлического сопротивления (ξ).

Решение уравнения (4.60) может иметь или один действительный и два мнимых корня, или все три действительных корня. В первом случае характеристика $\Delta p = f(\omega p)$ однозначна, во втором — многозначна. Неоднозначность гидравлической характеристики вызывается тем, что при неизменном обогреве трубы, несмотря на увеличение расхода недогретой до кипения воды, объемная скорость смеси не возрастает, а, наоборот, снижается. В соответствии с этим изменяется гидравлическое сопротивление трубы.

По мере увеличения расхода воды растет гидравлическое сопротивление экономайзерного участка $\Delta p_{\text{эк}}$, но падает гидравлическое сопротивление парообразующего участка $\Delta p_{\text{исп}}$. В зависимости от сочетания $\Delta p_{\text{эк}}$ и $\Delta p_{\text{исп}}$ суммарное сопротивление может с нагрузкой возрастать или снижаться в определенном диапазоне расходов. При этом характеристика может быть однозначной или многозначной.

При подаче воды с температурой, равной t' ($\Delta i_{\text{нед}} = 0$), коэффициент A обращается в нуль, а коэффициент B меняет свой знак на обратный. Тогда формула (4.60)

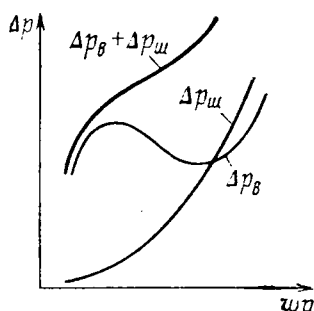


Рис. 4.23. Устранение неустойчивости гидравлической характеристики горизонтальной парообразующей трубы установкой дроссельной шайбы.

$\Delta p_{\text{в}}$ — исходная гидравлическая характеристика контура; $\Delta p_{\text{ш}}$ — характеристика шайбы; $\Delta p_{\text{в+ш}}$ — суммарная характеристика контура.

приобретает вид квадратного уравнения, выражающего однозначную гидравлическую характеристику

$$\Delta p = B(w\rho)^2 + C(w\rho). \quad (4.61)$$

Основной причиной неоднозначности гидравлической характеристики является большая разность удельных объемов пара и воды. Следовательно, с повышением давления из-за уменьшения этой разности характеристика становится все более стабильной, а движение среды — более устойчивым.

Нестабильность гидравлической характеристики связана с наличием экономайзерного участка. Поэтому с уменьшением недогрева до кипения воды на входе характеристика также становится более устойчивой и при $\Delta i_{\text{нед}} = 0$ является однозначной.

Повышение температуры воды на входе до кипения опасно, поскольку при этом через коллектор в параллельные парообразующие трубы поступает не только вода, но и пар. Распределение их резко неравномерно: в одни трубы поступает много воды и мало пара, в другие — мало воды и много пара. Такие условия работы труб топочных экранов, подвергающихся к тому же интенсивному обогреву, могут привести к повреждениям. Поэтому в прямоточных котлах экономайзеры всегда выполняются некипящими.

Для преобразования неустойчивой гидравлической характеристики в стабильную на входе экономайзерного участка следует ввести дополнительное гидравлическое сопротивление (шайбы), изменяющееся с увеличением расхода среды

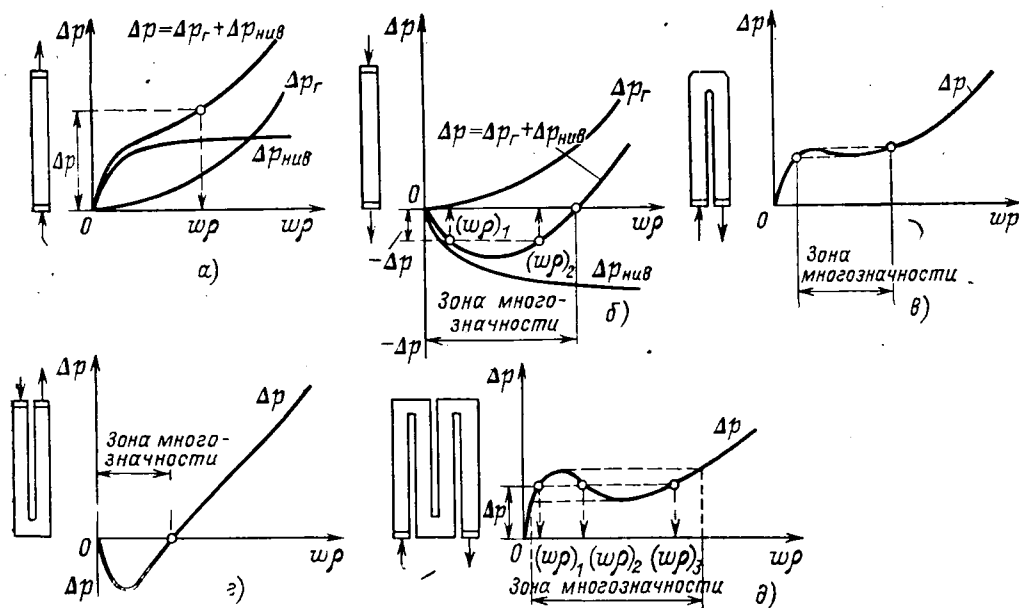


Рис. 4.24. Вертикальные панели и их гидравлические характеристики.

а — подъемной панели; б — опускной панели; в — подъемно-опускной панели; г — U-образной панели; д — многоходовой вертикальной панели.

по закону параболы. Суммированием исходной и дополнительной характеристик получают стабильную характеристику (рис. 4.23). Дополнительное сопротивление должно иметь характеристику достаточной крутизны.

В вертикальных трубах с восходящим или подъемно-опускным движением среды и малым числом ходов (рис. 4.24), у которых высота соизмерима с развернутой длиной труб, гидравлическая характеристика также определяется подогревом воды до кипения и давлением. Особенностью гидравлики этих систем является сильное влияние нивелирного напора $\Delta p_{\text{нив}}$, см. (4.53).

В одноходовой вертикальной панели с подъемным движением рабочей среды (рис. 4.24,а) необходимо преодолевать и гидравлические сопротивления и нивелирный напор

$$\Delta p = \Delta p_{\text{г}} + \Delta p_{\text{нив}}. \quad (4.62)$$

Характеристика однозначная, движение среды устойчивое.

При опускном движении (рис. 4.24,б) гидравлическое сопротивление положительно, а нивелирный напор $\Delta p_{\text{нив}}$ способствует движению, поэтому он отрицателен

$$\Delta p = \Delta p_{\text{г}} - \Delta p_{\text{нив}}. \quad (4.63)$$

Характеристика многозначная: одному значению перепада соответствуют два резко различных расхода.

Аналогично строятся гидравлические характеристики прямоточных элементов более сложных систем (см. рис. 4.24).

Из приведенного анализа следует, что в восходящем потоке нивелирный перепад давления улучшает гидравлическую характеристику, при опускном — ухудшает ее. В целом экраны с малым числом ходов имеют либо многозначную, либо недостаточно стабильную характеристику.

Устойчивость в области многозначности обеспечивается рациональным выбором скорости рабочей

среды с учетом тепловой нетождественности (неодинакового обогрева труб) и гидравлической нетождественности (неодинакового расхода среды через трубы), т. е. работой контура на внешней восходящей ветви $d(\Delta p)/d(w_p) > 0$ (участок 3—4 на рис. 4.21,б). Для надежности эта скорость должна быть заметно больше, чем скорость в точке 3 минимума характеристики. Последнее более предпочтительно, поскольку оно не требует шайбования труб гидравлической системы. Необходимость в установке шайб большей частью возникает для выравнивания расходов среды через параллельные гидравлические системы, например секции топочных экранов.

4.7.4. ТЕПЛОВАЯ РАЗВЕРКА

Для обеспечения надежности поверхности нагрева важно, чтобы все ее параллельные трубы работали в расчетных условиях. Практически же трубы одной поверхности имеют неодинаковые гидравлические характеристики (различие в диаметре и длине, шероховатости и др.) и неодинаковые тепловые характеристики (различие в обогреве, загрязнении, шлаковании и т. п.). Эти различия приобретают особое значение в котлах большой мощности, так как с увеличением размеров поверхности нагрева в большей степени проявляются отклонения от расчетного режима.

Рабочая среда неравномерно распределяется по параллельным трубам, энтальпия среды на выходе из труб может значительно отличаться от среднего значения. В некоторых трубах может возникнуть опасный температурный режим — тепловая разверка.

Неравномерность тепловосприятия вызывается неодинаковыми тепловыми характеристиками параллельных труб системы, гидравлическая разверка — их неодинаковыми гидравлическими характеристиками.

Тепловая разверка вызывается или неравномерностью тепловос-

притятия, или гидравлической разверкой, или той и другой одновременно. Тепловая разверка определяется не только значениями тепловой неравномерности и гидравлической разверки; она также зависит и от их сочетания. В тяжелых условиях оказываются наиболее обогреваемые трубы, если в то же время через них устанавливается наименьший расход среды. Для наиболее развернутых труб обязательна проверка надежности на длительную прочность и предотвращение окислительного образования.

Допустимую тепловую разверку устанавливают, исходя из конкретных условий работы поверхности нагрева. Для пароперегревателей, выходные участки труб которых работают на пределе своих температурных возможностей, допустимая тепловая разверка не должна превышать 15% общего тепловосприятия поверхности. Для повышения надежности трубную систему пароперегревателя секционируют по тракту пара, а после каждой секции выполняют его перемешивание.

Экономайзеры работают в области умеренного обогрева, а протекающая через них вода имеет сравнительно низкую температуру. Для них можно допустить тепловую разверку до 50% и более. Поэтому секционирование экономайзера не всегда обязательно.

В парообразующих трубах при нормальном внутреннем теплоотводе температура стенки труб превышает температуру кипящей воды всего лишь на 20—30°C. Здесь также можно было бы допустить значительную тепловую разверку. Но в парообразующих поверхностях нагрева возможен и ухудшенный температурный режим, особенно при интенсивном обогреве, какой имеет место в топочной камере. По этой причине тепловую разверку не допускают более 20—40%.

Надежность прямоточного элемента характеризуется двумя системами параметров:

средними значениями для элемента системы в целом

$$G_{эл}; q_{эл}; H_{эл}; z_{эл}; \Delta i_{эл}; t_{эл}^{вых}$$

и значениями параметров развернутой трубы

$$G_t; q_t; H_t; z_t; \Delta i_t; t_t^{вых}.$$

Обозначим:

$$\rho_g = G_t / G_{эл} — \text{коэффициент гидравлической разверки;} \quad (4.64)$$

$$\rho_q = \Delta i_t / \Delta i_{эл} — \text{коэффициент тепловой разверки;} \quad (4.65)$$

$$\eta_g = z_t / z_{эл} — \text{коэффициент гидравлической неравномерности;} \quad (4.66)$$

$$\eta_t = q_t / q_{эл} — \text{коэффициент неравномерности тепловосприятия;} \quad (4.67)$$

$$\eta_k = H_t / H_{эл} — \text{коэффициент конструктивной нетождественности.} \quad (4.68)$$

Связь между перечисленными коэффициентами записывается

$$\rho_q = \frac{\Delta i_t}{\Delta i_{эл}} = \frac{q_t H_t}{G_t} : \frac{q_{эл} H_{эл}}{G_{эл}}, \quad (4.69)$$

или после подстановки из (4.64), (4.67) и (4.68)

$$\rho_q = \eta_t \eta_k / \rho_g. \quad (4.70)$$

Коэффициент конструктивной нетождественности не связан с протекающими в трубной системе процессами. Обычно его значение $\eta_k = 0,95 \div 1$. Тогда

$$\rho_q = \eta_t / \rho_g. \quad (4.71)$$

В формулах (4.64) — (4.69) $G_{эл}$ и G_t — расходы рабочей среды в элементе гидравлической системы и развернутой трубе; $q_{эл}$ и q_t — тепловая нагрузка прямоточного элемента и развернутой трубы; $\Delta i_{эл}$ и Δi_t — их тепловосприятия; $H_{эл}$ и H_t — поверхности нагрева; $z_{эл}$ и z_t — коэффициенты гидравлического сопротивления; $t_{эл}^{вых}$ и $t_t^{вых}$ — температура рабочей среды на выходе из элемента и развернутой трубы.

4.8. КОНВЕКТИВНЫЕ И ШИРМОВЫЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

4.8.1. ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ И ЭКОНОМАЙЗЕРЫ

Конвективными поверхностями нагрева котла являются: пароперегреватели свежего пара, вторично перегретого пара (промпароперегреватели) и экономайзеры. Конвективные пароперегреватели работают в зоне умеренных, а экономайзеры — в зоне низких температур продуктов сгорания. Использование межтрубного излучения в этих условиях малоэффективно. Поэтому поверхности нагрева представляют собой плотную трубную систему (малое расстояние между трубами).

Интенсификация теплоотдачи достигается применением высоких скоростей продуктов сгорания (9—13 м/с и более). Поверхности нагрева выполняются в виде змеевиков, концы которых приварены к коллекторам. Для пароперегревателя характерно вертикальное (рис. 4.25,а) и горизонтальное (рис. 4.25,б) расположение труб, трубы экономайзера располагаются только горизонтально (рис. 4.25,б). Взаимное перемещение рабочих сред в пароперегревателе — противоточное, прямоточное и смешанное, в экономайзере — противоточное.

Вертикальные поверхности нагрева более удобны в конструктивном отношении, проще и надежнее их крепление, они меньше подвержены шлакованию, но недренируемы, т. е. невозможен непосредственный слив конденсата, что затрудняет их ремонт и эксплуата-

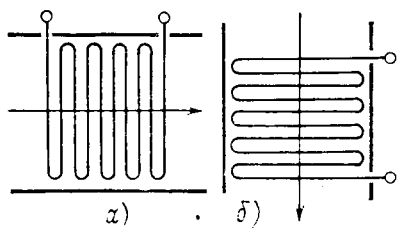


Рис. 4.25. Расположение труб в конвективных поверхностях нагрева.

а — вертикальное, б — горизонтальное.

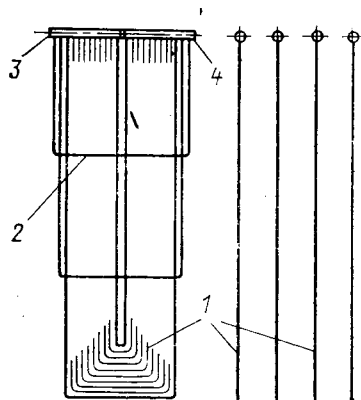


Рис. 4.26. Вертикальная ширма.

1 — плоская система труб; 2 — обвязочная (крепёжная) труба; 3 и 4 — входной и выходной коллекторы соответственно.

цию. Горизонтальные поверхности, наоборот, сложны в креплении, более подвержены шлакованию при сжигании многозольного топлива, но допускают полный слив жидкости из поверхности нагрева, что упрощает эксплуатацию.

Ширмовая поверхность нагрева представляет собой плоскую систему параллельных труб, объединенными коллекторами (рис. 4.26). Ширмы работают в зоне высоких температур продуктов сгорания (в верхней части топки или в горизонтальном газоходе) и для эффективного использования радиационной теплоты располагаются друг от друга на значительном удалении (500—1000 мм и более), образуя большие газовые объемы. Ширмы располагаются в газоходах вертикально и горизонтально.

Пароперегреватели мощных паровых котлов представляют собой сложную систему ряда поверхностей нагрева, определенным образом соединенных между собой. Число элементов и их взаимное соединение зависят от параметров пара. Чем они выше, тем большую долю теплоты воспринимает пароперегреватель, тем в большем диапазоне температур продуктов сгорания работает пароперегреватель и тем больше поверхностей нагрева в его составе. Так, при давлении перегретого пара 14 МПа и температуре

545°C пароперегреватель свежего пара состоит из конвективных пакетов, включенных по смешанной схеме, ширмового и радиационного потолочного элементов (рис. 4.27).

При выборе схемы включения элементов пароперегревателя учитываются более тяжелые условия работы радиационной части по сравнению с конвективной. Поэтому радиационную часть пароперегревателя нельзя использовать в качестве выходного элемента, где температура пара наивысшая. Радиационную часть обычно включают со стороны насыщенного пара. Поверхность нагрева, в которой достигается наивысшая (выходная) температура пара, размещается в зоне умеренных продуктов сгорания. Этим достигается благоприятный температурный режим всех поверхностей нагрева пароперегревателя.

Промпароперегреватель часто выдает пар той же температуры (545°C), что и пароперегреватель свежего пара. Однако давление вторично перегретого пара существенно меньше (3—4 МПа), чем давление свежего пара (14—25,5 МПа). Поэтому теплоотдача от стенки труб к пару в нем хуже. В отличие от пароперегревателя свежего пара, через который проходит пар практически с момента начала парообразования в котле при растопке (трубы пароперегревателя охлаждаются

этим паром), промпароперегреватель получает пар только после того, как прогреется паропровод и ЦВД турбины и через нее пройдет пар. Этот пар и подвергается вторичному перегреву. Поэтому промпароперегреватель при пуске котла значительное время остается незащищенным, неохлаждаемым. Из-за этого промпароперегреватель устанавливается в более низкотемпературной зоне продуктов сгорания — за пароперегревателем свежего пара. Температура продуктов сгорания не выше 850°C с тем, чтобы трубы промпароперегревателя могли надежно работать в беспаровом режиме в период растопки котла, когда температура газов в этой зоне обычно не превышает 600°C.

Экономайзер располагается в зоне низких температур продуктов сгорания. Здесь самая низкая температура и рабочей среды. При равномерной раздаче питательной воды по трубам металл поверхности нагрева работает в наиболее благоприятных условиях. Запас до допустимой температуры металла труб экономайзера обычно достаточно велик. Диаметр труб 20—30 мм при толщине стенки 2,5—3,5 мм. Расположение труб шахматное. Несколькими водоперпускными трубами выходной коллектор экономайзера присоединяют к барабану (рис. 4.28) или к входным коллекторам топочных экранов прямоточного котла. Стальные змеевиковые экономайзеры делятся на некипящие, если вода на выходе недогрета до кипения, и кипящие, если на выходных участках образуется некоторое количество пара. Конструкция кипящих и некипящих экономайзеров одинакова. Восходящее движение воды обеспечивает свободный выход с ней газов и образующегося в кипящем экономайзере пара.

4.8.2. ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

По принципу действия воздухоподогреватели различаются на рекуперативные и регенеративные.

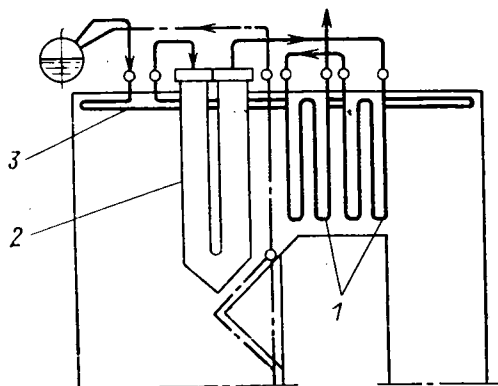


Рис. 4.27. Схема соединения элементов пароперегревателя высокого давления.
1 — конвективные пакеты; 2 — ширма; 3 — потолочный экран.

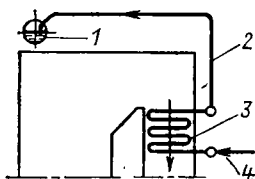


Рис. 4.28. Схема расположения экономайзера и соединения его с барабаном.

1 — барабан; 2 — водоперепускные трубы; 3 — экономайзер; 4 — вход питательной воды.

Рекуперативные воздухоподогреватели. Основным видом рекуперативных воздухоподогревателей является трубчатый воздухоподогреватель (ТВП) с вертикально расположенной трубной системой (рис. 4.29). Рекуперативные воздухоподогреватели работают с неподвижной поверхностью нагрева, через которую непрерывно передается теплота от продуктов сгорания к воздуху. Воздухоподогреватели выполняются из стальных труб наружным диаметром 30—40 мм при толщине стенки 1,2—1,5 мм. Трубы прямые вертикальные, концами приварены к трубным доскам и расположены в шахматном порядке. Толщина нижней трубной доски 20—25 мм, верхней 15—20 мм.

Обычно внутри труб проходят продукты сгорания (продольное омывание), теплота которых передается воздуху, движущемуся между трубами (поперечное омывание). Для образования перекрестного тока воздуха трубная система по высоте делится на несколько ходов промежуточными перегородками — досками. В местах поворота воздуха установлены воздушные перепускные короба. Воздухоподогреватель имеет наружные стальные плотные стенки. Нижней трубной доской воздухоподогреватель опирается на раму, связанную с каркасом котла.

Воздухоподогреватель выполняется в виде кубов, удобных для монтажа и транспортировки отдельных секций, которыми заполнено все сечение газохода.

Трубчатые воздухоподогреватели конструктивно просты, надежны в работе, значительно более плотны в сравнении с воздухоподогревателями других систем. Недостатком трубчатых воздухоподогревателей, равно как и всех воздухоподогревателей рекуперативного типа, являются их высокая металлоемкость и громоздкость, особенно для сверхмощных установок.

Регенеративные воздухоподогреватели. Основным типом регенеративного воздухоподогревателя электростанций являются вращающиеся воздухоподогреватели (РВН), у которых поверхностью теплообмена служит набивка из тонких гофрированных и плоских стальных листов, образующих каналы малого эквивалентного диаметра ($d_3 = 8-9$ мм) для попеременного омывания продуктами сгорания и воздуха (рис. 4.30). Набивкой заполняется цилиндрический пустотелый ротор, который по сечению разделен глухими перегородками на изолированные друг от друга секторы. Ротор воздухоподогревателя, показанный на рис. 4.31, медленно (с частотой вращения от 2 до 6 об/мин) вращается вокруг верти-

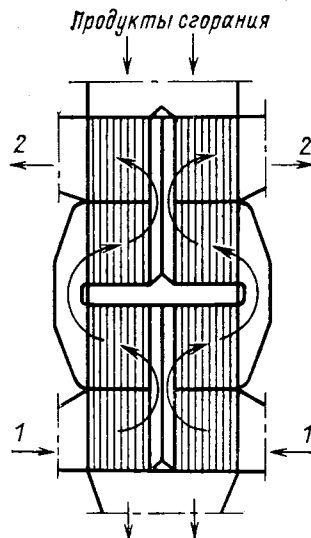


Рис. 4.29. Трубчатый воздухоподогреватель.
1 — вход холодного воздуха; 2 — выход горячего воздуха.

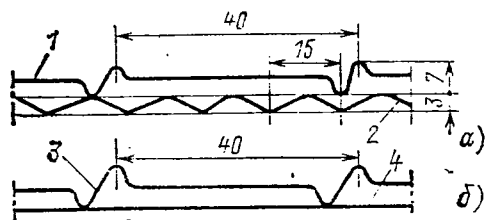


Рис. 4.30. Набивка вращающегося воздухоподогревателя.

а — горячая часть; б — холодная часть; 1 — дистанционный лист, $\delta \approx 0,6$ мм; 2 — гофрированный лист, $\delta \approx 0,6$ мм; 3 — дистанционный лист, $\delta \approx 1,2$ мм; 4 — плоский лист.

кальной оси в неподвижном цилиндрическом стальном корпусе.

Секторными плитами корпус разделен на две части. В одну из них через горловину в крышке поступают продукты сгорания, а в другую, также через горловину, — воздух. Движение газового и воздушного потоков раздельное и непрерывное, а набивка попеременно проходит эти потоки.

При непрерывном движении ротора в металлической набивке какого-либо сектора теплота аккумулируется, а затем отдается при прохождении через него воздушного потока. Тот же процесс повторяется при перемещении следующего сектора с набивкой. В итоге организуется непрерывный нагрев воздуха переносом теплоты, аккумулированной набивкой в газовом потоке. Взаимное движение потоков противоточное.

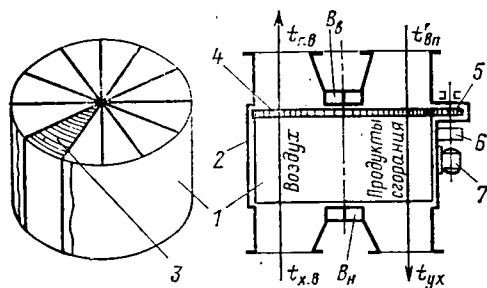


Рис. 4.31. Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель.

1 — ротор; 2 — неподвижный корпус; 3 — набивка; 4 — большая шестерня (венец); 5 — малая (приводная) шестерня; 6 — редуктор; 7 — электропривод; B_v и B_n — верхняя и нижняя секторные плиты, разделяющие газовые и воздушные потоки.

Ротор приводится во вращение от электродвигателя мощностью 3—5 кВт через редуктор. Поверхность нагрева 1 м³ набивки составляет 200—250 м². Длительность пребывания набивки в газовом и воздушном потоках ограничена (менее 30 с). Набивка быстро нагревается в газовом потоке и столь же быстро охлаждается в воздушном потоке. При толщине набивочного материала всего 0,6—1,2 мм переносится достаточно много теплоты. Тонкие листы набивки удобны тем, что в процессе обдувки воздухом лучше вибрируют и легче освобождаются от загрязнений.

Регенеративные воздухоподогреватели отличает ряд достоинств: компактность и малая затрата металла, невысокое сопротивление. Коррозия мало влияет на тепловую работу воздухоподогревателя. Даже насквозь прокорродированная во многих местах набивка не приводит к перетоку воздуха в газовый поток.

Регенеративные воздухоподогреватели имеют конструктивные и эксплуатационные недостатки: наличие вращающихся элементов (ротора) и системы водяного охлаждения ротора и подшипников, сложность уплотнений, разделяющих газовый и воздушный потоки, и повышенный переток воздуха в газовый поток — до 20% и более, что приводит к увеличению потери теплоты с уходящими газами q_2 . Недостатком регенеративных воздухоподогревателей с гофрированной набивкой является невозможность из-за ее коробления подогрева воздуха выше 300—350 °С. При более высоком подогреве воздухоподогреватель выполняется двухступенчатым, первая ступень — регенеративный, вторая — трубчатый воздухоподогреватель.

Низкотемпературная коррозия. По мере отдачи теплоты поверхностям нагрева температура продуктов сгорания снижается, и при температуре, соответствующей точке росы, содержащиеся в ней во-

дяные пары конденсируются. Температура точки росы определяется парциальным давлением водяных паров в продуктах сгорания. Для чистых водяных паров температура точки росы составляет 40—50 °С. В продуктах сгорания, однако, содержится серный ангидрид SO_2 , активно реагирующий с водяными парами и образующий серную кислоту. Пары серной кислоты повышают температуру точки росы до 110—150 °С. Конденсация паров серной кислоты на поверхности нагрева вызывает интенсивную коррозию металла, получившую название низкотемпературной коррозии. Этот вид коррозии служит причиной выхода из строя через 2—3 года эксплуатации воздухоподогревателей котлов, работающих на сернистом топливе. Разработаны и применяются различные методы защиты воздухоподогревателей от низкотемпературной коррозии.

4.9. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

4.9.1. УРАВНЕНИЯ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА

Несмотря на различные функции, которые выполняют конвективные поверхности нагрева (пароперегреватели, экономайзер, воздухоподогреватель), все они получают теплоту конвекцией и потому теплоотдача от продуктов сгорания к ним протекает по общим законам конвективного теплообмена.

Основными уравнениями теплообмена являются:

уравнение теплопередачи

$$Q_T = k \Delta t H / B_p, \quad (4.72)$$

в котором передаваемая через поверхность теплота отнесена к 1 кг топлива;

уравнения теплового баланса:

по газовой стороне

$$Q_{\text{г}} = \varphi [I'_{\text{г}} - I''_{\text{г}} + \Delta \alpha V_{\text{в}}^0 (ct)_{\text{х.в}}]; \quad (4.73)$$

со стороны рабочего тела

$$Q_{\text{г}}^{\text{р.т}} = \frac{D}{B_p} (i_{\text{вых}} - i_{\text{вх}}). \quad (4.74)$$

Здесь $Q_{\text{г}}^{\text{р.т}} = Q_{\text{т}} = Q_{\text{г}}^{\text{р.т}}$ — количество теплоты, которое необходимо передать через конвективную поверхность нагрева рабочему телу, МДж/кг; H — поверхность нагрева, м^2 ; k — коэффициент теплопередачи, $\text{МВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; Δt — средний температурный напор, °С; D — расход рабочего тела, кг/с; B_p — расчетный расход топлива, кг/с; $I'_{\text{г}}$ — энтальпия продуктов сгорания на входе в поверхность нагрева, МДж/кг; $I''_{\text{г}}$ — то же на выходе, МДж/кг; $\Delta \alpha$ — присос воздуха в газоходе; $i_{\text{вх}}$ — энтальпия рабочего тела на входе, МДж/кг; $i_{\text{вых}}$ — то же на выходе, МДж/кг.

Для поверхностей нагрева, входные и выходные параметры рабочего тела которых известны, количество передаваемой теплоты определяется по тепловоспринимающей стороне. Например, для пароперегревателя свежего пара

$$Q_{\text{пе}} = \frac{D}{B_p} (i_{\text{пе}} - i'' + q_{\text{по}}), \quad (4.75)$$

где D — количество пара, проходящее через пароперегреватель, кг/с; $i_{\text{пе}}$ — энтальпия перегретого пара, МДж/кг; i'' — то же насыщенного пара, МДж/кг; $q_{\text{по}}$ — сьем теплоты в парохладителе, МДж/кг.

Расчет промпароперегревателя выполняют по заданным значениям количества проходящего через промпароперегреватель пара $D_{\text{пром}}$ и его параметрам $i_{\text{пром}}^{\text{вх}}$ и $i_{\text{пром}}^{\text{вых}}$

$$Q_{\text{пром}} = \frac{D_{\text{пром}}}{B_p} (i_{\text{пром}}^{\text{вых}} - i_{\text{пром}}^{\text{вх}}). \quad (4.76)$$

Тепловосприятие воздухоподогревателя определяют по формуле

$$Q_{\text{вп}} = \alpha_{\text{г.в}} (I_{\text{г.в}}^0 - I_{\text{х.в}}^0), \quad (4.77)$$

где $\alpha_{\text{г.в}}$ — коэффициент избытка воздуха, с которым горячий воздух выходит из воздухоподогревателя; $I_{\text{г.в}}^0$ — энтальпия воздуха на выходе из воздухоподогревателя при $\alpha=1$, МДж/кг; $I_{\text{х.в}}^0$ — энтальпия воздуха на входе в воздухоподогреватель — обычно 30 °С и $\alpha=1$, МДж/кг.

В экономайзере барабанного котла параметры рабочей среды на выходе неизвестны. Для этого составляя уравнение теплового баланса по газовой стороне (4.73). Для экономайзера прямоточного котла состояние рабочей среды известно на входе и на выходе, и потому количество передаваемой теплоты определяют по уравнению теплового баланса по рабочему телу (4.74).

4.9.2. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

В случае передачи теплоты от продуктов сгорания к рабочей среде в конвективных поверхностях нагрева котла коэффициент теплопередачи на основании теории теплообмена (см. § 2.6) может быть записан в следующем виде:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{н.з}}{\lambda_{н.з}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{в.з}}{\lambda_{в.з}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.78)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности нагрева, Вт/(м²·К); α_2 — то же от поверхности нагрева к рабочей среде, Вт/(м²·К); $\delta_{ст}$, $\delta_{н.з}$, $\delta_{в.з}$ — толщина стенки соответственно труб поверхности нагрева, наружных и внутренних загрязнений, м; $\lambda_{ст}$, $\lambda_{н.з}$, $\lambda_{в.з}$ — коэффициент теплопроводности соответственно металла труб поверхности нагрева, наружных и внутренних загрязнений, Вт/(м·К).

Поверхности нагрева выполняют из труб небольшого диаметра и с небольшой толщиной стенки, $\delta_{ст}=0,003\div0,006$ м. Теплопроводность металла труб достаточно высока, $\lambda_{ст}=30\div40$ Вт/(м·К). Поэтому термическое сопротивление стенки пренебрежимо мало, и им обычно пренебрегают, $\delta_{ст}/\lambda_{ст}\approx 0$. Внутренних отложений на поверхностях нагрева обычно не бывает. Появление внутренних отложений свидетельствует о нарушениях режима работы котла.

Тепловой расчет выполняют на нормальные условия и потому принимают $\delta_{в.з}/\lambda_{в.з}=0$. Исключение со-

ставляет поверхность нагрева переходной зоны, в которой допускаются небольшие отложения, не приводящие к существенному изменению теплообмена. Наружные загрязнения (шлак, зола, сажа, продукты коррозии) всегда имеют место, несмотря на то что в эксплуатации они систематически удаляются с поверхности. Отношение $\delta_{н.з}/\lambda_{н.з}$ обозначается через ϵ и называется коэффициентом загрязнения.

Теплоотдача от продуктов сгорания к поверхности нагрева во многом зависит от аэродинамики газового потока: полноты и равномерности омывания, перетекания газов помимо поверхности, образования застойных зон. Все это приводит к уменьшению теплоотдачи по газовой стороне и учитывается коэффициентом использования ξ . Тогда формула (4.78) приобретает вид

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\xi(\alpha_k + \alpha_n)} + \epsilon + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (4.79)$$

Здесь α_k — коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К); α_n — коэффициент теплоотдачи межтрубным излучением, Вт/(м²·К).

Этой формулой, включающей внутренний коэффициент теплоотдачи α_2 и коэффициент загрязнения ϵ , пользуются для расчета пароперегревателей с шахматным расположением труб при сжигании пылевидного топлива.

Чтобы приблизить расчетный коэффициент теплопередачи к наибольшему значению, необходимо так конструировать поверхности нагрева, чтобы они полнее омывались продуктами сгорания ($\xi \rightarrow 1$), а при эксплуатации следить за тем, чтобы наружная поверхность труб была свободной от каких-либо загрязнений ($\epsilon \rightarrow 0$).

В парообразующих трубах, в том числе и переходной зоне, $\alpha_2 \approx 10\div 20$ кВт/(м²·К), а экономайзере $\alpha_2 \approx 3\div 5$ кВт/(м²·К). Термическое сопротивление $1/\alpha_2$ для этих поверхностей нагрева, а также в пароперегревателях сверхкритического

давления весьма незначительно и потому

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\xi(\alpha_k + \alpha_n)} + \varepsilon}. \quad (4.80)$$

В ряде случаев нет надежных данных для коэффициента загрязнения ε и потому его заменяют коэффициентом тепловой эффективности ψ , представляющим собой отношение коэффициентов теплопередачи загрязненных и чистых труб.

При любом расположении труб поверхностей нагрева и сжигании газа и мазута, а также коридорном расположении и сжигании твердого топлива коэффициент теплопередачи с учетом коэффициента тепловой эффективности;

для пароперегревателей

$$k = \frac{\psi}{\frac{1}{\alpha_k + \alpha_n} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.81)$$

для парообразующих труб, переходной зоны и экономайзера

$$k = \psi(\alpha_k + \alpha_n). \quad (4.82)$$

Значение ψ принимается в зависимости от топлива: для твердого топлива и мазута $\psi = 0,6 \div 0,7$; сланцев $\psi = 0,5$; газового топлива $\psi = 0,85 \div 0,9$.

Расчет теплообмена в воздухоподогревателе выполняют с учетом коэффициента использования ξ , учитывающего суммарное влияние загрязнения ε , неполноту омыывания поверхности нагрева воздухом и продуктами сгорания, а также переток воздуха в трубных решетках. Из-за низкой температуры продуктов сгорания и очень малых газовых объемов межтрубным излучением пренебрегают.

С учетом изложенного коэффициент теплопередачи записывается для регенеративных воздухоподогревателей

$$k = \xi \frac{i}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.83)$$

для регенеративных воздухоподогревателей

$$k = \xi \Pi \frac{1}{\frac{1}{x_1 \alpha_1} + \frac{1}{x_2 \alpha_2}}, \quad (4.84)$$

где $x_1 = H_r/H = F_r/F$ — доля поверхности нагрева или сечения, омываемая продуктами сгорания; $x_2 = H_b/H = F_b/F$ — доля поверхности нагрева или сечения, омываемая воздухом; Π — коэффициент нестационарности, учитывающий нестационарность процесса переноса теплоты, которая влияет на суммарный температурный напор.

Для ширмовой поверхности нагрева при сжигании любого топлива

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\xi(\alpha_k + \alpha_n)} + \left(1 + \frac{Q_{л.ш}}{Q}\right) \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right)}. \quad (4.85)$$

Этой формулой учитывается теплота, воспринятая ширмами из топки $Q_{л.ш}/Q$. Здесь Q — теплота, передаваемая ширмам конвекцией и межтрубным излучением [определяется из (4.72) — (4.74)]; $Q_{л.ш}$ — теплота, передаваемая ширмам излучением из топки с учетом отдачи теплоты последующим за ширмами поверхностям.

Определение температурного напора — см. § 2.6.

4.10. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА

4.10.1. РЕГУЛИРОВОЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Регулировочная характеристика, т. е. зависимость температуры перегретого пара от нагрузки котла, различна для пароперегревателей различных систем. Характерной особенностью радиационного пароперегревателя является снижение температуры перегретого пара с повышением нагрузки (кривая 1 на рис. 4.32).

В радиационном пароперегревателе тепловосприятие растет медленнее увеличения нагрузки, т. е. тепловосприятие на единицу расхода пара снижается. В конвективном

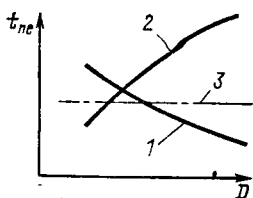


Рис. 4.32. Регулировочные характеристики пароперегревателей.

1 — радиационного; 2 — конвективного; 3 — комбинированного.

пароперегревателе количество проходящих через него продуктов сгорания увеличивается почти пропорционально увеличению нагрузки. Но

Вследствие уменьшения прямой отдачи в топке и соответственно роста температуры продуктов сгорания на выходе из топки объем продуктов сгорания в конвективном пароперегревателе растет быстрее увеличения нагрузки. Это вызывает не пропорциональное, а более быстрое увеличение скорости продуктов сгорания и коэффициента теплопередачи, в результате чего температура перегретого пара растет быстрее, чем нагрузка (кривая 2 на рис. 4.32).

При соответствующем подборе размеров радиационной и конвективной частей пароперегревателя принципиально можно добиться постоянства температуры перегретого пара (кривая 3).

Наибольшее влияние на температуру перегретого пара оказывает нагрузка котла (см. рис. 4.32). Перегрев пара зависит также от ряда эксплуатационных факторов: температуры питательной воды, избытка воздуха в топке, шлакования экранов и собственно пароперегревателя, влажности топлива.

Вместе с тем установлены небольшие допустимые отклонения температуры перегретого пара от номинального значения: для котлов сверхкритического давления от $+5^{\circ}\text{C}$ до -10°C . Даже комбинированные радиационно-конвективные пароперегреватели в эксплуатационных условиях не обеспечивают постоянства температуры перегретого пара в пределах допустимых от-

клонений, в связи с чем каждый котел оборудуется устройствами для регулирования температуры свежего и вторично перегретого пара. По условиям глубокого изменения графика нагрузки электростанции желательно иметь возможно больший диапазон регулирования паропроизводительности при сохранении номинальных температур пара. Номи-

нальная температура должна обеспечиваться: по свежеперегретому пару — в регулировочном диапазоне нагрузок от 30 до 100%, по вторично перегретому пару — в регулировочном диапазоне от 60 до 100%.

Различают два метода регулирования температуры перегретого пара: паровой и газовый.

4.10.2. ПАРОВОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

При паровом регулировании температуры свежего пара применяются главным образом впрыскивающие пароохладители.

Впрыскивающий пароохладитель (рис. 4.33) представляет собой участок коллектора, в котором в поток перегретого пара впрыскивается конденсат. Его вводят через форсунку-распылитель с несколькими отверстиями диаметром 3—6 мм. Во избежание попадания относительно холодных струй конденсата на стенки коллектора, имеющего температуру перегретого пара, установлена разгруженная от давления защитная рубашка с зазором 6—10 мм. Ее

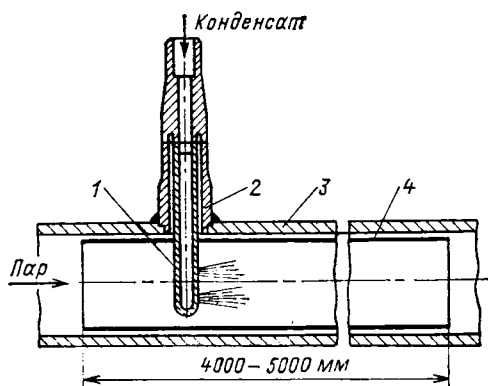


Рис. 4.33. Впрыскивающий пароохладитель. 1 — форсунка-распылитель; 2 — штуцер; 3 — коллектор; 4 — защитная рубашка.

длина (4—5 м) выбирается из условия испарения всего впрыскиваемого конденсата.

Впрыскивающие пароохладители требуют высокого качества конденсата. Прямоточные котлы всегда, а барабанные котлы часто питают турбинным конденсатом, в связи с чем для тех и других применяется для впрыска этот конденсат.

При питании барабанных котлов минерализованной водой конденсат

для впрыска получают непосредственно в котле в собственных конденсаторах-теплообменниках, использующих для этого насыщенный пар из барабана котла.

В целях обеспечения более бла-

гоприятных температурных условий работы металла пароперегревателя вместо одного обычно предусматривают два и даже три впрыска в тракт перегретого пара.

Для регулирования температуры вторично перегретого пара широкое распространение получили паропаровые теплообменники (ППТО). Если основной пароперегреватель выполнить радиационным, а промежуточный — конвективным, то при снижении нагрузки котла температура свежего пара будет повышаться, а вторично перегретого пара понижаться (см. рис. 4.32). Для стабилизации температуры пара в обоих пароперегревателях при снижении нагрузки целесообразно отнять избыточную теплоту от свежего пара и передать ее вторично перегретому пару.

Для этого используются ППТО, способствующие перераспределению теплоты, передаваемой радиацией и конвекцией обоим пароперегревателям. Секция ППТО состоит из 10—20 трубок 25—35 мм, помещенных в коллектор диаметром 300—400 мм (рис. 4.34). Для лучшей компенсации температурных удлинений трубной системы и компактности устройства теплообменнику придают U-образную форму. Внутри трубок движется свежий пар, а в коллекторе — вторично перегретый пар, регулирование температуры которого дости-

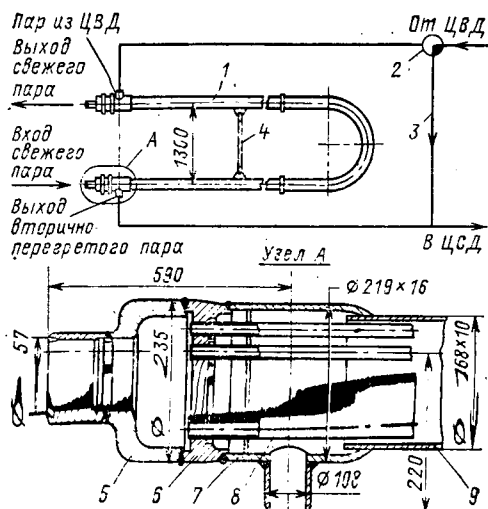


Рис. 4.34. Типовая секция паропарового

теплообменника.

1 — секция ППТО; 2 — регулирующий клапан; 3 — байпас; 4 — дистанционирующая планка; 5 — доннышко; 6 — головка секции; 7 — уплотняющий диск; 8 — теплообменные трубки; 9 — корпус.

гается обводом (байпасированием) части потока помимо теплообменника. ППТО выполняют многосекционными. Секции включают между собой параллельно. ППТО являются частью поверхности промежуточного пароперегревателя, воспринимающей теплоту от перегретого пара и располагаемой вне газового тракта. Основная же часть теплоты воспринимается в поверхностях нагрева, размещаемых в конвективном газоходе. Все эти поверхности включают между собой последовательно.

4.10.3. ГАЗОВОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Основным типом газового регулирования является рециркуляция продуктов сгорания. Отбираемые из конвективной шахты при температуре 250—350 °С (обычно после экономайзера) продукты сгорания рециркуляционным дымососом нагнетаются в топочную камеру, что позволяет перераспределить теплоту между отдельными поверхностями нагрева в зависимости от принятой доли рециркулирующих газов. Чем выше эта доля, тем больше тепловой эффект. Обычно продукты сгорания вводятся в нижнюю

часть топки (рис. 4.35). Это приводит к ослаблению прямой отдачи в топке и соответственно к повышению температуры продуктов сгорания на выходе из нее. При этом увеличивается и количество проходящих через конвективный пароперегреватель продуктов сгорания. Оба обстоятельства интенсифицируют конвективный теплообмен и повышают таким образом температуру перегретого пара, Рециркуляцию продуктов сгорания усиливают при малой нагрузке котла, когда температура пара снижается, и, наоборот, отключают при большой нагрузке, когда перегрев пара и без того высок.

Рециркуляция газов применяется для поддержания температуры вторично перегретого пара, но оно связано и с изменением топочного режима и потому влияет и на температуру свежего пара. Рециркуляция газов вызывает дополнительные расходы энергии на тягу и потери теплоты с уходящими газами, а также оказывает влияние на температуру свежего пара, что несколько усложняет эксплуатацию. Требуемая температура вторично перегретого пара не обеспечивается только газовым регулированием, а потому в современных котлах его применяют совместно с ППТО. При наличии промежуточного пароперегревателя неизбежно применение двух независимых методов регулирования.

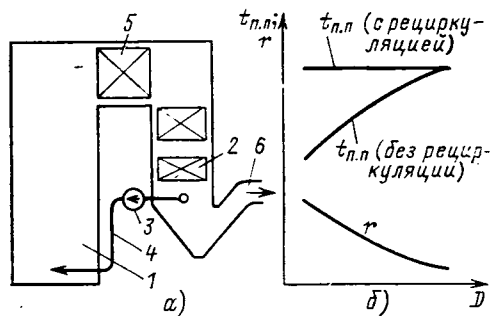


Рис. 4.35. Регулирование температуры пара рециркуляцией продуктов сгорания.

а — схема рециркуляции; б — влияние паропроизводительности котла на температуру перегрева пара и долю рециркулирующих продуктов сгорания; 1 — топочная камера; 2 — экономайзер; 3 — рециркуляционный дымосос; 4 — подача охлажденных газов в низ топки; 5 — пароперегреватель; 6 — к РВП.

4.11. ВОДНЫЙ РЕЖИМ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

4.11.1. ЗАГРЯЗНЕНИЯ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ И ПАРА И ИХ ВЛИЯНИЕ НА РАБОТУ ОБОРУДОВАНИЯ

В процессе работы паротурбинной установки любого типа (КЭС, ТЭЦ) с прямоточными или барабанными котлами рабочее тело непрерывно загрязняется примесями. Количество и состав примесей определяется типом установки, составом конструкционных материалов и условиями ее эксплуатации. Основные загрязнения водного теплоносителя: соли Ca , Mg и Na , кремниевая кислота, органические и взвешенные вещества, продукты коррозии конструкционных материалов, газы O_2 и CO_2 .

Независимо от источника загрязнения поступают в котловую воду и могут находиться в ней в растворенном и во взвешенном состоянии. При определенных условиях одни примеси могут выпадать на поверхностях нагрева котла, образуя отложения в виде накипи с малым коэффициентом теплопроводности, ухудшающие теплопередачу и повышающие температуру металла. Отложения наиболее опасны в зоне интенсивного обогрева топочных экранов. Другие примеси могут кристаллизоваться в объеме, образуя шлам, который находится в котловой воде.

Примеси из воды частично переходят в пар, загрязняя его. Примеси пара могут давать отложения в пароперегревателях и проточной части турбины. Недопустимы отложения в пароперегревателях, в которых даже при нормальных условиях выходные по пару участки змеевиков имеют предельную по условиям работы металла температуру, а потому даже небольшой слой отложений вызывает недопустимо высокую температуру металла, способствующую интенсификации ползучести и окалинообразования.

Крайне отрицательно влияет также образование отложений в проточной части турбин, увеличиваю-

щих шероховатость лопаток и вызывающих возрастание потерь на трение и соответственно понижение экономичности. Значительные отложения в проточной части могут вызвать увеличение осевого давления в турбине, вследствие чего приходится ограничивать мощность турбины.

Мощность и экономичность турбины заметно снижаются при количестве отложений 3—5 кг на 100 МВт. Однако с паром в турбину поступает загрязнений во много раз больше, но основная их масса проходит транзитом и при отсутствии очистки турбинного конденсата снова может попасть в питательную воду. Для предупреждения загрязнения питательной воды турбинный конденсат подвергается очистке. Разработаны также методы, ограничивающие поступление примесей с присосом в конденсаторах, с добавочной водой. Значительно труднее борьба с поступлением продуктов коррозии конструкционных материалов, особенно при околокритическом и сверхкритическом давлении.

Пар загрязняется веществами, находящимися в растворенном и во взвешенном состоянии в воде. Известны два пути перехода веществ из котловой воды в пар: унос паром капельной влаги, а вместе с ней растворенных и взвешенных веществ и переход растворенных веществ из воды в пар вследствие растворяющей способности пара. В общем случае чистоту пара определяют коэффициентом выноса K , %:

$$K = \omega + a, \quad (4.86)$$

где ω — влажность пара, характеризующая содержание в нем веществ, поступающих с капельной влагой, %; a — коэффициент распределения вещества между насыщенным паром и кипящей водой, %.

При низком давлении растворяющая способность пара мала, a также мал, в связи с чем $K \approx \omega$. По мере повышения давления растворимость веществ в паре возра-

стает и при высоком давлении содержание нелетучих примесей в паре вследствие его растворяющей способности становится на несколько порядков выше по сравнению с загрязнениями, обусловленными уносом капельной влаги. В этих условиях $K \approx a$.

В барабанных котлах для получения чистого пара прежде всего необходима возможно полная его осушка, т. е. сепарация капелек влаги из потока пара ($\omega \rightarrow 0$). Освободиться от загрязнений, перешедших в пар вследствие его растворяющей способности, можно лишь промывкой его в слое чистой воды ($a \rightarrow 0$). Оба этих процесса: сепарация и промывка пара организуются в барабане.

В прямоточных котлах барабана нет и организовать сепарацию и промывку пара невозможно. Для получения чистого пара вода прямоточных котлов, из которых образуется пар, должна быть очень чистой.

4.11.2. МЕТОДЫ ВЫВОДА ПРИМЕСЕЙ ИЗ ЦИКЛА

Надежная работа паротурбинной установки обеспечивается поддержанием чистоты рабочей среды на допустимом уровне, для чего организуется вывод примесей из цикла в соответствии с их поступлением. Метод вывода примесей определяется типом котла.

Барабанные котлы работают по принципу многократной циркуляции.

Паросодержание потока в парообразующих трубах контуров циркуляции ограничено и нормально не превышает $x \leq 10-25\%$. При этом глубокого упаривания котловой воды не происходит, поэтому большинство находящихся в растворенном состоянии примесей не достигает предельной концентрации (насыщения) и не выпадает в виде твердой фазы в объеме или на стенках труб. Исключение могут составлять некоторые кальциевые соединения и окислы металлов (железа, меди), имеющие в воде весьма малую рас-

творимость, которая к тому же понижается с ростом температуры (давления).

Для предотвращения кальциевых отложений в котловую воду искусственно вводятся реагенты, которые в результате взаимодействия с накипеобразователями, находящимися в воде, образуют шлам, который непрерывно удаляется с частью воды, называемой продувочной водой. Продувка является отличительной особенностью водного режима барабанных котлов.

В прямоточных котлах процесс парообразования протекает при безостаточном упаривании всей воды до $x=1$. В них отсутствует возможность организации продувки и потому в соответствии с растворимостью примесей в воде и паре они в той или иной мере выпадают в объеме воды и на поверхностях нагрева в виде накипи. Применение же каких-либо корректирующих добавок, образующих твердую фазу в виде шлама, увеличило бы слой отложений, что недопустимо. Накапливающиеся в процессе эксплуатации в определенных зонах прямоточных котлов ТЭС легкорастворимые отложения частично смываются при пусках и остановках. Труднорастворимые отложения периодически удаляются химическими промывками.

Периодическое удаление отложений производят на остановленном оборудовании, что ведет к недовыработке пара котлом, а при блочной структуре электростанции — и к недовыработке электроэнергии. Сам процесс промывки трудоемок, требует больших затрат химреактивов и времени. Поэтому прямоточные котлы питаются водой высокого качества, по своей чистоте приближающейся к чистоте выдаваемого котлом пара (например, при сверхкритическом давлении суммарные загрязнения воды не превышают 30—40 мкг/кг).

Непрерывное удаление поступающих в цикл примесей осуществляется через блочную обессоли-

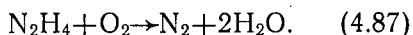
вающую установку (БОУ), которая располагается в тракте после конденсатора турбины. Этим обеспечивается почти полное отсутствие солевых и кремнекислых отложений и в котле, и в турбине.

При внедрении конденсатоочисток возникла проблема борьбы с поступлением окислов металлов и образованием в водопаровом тракте отложений продуктов коррозии конструкционных материалов, в первую очередь окислов железа. Ограничение коррозии конструкционных материалов и отложений, обеспечение высокой чистоты выдаваемого пара достигаются организацией физико-химических процессов, протекающих на стороне рабочей среды, именуемых водно-химическим режимом (или водным режимом).

Оптимальный водный режим энергетического блока должен обеспечить надежную непрерывную эксплуатацию оборудования без остановов для химических промывок в течение длительного времени, но не менее 8000 ч. Это обеспечивается ограничением внутренних отложений в котле, вызывающих опасное повышение температуры стенки поверхностей нагрева, ограничение отложений в проточной части турбины, приводящих к понижению мощности блока, подавлением коррозии конструкционных материалов водопарового тракта, сведением к минимуму эрозионного износа оборудования.

Питательная вода содержит кислород. В зависимости от концентрации кислород в нейтральной воде ($pH=7$) может оказывать различное воздействие на металл. При малых концентрациях кислород усиливает коррозию металла. При повышенных концентрациях кислорода на поверхности металла образуется сплошная защитная пленка из магнетита Fe_3O_4 и гематита Fe_2O_3 . В соответствии с этими особыми свойствами кислорода водный режим прямоточных котлов организуется по-разному.

В традиционном гидразинно-аммиачном водном режиме поступление кислорода с питательной водой подавляют путем удаления его вместе с другими газами в деаэраторах и связывания его остатков гидразином N_2H_4



Углекислота связывается дозируемым в питательную воду аммиаком.

В основу организации кислородно-нейтрального водного режима положена способность кислорода при повышении его содержания (около 200 мкг/кг) образовывать прочную защитную окисную пленку. Для организации нейтрального водного режима в деаэрированную питательную воду дозируют газообразный кислород O_2 . В ряде случаев дозируют перекись водорода H_2O_2 . Нейтральный водный режим требует очень чистой, не содержащей CO_2 питательной воды, электропроводность которой не должна превышать 0,2 мкСм/см.

Достоинства нейтрального водного режима: отказ от дорогостоящих реагентов для обработки питательной воды, значительное увеличение в связи с этим межпромывочного периода БОУ, меньшая скорость образования железоокисных отложений на высокофорсированных поверхностях нагрева топочных экранов, упрощение ведения водного режима.

4.12. ПАРОВЫЕ КОТЛЫ МОЩНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ БЛОКОВ ТЭС

Главным направлением развития тепловых электростанций является дальнейший рост единичной мощности энергоблоков: паровых котлов и турбин. Освоены энергоблоки мощностью 300 МВт с котлами единичной паропроизводительностью 950—1000 т/ч, строятся и находятся в постоянной эксплуатации энергоблоки 500 и 800 МВт с котлами паропроизводительностью 1650 и 2650 т/ч соответственно. Создан и введен в эксплуатацию мощный энергоблок 1200 МВт с котлом производительностью

3950 т/ч. Повышение единичной мощности энергоблока способствует удешевлению получаемой на нем энергии, но связано с увеличением габаритов котла и турбины. На блоке 800 МВт высота котла, сжигающего пылевидное топливо, достигает 90 м и более, что требует соответствующего увеличения размеров здания. Усложняются монтаж и эксплуатация. Увеличение мощности требует повышения надежности оборудования, повышения качества изготовления оборудования и культуры эксплуатации.

Экономичность энергоблоков и ТЭС в целом существенно зависит от начальных параметров пара. Однако их повышение связано с преодолением больших технических трудностей. В первую очередь, возможность повышения температуры и давления определяется характеристиками сталей, способных надежно работать при высоких параметрах перегретого пара. Давление как параметр рабочей среды оказывает определяющее влияние на выбор типа котла. При докритическом давлении принципиально возможна работа котлов любого типа: прямоточного и барабанных с естественной и принудительной циркуляцией. Последние в отечественной энергетике не получили применения.

На всех ТЭС докритического давления устанавливаются обычно барабанные котлы с естественной циркуляцией. Движущий напор циркуляции в них с повышением давления уменьшается, в связи с чем по условиям надежности циркуляции установлено предельное давление в барабане 17 МПа.

Для энергоблоков с барабанными котлами предельная мощность обычно не превышает 400—500 МВт. Для сверхкритического давления единственно возможным является прямоточный котел. Температура перегретого пара также оказывает существенное влияние на конструкцию котла. Чем выше температура пара, тем больше поверх-

ность нагрева пароперегревателя, который по мере повышения температуры занимает все большую часть газового тракта, вытесняя другие поверхности нагрева.

Вид топлива и его качество оказывают существенное влияние на конструкцию котла. Отличительная особенность ископаемого твердого топлива — наличие в нем золы. Температурные характеристики и ее состав определяют выбор методов сжигания топлива, удаления золы и оказывают влияние на выбор температуры газов на выходе из топки и тем самым на распределение теплоты на лучистую и конвективную. Выбор этой температуры должен обеспечить поступление в конвективные газоходы золы в гранулированном состоянии, гарантирующем отсутствие шлакования поверхностей нагрева. Чем выше эта температура, тем меньше размеры топочных экранов, тем меньше габариты топки.

Наоборот, более глубокое охлаждение газов требует развития топочных экранов и соответствующего увеличения размеров топки и поверхностей нагрева всего котла, поскольку конвективные поверхности будут работать при сниженных температурных напорах, а следовательно, иметь большие размеры. Во избежание интенсивного золowego износа поверхностей нагрева приходится ограничивать скорость газов в конвективных газоходах, а это связано с понижением интенсивности теплообмена и необходимостью увеличения поверхности нагрева и затрат металла на их изготовление.

Газомазутные электростанции не нуждаются в сложном и дорогостоящем оборудовании для подготовки топлива и удаления золы. Поверхности нагрева котла не подвергаются золотовому износу, это позволяет повысить скорость газов и интенсифицировать теплопередачу. В результате газомазутные котлы более компактны.

В последние годы широкое применение получили котлы с газоплот-

ным ограждением (см. рис. 4.17,в). Газоплотные ограждения позволяют существенно повысить экономичность и надежность оборудования. Иногда котел подвешивают к хребтовым балкам здания. При этом каркас собственно котла упраздняется, из-за чего достигается заметная экономия металла. Для газомазутного котла, например, паропроизводительностью 2650 т/ч экономия металла достигает 1500 т на один агрегат.

На рис. 4.36 показан котел П-67 ($D=2650/ч$, 25,5 МПа и $545/545^{\circ}C$) для энергоблока 800 МВт. Топливо — уголь Канско-Ачинского бассейна, компоновка Т-образная, конструкция подвесная к зданию. Котел выполнен в газоплотном исполнении. Газоплотность обеспечивается опраждением топочной камеры и конвективных газоходов (до выхода из экономайзера) из цельносварных вертикальных экранов. Топочная камера квадратного сечения. Горелки расположены в четыре яруса. Удаление шлака в твердом состоянии.

Котел с учетом повышенной взрывоопасности пыли канско-ачинских углей оборудуется системами пылеприготовления, выдающими грубо размолотую топливную пыль в топочную камеру. Сушка топлива производится не воздухом, а продуктами сгорания, отбираемыми из котла при температуре $800^{\circ}C$. Размол угля осуществляется в восьми мельницах — по две мельницы с каждой стороны квадратной топки.

Для уменьшения шлакования стен сжигание канско-ачинских углей организовано при низкой температуре (менее $1260^{\circ}C$) с низким тепловым напряжением топочных экранов в зоне активного горения и низким тепловым напряжением топочного объема $q_v=50 \text{ кВт/м}^3$.

Тангенциальное расположение горелок позволяет организовать в центре топки вертикальный вихревой факел, при котором до минимума сводятся возможности прямого воздействия факела на топочные экраны. Поверхности нагрева, расположенные за топкой, выполнены ширмовыми, что уменьшает вероятность шлакования. Радиационная поверхность топочной камеры по высоте разделена на три части: НРЧ, СРЧ и ВРЧ с устройством между ними узлов перемешивания.

Обе конвективные шахты размером в сечении $23085 \times 8685 \text{ мм}$ симметричны. Все конвективные поверхности нагрева под-

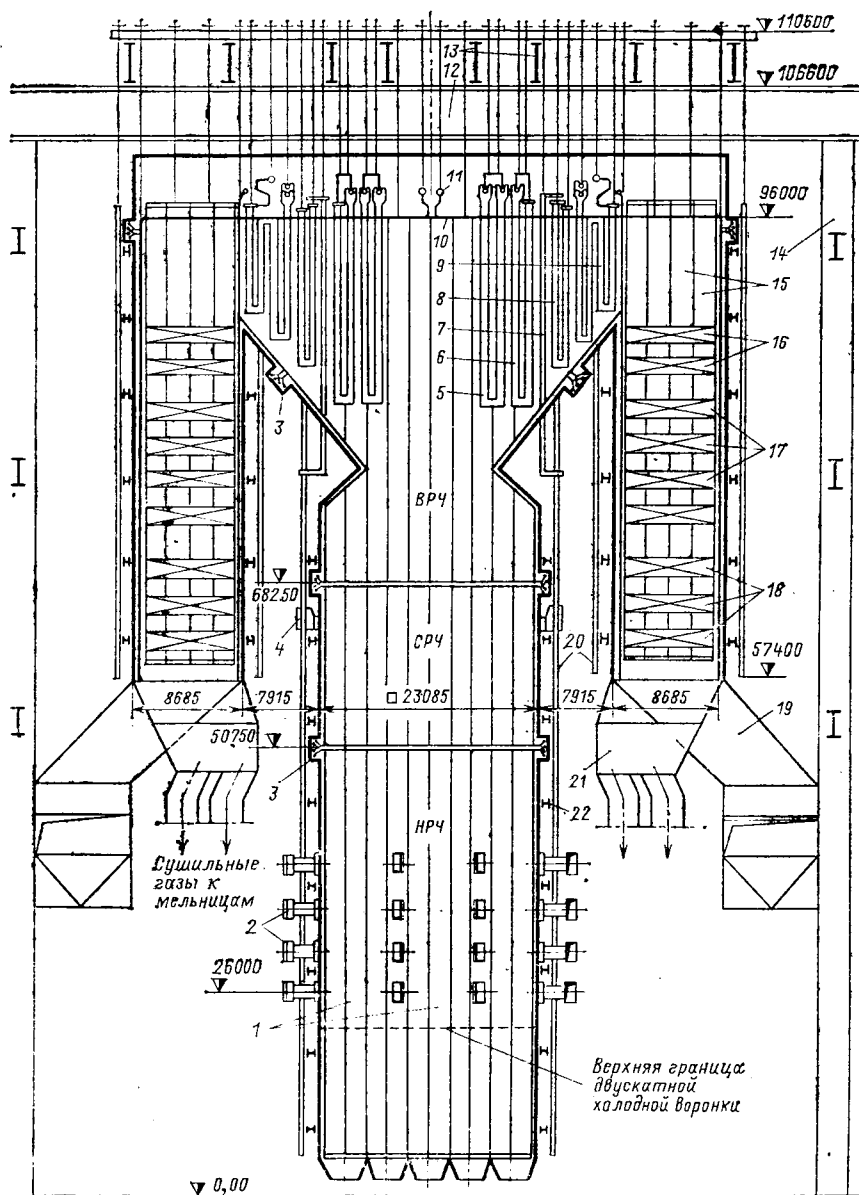


Рис. 4.36. Пылеугольный паровой котел П-67 сверхкритического давления.

1 — цельносварные экраны топочной камеры; 2 — горелки; 3 — узлы перемешивания (горизонтальные разъемы); 4 — ввод рециркулирующих газов; 5 — ШПП-I; 6 — ШПП-II; 7 — фестон; 8 — ШПП-III (выходной пакет пароперегревателя СКД); 9 — выходной пакет промпароперегревателя; 10 — потолочные трубы; 11 — «теплый» ящик; 12 — хребтовые балки; 13 — распределительный потолок; 14 — колонны главного здания; 15 — цельносварные экраны конвективной шахты; 16 — первая ступень КПП СКД; 17 — первая ступень промпароперегревателя; 18 — экономайзер; 19 — короб отвода газов в ТВП; 20 — «горячие» подвески; 21 — короб отвода сушильных газов к мельницам; 22 — пояса жесткости.

вешиваются на охлаждаемых трубах, в качестве которых используются отводящие трубы экономайзера. Отличительной особенностью шахт является установка в средней части каждого газохода двух вертикальных газоплотных стенок с двусторонним обогревом. Эти стенки образуют свободный от по-

верхностей нагрева газовый коридор шириной 2300 мм, по которому продукты сгорания отбираются перед входом в конвективную шахту и отводятся на сушку топлива.

Трубчатый воздухоподогреватель расположен в отдельном пролете главного зда-

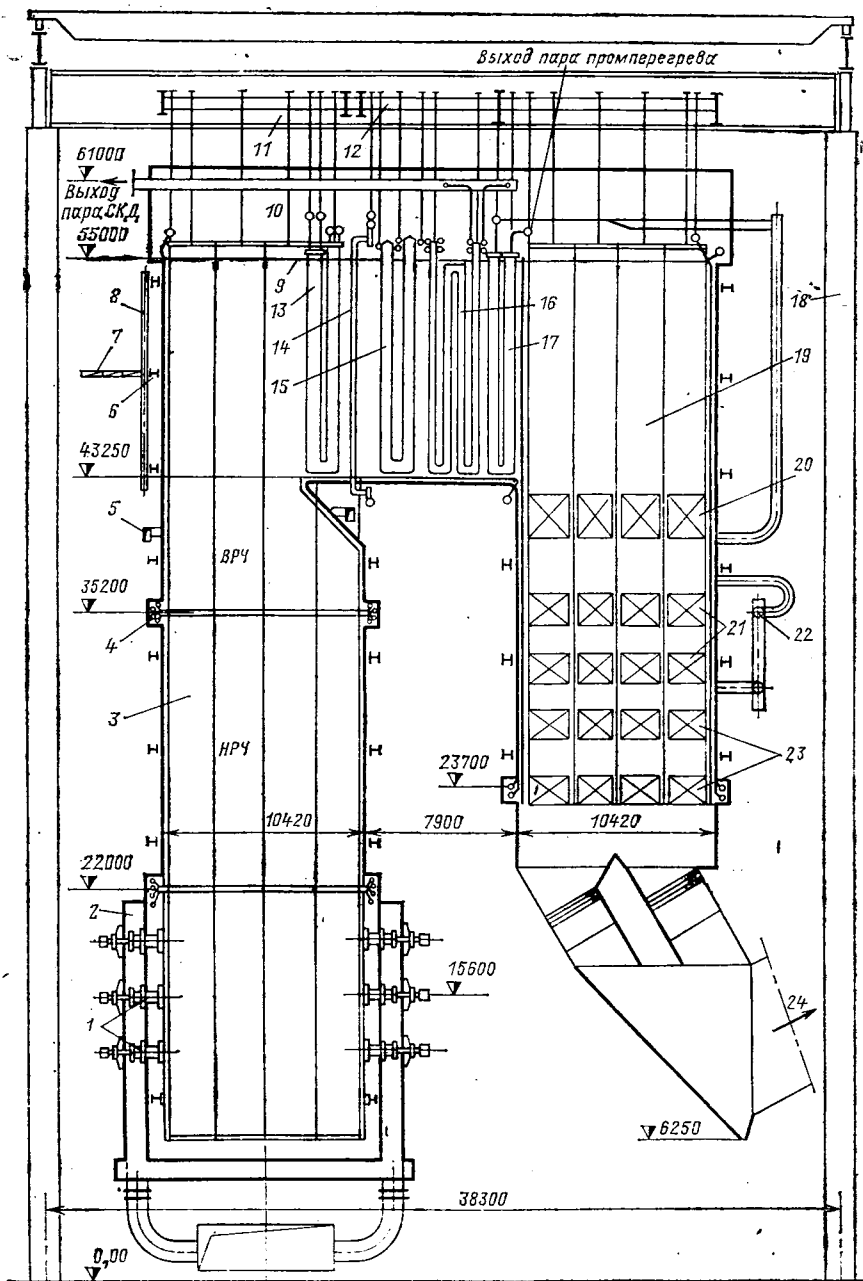


Рис. 4.37. Газомазутный паровой котел ТГМП-1202 сверхкритического давления.

1 — газомазутные горелки; 2 — воздушный короб; 3 — топочные экраны; 4 — горизонтальный разъем; 5 — сопла; 6 — пояс жесткости; 7 — горизонтальная ферма; 8 — подвесные трубы; 9 — потолочный экран; 10 — «теплый» ящик; 11 — хребтовая балка; 12 — распределительный потолок; 13 — ширмы пароперегревателя; 14 — пятитрубный фестон; 15 — КПП-I; 16 — КПП-II; 17 — выходной пакет промперегревателя; 18 — колонны здания; 19 — газоплотные панели конвективной шахты; 20 — промежуточная ступень промпароперегревателя; 21 — регулирующий байпасный клапан; 22 — регулирующий байпасный клапан; 23 — экономайзер; 24 — выход продуктов сгорания к РВП.

ния. Все поверхности нагрева оборудованы устройствами для очистки поверхностей нагрева.

Газомазутный котел ТГМП-1202 энергоблока 1200 МВт, показанный на рис. 4.37, работает под наддувом. Ограждающие стенки топки и конвективных газоходов до выхода продуктов сгорания из экономайзера выполнены из цельносварных, мембранных экранов. Это позволяет организовать работу котла с избытком воздуха, близким к стехиометрическому значению ($\alpha_T = 1,01 \div 1,03$).

Топочная камера размером в плане 31 280×10 420 мм экранирована вертикальными трубами. Давление от наддува через пояса жесткости газоплотных экранов и стойки-подвески передается на шесть ярусов горизонтальных ферм (на рисунке показана одна ферма). Все поверхности на-

грева, включая ограждающие конструкции, подвешены к распределительному потолку с помощью подвесок.

Расположение горелок двухфронтное в три яруса. Горелки смонтированы на общем коробе горячего воздуха. Из короба воздух равномерно распределяется между горелками. Большая глубина топки способствует свободному развитию факела и отсутствию наброса его на стенки топки. В топочную камеру вводятся газы рециркуляции, отбираемые за экономайзером. Предусмотрено два места ввода: вверх топки для выравнивания температурного поля на выходе из топки и в нижнюю часть топки для снижения локальных тепловых потоков и тепловосприятости экранов.

Пароперегреватель свежего пара расположен в горизонтальном газоходе и состоит из последовательно расположенных в газовом тракте ширм и двух ступеней конвективного пакета. Промпароперегреватель состоит из четырех пакетов. Воздухоподогреватель регенеративного типа диаметром 12,9 м. На котел устанавливается четыре воздухоподогревателя.

Глава пятая

РЕАКТОРЫ И ПАРОГЕНЕРАТОРЫ АЭС

5.1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

В системе любой атомной электрической станции (АЭС) различают теплоноситель и рабочее тело. Назначение теплоносителя — отвод теплоты из реактора. Рабочее тело предназначено для преобразования тепловой энергии в механическую. Если контуры теплоносителя и рабочего тела совпадают, то такую АЭС называют одноконтурной (рис. 5.1,а). В этом случае среда, отводящая теплоту из реактора, должна совершать работу в турбинной установке. Если преобразование тепловой энергии в механическую происходит в паротурбинной установке, то в реакторе должно иметь место парообразование, т. е. теплоносителем может быть только кипящая вода. Если преобразование тепловой энергии в механическую происходит в газотурбинной установке, то на АЭС используется газовый теплоноситель.

Достоинством одноконтурных АЭС является простота тепловой схемы и относительно высокая тепловая экономичность. Однако, про-

ходя через реактор, теплоноситель активируется и значительная часть активности поступает в паротурбинный тракт, что затрудняет эксплуатацию его агрегатов и усложняет в целом радиационную обстановку на АЭС. Большая разветвленность контура теплоносителя предъявляет особые требования к его очистке, к выбору конструкционных материалов, используемых на одноконтурной АЭС (в частности, значительная часть узлов и агрегатов должна выполняться из дорогих нержавеющих сталей). Все это приводит к снижению технико-экономических показателей данного типа АЭС.

Если контуры теплоносителя и рабочего тела разделены, то такую АЭС называют двухконтурной (рис. 5.1,б). Соответственно контур теплоносителя называют первым, а контур рабочего тела — вторым. В данном типе АЭС контур теплоносителя является радиоактивным и включает в себя часть оборудования АЭС. Если парообразование теплоносителя в реакторе отсутствует, то

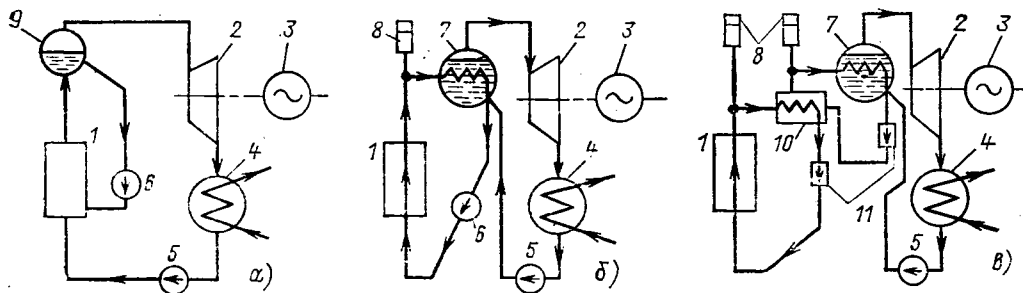


Рис. 5.1. Классификация АЭС по числу контуров.

а — одноконтурные; б — двухконтурные; в — трехконтурные; 1 — реактор; 2 — паровая турбина; 3 — электрический генератор; 4 — конденсатор; 5 — питательный насос; 6 — циркуляционный насос; 7 — парогенератор; 8 — компенсатор объема; 9 — барабан-сепаратор; 10 — промежуточный теплообменник; 11 — жидкометаллический насос.

в систему первого контура вводится компенсатор объема, так как объем водного (однофазного) теплоносителя зависит от его температуры, изменяющейся в процессе работы. Пар из парогенератора поступает в турбину, затем в конденсатор, а конденсат из него насосом подается в парогенератор. Образованный таким образом второй контур включает оборудование, работающее в отсутствие радиоактивности. Данное обстоятельство упрощает эксплуатацию второго контура и позволяет использовать в его составе недорогие конструкционные материалы, так как качество рабочего тела не связано с качеством теплоносителя. В целом технико-экономические показатели двухконтурной АЭС оказываются сопоставимыми с аналогичными показателями одноконтурной АЭС.

В схеме двухконтурной АЭС могут работать реакторы не только с водным, но и, например, с газовым теплоносителем. В этом случае второй контур по своему составу будет незначительно отличаться от второго контура АЭС с водным теплоносителем.

При использовании в качестве теплоносителя жидких металлов, например жидкого натрия, появляется необходимость в организации дополнительного (промежуточного) контура. Это связано с тем, что при контакте жидкого натрия с во-

дой или водяным паром происходит бурное химическое взаимодействие с выделением большого количества теплоты. Такой контакт может иметь место в пределах парогенератора в связи с его неполной герметичностью, причем при использовании двухконтурной схемы будет иметь место контакт радиоактивного натрия первого контура с нерадиоактивной водой пароводяного контура. В этом случае возможно развитие аварийной ситуации. Для предотвращения этого вводится дополнительный контур, теплоносителем в котором является нерадиоактивный натрий. Схема такой, трехконтурной АЭС приведена на рис. 5.1, в. Кроме классификаций АЭС по числу контуров существуют классификации АЭС и по другим признакам — по типу реактора, по параметрам и типу паровых турбин, по типу теплоносителя и др.

5.2. РЕАКТОРНЫЕ УСТАНОВКИ АЭС

В состав реакторной установки АЭС в зависимости от ее типа входят различные агрегаты. Однако важнейшим и основным элементом является реактор.

Ядерный реактор — это аппарат, предназначенный для осуществления и поддержания цепной реакции деления тяжелых ядер при взаимодействии их с нейтронами. В одном акте деления тяжелых ядер, являющихся ядерным топли-

вом, выделяется большое количество энергии (~ 200 МэВ), которое отводится из активной зоны реактора теплоносителем.

В процессе деления ядерного топлива образуются новые нейтроны, которые могут быть использованы для осуществления самоподдерживающейся цепной реакции деления.

Для организации основного процесса, протекающего в реакторе, — процесса деления ядер топлива необходимо обеспечить определенные условия. Прежде всего необходимо выбрать изотопы, которые при взаимодействии с нейтронами с достаточно большой вероятностью могут делиться и в меньшей степени участвовать в других ядерных реакциях. В качестве такого изотопа в атомной энергетике используется в основном уран ^{235}U . В природе ^{235}U находится в смеси с другим изотопом урана — ^{238}U , причем содержание ^{235}U в этой смеси менее 1%, ^{238}U в существенно меньшей степени, чем основной изотоп, склонен к реакции деления, однако участвует в других ядерных реакциях, в том числе в реакциях поглощения нейтронов без деления и без выделения тепловой энергии. В реактор загружается, как правило, смесь двух названных изотопов урана, обогащенная ^{235}U . Обогащение топлива в данном случае равно:

$$r = \frac{N_5}{N_5 + N_8} 100\% \quad (5.1)$$

где N_5 — ядерная плотность изотопа ^{235}U , ядер/ м^3 ; N_8 — ядерная плотность изотопа ^{238}U , ядер/ м^3 .

Вероятность протекания реакции деления зависит от ряда факторов и прежде всего от энергии нейтронов. С наибольшей вероятностью нейтроны низких энергий, энергия которых сопоставима с тепловой энергией движения ядер среды, вызывают деление ядер ^{235}U . Данные нейтроны обычно называют тепловыми. С другой стороны, в процессе деления ядерного топлива образуются преимущественно нейтроны высоких энергий (быстрые нейтроны). Для

того чтобы последние могли эффективно участвовать в цепной реакции деления ядер ^{235}U , целесообразно снизить их энергию (замедлить). Реакторы, в которых производится замедление нейтронов, образовавшихся при делении топлива, называют реакторами на тепловых нейтронах, так как деление ^{235}U в этом типе реакторов вызывают в основном именно тепловые нейтроны. Материал, в котором осуществляется процесс замедления нейтронов, называют замедлителем. В качестве замедлителя обычно используются легкая вода H_2O , графит С, а в ряде случаев тяжелая вода D_2O и бериллий Ве.

На ядрах указанных материалов (легкие ядра по сравнению с ядрами топлива) эффективно протекает реакция упругого рассеяния нейтронов, в результате которой и происходит снижение энергии последних. Реакторы, в которых замедлитель отсутствует, называют реакторами на быстрых нейтронах, так как процесс деления ядер топлива в них вызывается в основном нейтронами высоких энергий.

Ядерное топливо в реакторе размещается в тепловыделяющих элементах (ТВЭЛ), которые в свою очередь объединяются в кассеты (реакторы типа ВВЭР) или технологические каналы (реакторы типа РБМК). Наличие в активной зоне реактора этих элементов конструкции вызывает бесполезное поглощение нейтронов, т. е. ухудшает их баланс с точки зрения осуществления цепной (непрерывной) реакции деления ^{235}U . Поглощение нейтронов без деления происходит в ^{238}U , а также в замедлителе и теплоносителе. Хотя в процессе протекания одной реакции деления ^{235}U образуется несколько новых нейтронов, цепная реакция деления может быть осуществлена только при определенном выборе конструкционных материалов активной зоны и вида теплоносителя.

В процессе работы ядерного реактора имеют место еще два важ-

ных процесса, которые необходимо учитывать при организации цепной реакции деления. Первый процесс — утечка нейтронов из реактора. Ясно, что чем меньше размеры реактора, тем больше относительная утечка нейтронов через границу. В этой связи критическими называют такие размеры реактора, при которых обеспечиваются необходимые условия для протекания цепной реакции деления. В свою очередь критические размеры реактора зависят от обогащения топлива, набора и количества конструкционных материалов в активной зоне и ряда нейтронно-физических характеристик реактора.

Второй процесс, который необходимо учитывать при организации реакции деления, — выгорание топлива, т. е. снижение концентрации ядер ^{235}U в процессе их деления и образование за счет деления ^{235}U изотопов, обладающих высокой вероятностью поглощения нейтронов без деления. Если необходимо обеспечить в течение длительного времени непрерывную работу реактора, а это условие является необходимым для энергетических реакторов, то второй процесс, ухудшающий баланс нейтронов, должен быть компенсирован неким запасом нейтронов, называемым запасом реактивности реактора. Запас реактивности должен быть максимальным в начальный период работы реактора и может быть исчерпан лишь в момент останова реактора для перегрузки топлива.

В период непрерывной работы реактора (кампания реактора) запас реактивности компенсируется специальной системой регулирования, осуществляющей ввод поглотителей нейтронов в активную зону реактора и обеспечивающей стационарный характер цепной реакции деления. Ввод поглотителей в активную зону реактора осуществляется по специальной программе.

Как было сказано, с нейтронно-физической точки зрения различают реакторы на тепловых и на бы-

Таблица 5.1. Основные параметры реакторов типов ВВЭР и РБМК

Наименование	Марка реактора		
	ВВЭР-440	ВВЭР-1000	РБМК-1000
Мощность, МВт:			
тепловая	1375	3000	3200
электрическая	440	1000	1000
Давление в реакторе, МПа	12,5	16,0	7,0
Температура теплоносителя на выходе из реактора, К	573	597	553
Температура теплоносителя на входе в реактор, К	552	562	—
Размеры активной зоны, м:			
диаметр	2,88	3,12	11,80
высота	2,50	3,50	7,00
Загрузка урана, т	42	66	180

стрых нейтронах. Наибольшее распространение в атомной энергетике в настоящее время получили реакторы на тепловых нейтронах. В частности, реакторы типов ВВЭР и РБМК относятся именно к этому классу реакторов. В реакторе типа ВВЭР легкая вода выполняет функции и теплоносителя, и замедлителя одновременно, поэтому его и называют водо-водяным реактором. В реакторе типа РБМК теплоносителем является легкая кипящая вода, а замедлителем — графит. Основные параметры реакторов приведены в табл. 5.1.

Рассмотрим конструкцию водо-водяного реактора корпусного типа (рис. 5.2).

Активная зона реактора 1 расположена в подвесной корзине 2 и находится внутри корпуса аппарата 3, несущего давление. Верхняя крышка 8 уплотняется прокладкой 9 через нажимное кольцо 10. Теплоноситель подводится через нижний ряд патрубков 5, опускается вниз по кольцевому зазору между корпусом и цилиндром корзины и поступает в нижнюю часть активной зоны. В активной зоне он нагревается и отводится через верхний ряд па-

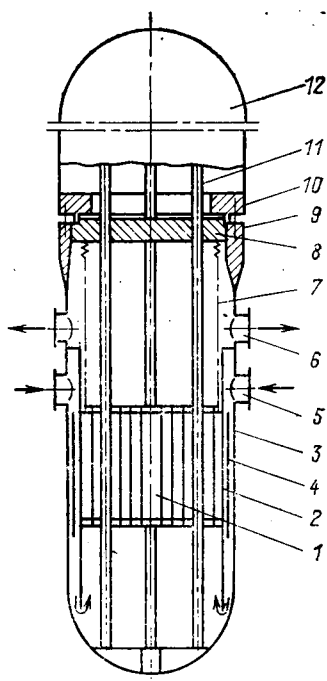


Рис. 5.2. Конструктивная схема водо-водяного реактора корпусного типа (ВВЭР)

1 — активная зона; 2 — подвесная корзина; 3 — корпус реактора; 4 — тепловой экран; 5 — подвод теплоносителя; 6 — отвод теплоносителя; 7 — нажимной цилиндр; 8 — крышка реактора; 9 — прокладки; 10 — нажимное кольцо; 11 — обсадные трубы приводов СУЗ; 12 — защитный колпак.

трубков 6. При указанном ходе теплоносителя активная зона имеет верхний нажимный цилиндр 7, в нижней части которого имеется перфорированное нажимное устройство, предотвращающее всплытие топливных кассет. Против верхних патрубков нажимной цилиндр также имеет перфорацию для прохода теплоносителя. Через верхнюю крышку аппарата проходят обсадные трубы, в которых размещаются узлы системы управления и защиты реактора (СУЗ). Обсадные трубы предотвращают вибрацию узлов СУЗ поперечными токами теплоносителя. Тепловой экран служит для защиты корпуса от чрезмерного облучения нейтронами и γ -квантами.

Активная зона реактора состоит из кассет, вплотную установленных друг к другу. Соответственно форма кассет должна быть такой, чтобы между ними были равномерные ма-

лые зазоры. Обычно кассеты имеют шестигранную или квадратную форму. Внутри кассет размещаются твэлы. Через перфорации, имеющиеся в кассетах, теплоноситель свободно поступает к твэлам.

В качестве ядерного топлива в реакторах используется обычно двуокись урана UO_2 . Металлический уран в контакте с водой очень сильно окисляется, что может произойти при разгерметизации оболочки твэла. Окисное топливо не реагирует с водой, допускают более глубокое выгорание за счет пористой структуры. Число ядер урана на единицу объема в таком топливе меньше, но этот фактор компенсируется обогащением топлива. Окисное топливо имеет сравнительно низкую теплопроводность, что является существенным недостатком. Однако максимально возможная температура топлива допускается вплоть до температуры плавления, которая составляет более 3000 К.

Оболочка твэла предотвращает контакт теплоносителя с топливом и выход продуктов деления в теплоноситель. Она должна быть достаточно прочной, не взаимодействовать с топливом и теплоносителем, слабо поглощать нейтроны, быть стойкой при высоких температурах. Сплавы циркония до температур 670 К незначительно корродируют в водной среде, сохраняют механическую прочность. Цирконий в небольшой степени поглощает нейтроны. Эти свойства циркония, особенно последнее, и предопределили широкое применение циркониевых сплавов в атомной энергетике.

Из табл. 5.1 следует, что корпус реакторов типа ВВЭР должен выдерживать значительное давление. С ростом тепловой мощности реактора давление возрастает, растут и размеры активной зоны. Корпус реактора — это толстостенный сосуд, сложный в технологическом отношении, изготовить который можно только в заводских условиях. Реактор должен быть транспортабелен по железной дороге, следовательно,

иметь ограничения по диаметру. Поэтому повышение тепловой мощности и параметров реактора типа ВВЭР является сложной технической и научной задачей.

Реакторы типа РБМК в этом смысле не имеют ограничения по мощности, так как не имеют несущего давления корпуса. Этот факт и предопределил их широкое развитие в атомной энергетике СССР наравне с водо-водяными реакторами.

Пример конструкции реактора типа РБМК представлен на рис. 5.3. Реактор является аппаратом канального типа с кипящим теплоносителем, так как входит в состав одноконтурной АЭС. Графитовая кладка 7, выполняющая функции замедлителя нейтронов, опирается на нижнюю железобетонную плиту 8. Сверху имеется аналогичная железобетонная плита 2, которая опирается на кольцевой бак биологической защиты 1, заполненный водой. Верхняя и нижняя железобетонные плиты соединены цилиндрической стальной обечайкой и вместе представляют собой герметичный корпус, несущий небольшое избыточное давление инертного газа.

В графитовой кладке и железобетонных плитах имеются отверстия, в которые входят трубы технологических каналов 5. В пределах активной зоны труба выполнена из сплава циркония, а торцевые части — из нержавеющей стали. Соединение циркониевой трубы с торцевыми нержавеющими трубами осуществляются при помощи специальных переходников сталь — цирконий, изготовленных методом диффузионной сварки. Топливная сборка 6 представляет собой пучок твэлов из UO_2 с циркониевой оболочкой, подвешенной в канале на верхней защитной пробке 3. Теплоноситель подается в канал снизу, а сверху из канала пароводяная смесь отводится в барабан-сепаратор.

Насыщенный пар направляется в турбину, а вода смешиваясь с питательной водой реактора, поступает в технологические каналы, рабо-

тающие при полном давлении. Циркуляция принудительная.

Реакторы типа РБМК имеют существенно большие размеры, чем реакторы типа ВВЭР, так как замедляющая способность графита ниже, чем у легкой воды. Более сложной является и система регулирования реактора вследствие больших размеров и более неоднородной конструкции, чем у рассмотренных водо-водяных реакторов.

В настоящее время реакторы типа ВВЭР работают на Нововоронежской, Кольской, Армянской и других АЭС. На Ленинградской, Курской, Чернобыльской и других АЭС работают реакторы типа РБМК. Длительный опыт эксплуатации показывает высокую надежность, безопасность и экономичность реакторов обоих типов.

Для успешного развития атомной энергетики необходимы достаточные запасы ядерного топлива. Это условие можно выполнить, если наряду с ^{235}U использовать и другие изотопы, например ^{238}U . Как уже было сказано ранее, реакция деления U^{238} протекает лишь при определенных условиях и с малой вероятностью. Однако ^{238}U может участвовать в реакции, связанной с воспроизводством ядерного топлива, а при определенных условиях воспроизводство топлива может носить расширенный характер. Такая возможность возникает в связи с тем, что при поглощении нейтронов ^{238}U может переходить путем ряда ядерных превращений в плутоний ^{239}Pu . Последний изотоп является высокоэффективным ядерным топливом, превосходящим по своим нейтронно-физическим характеристикам ^{235}U . Наиболее активно данный процесс протекает при значительной энергии нейтронов в реакторе. Такая ситуация имеет место в реакторах на быстрых нейтронах. Именно в них может быть осуществлено расширенное воспроизводство топлива.

В реакторе на быстрых нейтронах отсутствует замедлитель. По-

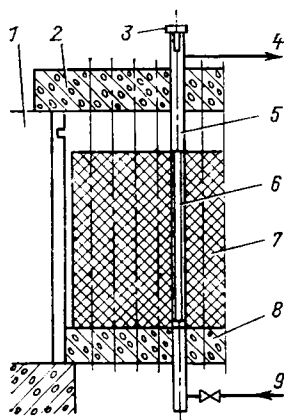


Рис. 5.3. Конструктивная схема реактора канального типа (РБМК).

1 — биологическая защита; 2 — верхняя защитная плита; 3 — пробка технологического канала; 4 — отвод пароводяной смеси; 5 — труба технологического канала; 6 — топливная сборка; 7 — графитовая кладка; 8 — нижняя опорная плита; 9 — подвод теплоносителя.

сколько быстрые нейтроны слабо поглощаются различными веществами, в том числе и ядерным топливом, используется высокообогащенное топливо и конструируется реактор с высокой концентрацией делящегося вещества в единице объема (в 4—5 раз больше, чем у реакторов на тепловых нейтронах). Это требует интенсивного отвода теплоты из реактора средой, не замедляющей нейтроны. В настоящее время считается, что наиболее подходящей средой в качестве теплоносителя реакторов на быстрых нейтронах являются жидкие металлы, в частности жидкий натрий.

Реакторы на быстрых нейтронах в настоящее время находятся в стадии промышленного изучения. В СССР такие реакторы работают на Шевченковской и Белоярской АЭС.

5.3. ПАРОГЕНЕРАТОРЫ АЭС

Парогенератор, передавая теплоту от теплоносителя рабочему телу, является необходимым элементом двух- и трехконтурной атомной электростанции — агрегатом,

принадлежащим в равной мере и паротурбинному, и реакторному контуру.

По конструктивным признакам различают парогенераторы АЭС вертикального и горизонтального типа. По способу циркуляции рабочего тела различают прямоточные парогенераторы и парогенераторы с многократной естественной или принудительной циркуляцией. Отечественные парогенераторы АЭС с ВВЭР, находящиеся в настоящее время в эксплуатации, являются парогенераторами горизонтального типа с многократной естественной циркуляцией (рис. 5.4).

Поверхность нагрева парогенератора выполняют из трубок малого диаметра (14—16 мм) при толщине стенки 1,4—1,5 мм. Трубки закреплены (завальцованы) в вертикальные коллекторы теплоносителя 5. Поверхность нагрева парогенератора, принадлежащая как первому, так и второму контуру, выполнена из нержавеющей стали. Теплоноситель движется внутри труб, рабочее тело в условиях естественной циркуляции — в объеме парогенератора. В паровом объеме имеет место гравитационная сепарация пара. Дополнительно, для более глубокой осушки пара, установлены жалюзийные сепараторы 3. Температура теплоносителя переменна по длине трубки, следовательно, и интенсивность парообразования неодинакова

Таблица 5.2. Основные параметры парогенераторов АЭС с реактором типа ВВЭР

Наименование	Марка реактора	
	ВВЭР-440	ВВЭР-1000
Диаметр корпуса, м	3,2	4,0
Длина корпуса, м	11,95	15,0
Электрическая мощность, МВт	73,3	250
Паропроизводительность, т/ч	452	1469
Давление насыщенного пара, МПа	4,7	6,4
Поверхность нагрева, м ²	2500	5200
Число трубок, шт.	5146	15648

в различных точках парогенератора. Для выравнивания скоростей пара устанавливается дырчатый щит. Теплотехнические характеристики парогенератора приведены в табл. 5.2.

Парогенераторы данного типа технологичны в изготовлении и надежны в эксплуатации. На блоке АЭС с реакторами ВВЭР-1000 установлено четыре таких парогенератора.

Парогенераторы вертикального типа с многократной естественной циркуляцией позволяют существенно повысить единичную мощность парогенератора, так как в нем все поперечное сечение заполняется поверхностью нагрева, а сепарационные устройства вынесены в верхнюю часть корпуса. Теплообменную и сепарационную части изготавливают на заводе отдельно, с последующей их сборкой на монтажной площадке АЭС.

В зарубежной атомной энергетике парогенераторы вертикального типа широко распространены, однако опыт эксплуатации выявил их определенные конструктивные недостатки — имеются в виду парогенераторы с U-образными трубками и нижней трубной доской. Вывод продуктивной воды с целью уменьшения скорости образования отложений и предотвращения накопления шлама неизбежно производится выше

трубной доски. Вблизи трубной доски создается застойная зона и имеет место концентрирование шлама и примесей, в том числе коррозионно-активных. Это приводит к разрушению трубок вблизи мест их вальцовки, что отмечено при эксплуатации парогенераторов фирмы «Вестингауз». Разрушение трубок делает неизбежным переток радиоактивного теплоносителя во второй контур, что является недопустимым по правилам эксплуатации АЭС.

При разработке отечественного парогенератора вертикального типа для АЭС с реакторами ВВЭР-1000 учтен неудачный опыт зарубежных фирм, поэтому отечественная конструкция принципиально отличается от рассмотренной выше. Поверхность теплообмена отечественного вертикального парогенератора формируется из спиральных трубок, завальцованных в вертикальные коллекторы. Вывод шлама в этом случае возможен через днище парогенератора, что исключает его концентрирование.

Представляется перспективным развитие парогенераторов прямоточной конструкции для АЭС с реакторами ВВЭР. Достоинство таких парогенераторов в простоте конструкции и транспортабельности при значительных мощностях. Рабочее тело движется внутри трубок, теплоноситель — в межтрубном пространстве. Недостатком этих парогенераторов является более низкая надежность их работы, так как внутри трубок неизбежно образование отложений.

Парогенераторы АЭС с жидкометаллическим теплоносителем являются, как правило, аппаратами вертикальной конструкции. Для АЭС с реакторами БН-600 создан прямоточный вертикальный парогенератор, выполненный в виде трех самостоятельных теплообменников. Три таких теплообменника составляют секцию, восемь таких секций образуют парогенератор. Секции соединены параллельно по теплоносителю и рабочему телу. В бло-

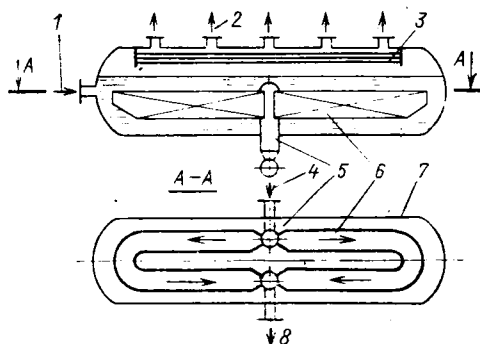


Рис. 5.4. Конструктивная схема парогенератора с водным теплоносителем.

1 — подвод питательной воды; 2 — выход пара; 3 — жалюзийный сепаратор; 4 — подвод теплоносителя; 5 — коллектор теплоносителя; 6 — поверхность теплообмена; 7 — корпус парогенератора; 8 — отвод теплоносителя.

же с реактором БН-600 работают три парогенератора.

Теплообменная поверхность выполнена из прямых трубок, завальцованных в трубные доски. Внутри трубок движется рабочее тело (вода и пароводяная смесь в испарителе, пар в пароперегревателях), в межтрубном пространстве — жидкометаллический натрий. Основные параметры парогенераторов: тепловая мощность 490 МВт, паропроизводительность 181,6 кг/с, давление перегретого пара 14,2 МПа, температура перегретого пара 778 К.

5.4. ОСОБЕННОСТИ ПАРОТУРБИННОГО ЦИКЛА АЭС

На одноконтурных АЭС по нейтронно-физическим и теплогидравлическим соображениям теплоноситель может быть только кипящим. Переход к перегреву пара усложняет работу реактора, повышает его стоимость, и, как правило, достоинства цикла на перегретом паре на АЭС не проявляются так очевидно, как на ТЭС. Повышение температуры и соответственно давления насыщенного пара сверх 7,0 МПа не приводит к существенному росту показателей тепловой экономичности, однако делает необходимым увеличение толщины стенок технологических каналов. Это неблагоприятно с нейтронно-физической точки зрения, так как в активной зоне реактора возрастает относительное количество конструкционных материалов, что уменьшает запас реактивности реактора. Следует также отметить, что повышение давления насыщенного пара сверх 7,0 МПа привело бы, естественно, к росту температуры, а это потребовало бы отказа от сплавов циркония в качестве материала оболочек ТВЭЛ и ТК.

Переход, например, к нержавеющей стали в качестве названного материала существенно ухудшил бы баланс нейтронов в реакторе, так как поглощающая способность у сталей существенно выше, чем у циркониевых сплавов. Это в свою

очередь снизило бы запас реактивности реактора. Изложенные причины и привели к тому, что для АЭС с реактором РБМК приведенные в табл. 5.1 параметры близки к оптимальным с технико-экономической точки зрения.

На двухконтурной АЭС начальные параметры пара жестко связаны с параметрами теплоносителя. Замедлителем нейтронов и одновременно теплоносителем в реакторе типа ВВЭР является некипящая вода. Объемное кипение воды недопустимо, так как при этом резко снижается ее замедляющая способность. Следовательно, давление в реакторе должно выбираться таким, чтобы при заданной температуре теплоносителя на выходе из реактора имелся определенный запас до кипения. Удовлетворительная стойкость сплавов циркония (материала оболочки ТВЭЛ) обеспечивается при температуре теплоносителя менее 600 К. Следовательно, давление в реакторе с учетом необходимости запаса до кипения должно быть не ниже 16,0 МПа. Данное давление является практически предельным, так как дальнейшее его повышение резко усложнило бы конструкцию корпуса реактора. Следовательно, можно полагать, что параметры реактора ВВЭР-1000 близки к предельным.

В парогенераторе необходим определенный перепад температур между теплоносителем и рабочим телом, а рабочее тело должно быть кипящей средой, давление пара перед турбиной не может превышать 6,0 МПа. Понижение давления пара перед турбиной при зафиксированной максимальной температуре рабочего тела позволило бы организовать цикл на перегретом паре. Однако термодинамические оценки показывают, что такой цикл имел бы более низкие показатели тепловой экономичности, нежели цикл на насыщенном паре.

Анализ показывает, что турбинные установки на насыщенном паре с давлением не выше 7,0 МПа обес-

печивают оптимальные технико-экономические показатели АЭС с водным теплоносителем. Основными особенностями таких установок являются относительно невысокая экономичность и нарастающая влажность пара по ступеням.

В любых паровых турбинах, за исключением противодавленческих, приходится иметь дело с работой на влажном паре. Однако для турбин на перегретом паре это относится только к последним ступеням, в турбинах на насыщенном паре большая часть ступеней (а в отсутствие промежуточного перегрева — все ступени турбины) работает на влажном паре. Влажность пара отрицательно влияет на работу турбины, в частности вызывая эрозию ее лопаток.

Существуют разные методы предотвращения этого явления. Одним из наиболее приемлемых — отвод влаги из проточной части турбины при помощи сепарационных устройств. К этим устройствам относятся прежде всего внешние

турбинные сеператоры, устанавливаемые между корпусами турбины.

Расчеты проточной части турбинных установок на насыщенном паре показывают, что при начальном давлении пара более 4,0 МПа одной ступени сепарации пара недостаточно для предотвращения интенсивной эрозии рабочих лопаток. Увеличение числа ступеней сепарации приведет к увеличению числа корпусов турбинной установки свыше двух, что нецелесообразно с технико-экономической точки зрения. Более приемлемым оказывается сочетание сепарации с промежуточным перегревом пара. Промежуточный перегрев на АЭС осуществляется обычно острым паром или сначала отборным, а затем острым паром турбины, т. е. в две ступени. Перегрев осуществляется в поверхностном теплообменнике, поэтому первый вариант предпочтительнее с точки зрения капитальных затрат, второй обеспечивает более высокую тепловую экономичность.

Глава шестая

ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

6.1. ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

6.1.1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Паровые турбины — тепловые двигатели, в которых теплота пара превращается в механическую энергию вращения ротора турбины. Указанное преобразование осуществляется в ступенях турбины, состоящих из двух основных элементов (рис. 6.1):

неподвижных сопловых каналов 4 (сопловых решеток);

вращающихся вместе с валом турбины рабочих решеток, образованных рабочими лопатками 3, закрепленными на дисках 2, связанных с валом турбины 1. На рис. 6.1 для упрощения показано одно сопло.

В сопловых решетках пар при расширении приобретает определенную скорость. Потенциальная энергия пара превращается в кинетическую энергию его потока.

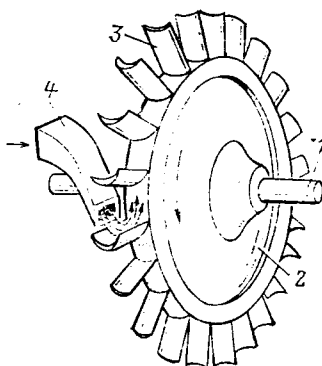


Рис. 6.1. Схема устройства простейшей паровой турбины аксального типа.

1 — вал; 2 — диск; 3 — рабочая лопатка; 4 — сопло.

После сопловых решеток поток пара направляется в рабочие решетки. В криволинейных каналах, образованных лопатками рабочего колеса, под воздействием поворота потока пара и изменения скорости потока возникают усилия, которые приводят рабочее колесо диска вместе с валом турбины во вращение с частотой вращения n . Происходит преобразование кинетической энергии пара в механическую энергию вращения ротора турбины.

Ротором турбины называют ее вращающуюся часть, включающую вал, диски, рабочие лопатки и вспомогательные детали, обеспечивающие сборку и работу ротора.

Если имеется одна сопловая и одна рабочая решетка, то турбина называется *одноступенчатой*. Если же таких решеток несколько, то турбина называется *многоступенчатой*.

Совокупность всех турбинных ступеней называется *проточной частью турбины*.

Если преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую имеет место только в сопловых решетках, то такой принцип работы пара называется *активным* и соответствующие ступени турбины называются *активными*.

Если же превращение потенциальной энергии пара в кинетическую происходит как в сопловой, так и в рабочей решетках, то такой принцип работы называется *реактивным* и соответствующие ступени называются *реактивными*.

Если поток пара в ступени турбины перемещается из сопловой решетки в рабочую в направлении, параллельном валу турбины, то турбина называется *аксиальной*.

Если поток пара в ступени перемещается в направлении, перпендикулярном валу турбины, то турбина называется *радиальной*.

Паровые турбины, как и другие двигатели, можно разделить на две большие категории: *стационарные* и *транспортные*.

В качестве транспортных они используются в основном для привода гребного винта крупных судов. Основное специфическое требование к транспортным турбинам заключается в том, что они должны иметь малую массу и малые габариты, в то время как для стационарных турбин соблюдение этих требований имеет меньшее значение.

Стационарные паровые турбины классифицируются.

1. По цели использования

Энергетические турбины служат для привода электрического генератора, включенного в энергетическую систему, и отпуска теплоты. Характерной особенностью работы таких турбин является практически постоянная частота вращения.

Промышленные турбины предназначены прежде всего для обеспечения паром различных видов технологических процессов в металлургической, химической промышленности, при производстве бумаги, сахара, тканей и т. д. Промышленные паровые турбины используются на металлургических заводах для привода воздухоудов, вентиляторов и других крупных механизмов. Производство электроэнергии для таких турбин не является основной задачей. Часто они работают на маломощную индивидуальную электрическую сеть.

Вспомогательные турбины служат для обеспечения технологического процесса производства электроэнергии (например, для привода питательных насосов, воздухоудов котла и т. д.).

2. По характеру теплового процесса

Конденсационные турбины в первую очередь служат для выработки электроэнергии и являются основным оборудованием крупных тепловых электростанций. Весь отработавший в конденсационных турбинах пар сбрасывается в конденсатор, в котором поддерживается вакуум (до 3,43 кПа). Современные энергетические конденсационные турбины имеют нерегулируемые отборы пара для регенеративного подогрева питательной воды с целью повышения экономичности их работы.

Теплофикационные турбины предназначены для выработки электроэнергии и теплоты. В свою очередь они делятся на турбины с *противодавлением* и турбины с *регулируемыми отборами пара*.

В турбинах с *противодавлением* отработавший пар, как правило, используется для технологических целей. Требованиями потребителей определяется уровень параметров пара на выходе из турбины (0,4—

4,0 МПа). Электрическая нагрузка турбин с противодавлением зависит от производства теплоты.

Турбины с регулируемыми отборами пара имеют один или несколько отборов пара из проточной части. Отбор, осуществляемый при давлении 0,07—0,24 МПа, называют *теплофикационным*, так как с его помощью нагревают сетевую воду для целей отопления и горячего водоснабжения.

Отборы более высоких давлений называют *промышленными*. Турбины с промышленным отбором изготавливаются как для работы на конденсаторе, так и для работы с противодавлением. Характерной особенностью турбин с регулируемыми отборами пара является возможность раздельного регулирования выработки электроэнергии и теплоты. При отсутствии потребления теплоты турбины с регулируемыми отборами могут работать как конденсационные.

3. По используемым параметрам пара

Турбины докритического и сверхкритического давления выполняются на высокую начальную температуру, обеспечивающую срок службы не менее 30 лет. Мощные базовые турбины проектируются на сверхкритические параметры, в то время как полупиковые и пиковые турбины изготавливаются на существенно сниженные параметры с целью удешевления турбины и оборудования тепловой электростанции и повышения их надежности в условиях частых пусков.

Мощные конденсационные турбины и самые крупные теплофикационные выполняются с *промежуточным перегревом пара*, что позволяет существенно повысить их экономичность. Теплофикационные турбины обычно выполняются без промперегрева пара.

На тепловых электростанциях, работающих на органическом топливе, применяются турбины, использующие перегретый пар. На атомных электростанциях с водо-водяными реакторами — турбины насыщенного пара.

4. По числу часов использования в году

Базовые турбины — наиболее экономичные, работающие более 5000 ч в году. Обычно это самые мощные и современные конденсационные турбины, а также теплофикационные агрегаты.

Полупиковые турбины останавливаются на ночь, на выходные и праздничные дни, когда уменьшается потребление электроэнергии. Выполняются такие турбины менее экономичными и более дешевыми, а главное, более маневренными, чем базовые турбины.

Пиковые турбины работают менее 2000 ч в году и предназначены для покрытия утренних и вечерних пиков нагрузки.

Следует отметить, что часто в период своего срока службы турбины переводят из работы в базовом режиме в полупиковый, а затем пиковый режим. Так случилось с турбинами на начальные параметры

9 МПа и 500 °С, которые проектировались на работу в базовом режиме, а сейчас эксплуатируются как пиковые агрегаты.

5. По конструктивным особенностям

Одноцилиндровые турбины — все ступени размещены в одном цилиндре (корпусе), многоцилиндровые — в которых ступени размещены в нескольких корпусах.

Одновальные турбины — роторы всех цилиндров соединены между собой муфтами и имеют один генератор.

Двухвальные турбины состоят из двух параллельно расположенных одновальных агрегатов, связанных только по пару и имеющих два генератора. (В нашей стране построена одна двухвальная турбина мощностью 800 МВт).

Турбины активные и реактивные. В чистом виде такие турбины встречаются редко. Часто реактивные турбины выполняются с активной первой ступенью, а последние ступени активной турбины работают со степенью реакции 0,5 и выше.

Для обозначения типов турбин применяется специальная маркировка, указывающая тип и назначение турбины. Маркировка состоит из букв и цифр, например:

К — турбина конденсационная;

Р — турбина с противодавлением;

П — теплофикационная турбина с регулируемым промышленным отбором пара давлением 0,4—4,0 МПа;

Т — теплофикационная турбина с регулируемым теплофикационным отбором пара давлением 0,07—0,24 МПа и конденсационным потоком пара;

ПТ — теплофикационная турбина с промышленным и теплофикационным регулируемыми отборами и пропуском пара в конденсатор;

ПР — турбина с противодавлением и промышленным отбором пара.

Первое число, следующее за буквенным обозначением, показывает номинальную мощность турбины в мегаваттах. Если наряду с номинальной хотят указать и максимальную мощность турбины, то ее значение приводят в знаменателе дроби.

Следующее число означает номинальное давление пара перед турбиной в кгс/см². Для турбин с промышленными регулируемыми отборами и с противодавлением в виде дроби указывают давление пара перед турбиной, в отборе или противодавление в кгс/см².

Иногда последняя цифра обозначает номер заводской модификации турбины.

Приведем несколько примеров:

К-300-240 — конденсационная турбина номинальной мощностью 300 МВт, номинальным начальным давлением пара 240 кгс/см² (23,5 МПа).

Т-100 120-130-3 — теплофикационная турбина с теплофикационным регулируемым отбором пара, номинальной мощностью 100 МВт, максимальной — 120 МВт, номинальным начальным давлением пара

130 кгс/см² (12,7 МПа), третья заводская модификация.

ПР-25/30-90/10/0,9 — турбина с противодавлением 0,9 кгс/см² (0,088 МПа) и промышленным отбором пара, номинальной мощностью 25 МВт, максимальной — 30 МВт, с начальным давлением пара 90 кгс/см² (8,82 МПа) и давлением в промышленном отборе 10 кгс/см² (0,98 МПа).

В маркировке турбин АЭС часто указывают частоту вращения. Например, К-500-65/3000 означает, что конденсационная турбина номинальной мощностью 500 МВт выполнена на начальное давление 65 кгс/см² (6,46 МПа) и частоту вращения 3000 1/мин (50 1/с).

6.1.2. ИСТЕЧЕНИЕ ПАРА ИЗ СОПЛОВЫХ РЕШЕТОК

Процесс приобретения потоком пара в сопловых решетках определенной скорости связан с его расширением. Чтобы получить основные соотношения, характеризующие данный процесс, введем некоторые упрощения, свойственные идеальным процессам, т. е. процессам, протекающим без потерь. В частности, будем считать, что параметры потока пара остаются постоянными во времени, т. е. режим течения стационарный, и процесс истечения в канале протекает по обратимой адиабате (изоэнтропе). В случае адиабатического истечения можно считать, что согласно закону сохранения и превращения энергии изменение кинетической энергии потока в сопловой решетке (рис. 6.2), равное $\Delta l = l_1 - l_0$, имеет место из-за расширения пара в адиабатном процессе $l_{ад}$ и работы внешних сил, сообщенной пару, которую обозначим через $l_{вн}$, т. е.

$$\Delta l = l_{ад} + l_{вн} = l_1 - l_0.$$

Для 1 кг массы газа кинетическая энергия

$$l = c^2/2,$$

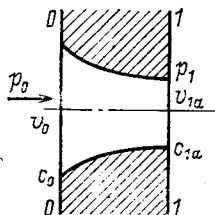


Рис. 6.2. Схема сопла.

изменение кинетической энергии потока в сопловой решетке Δl , кДж/кг,

$$\Delta l = \frac{c_{1a}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2},$$

где c_{1a} — скорость газа на выходе из сопловой решетки при адиабатном процессе расширения, м/с; c_0 — скорость газа на входе в сопловую решетку, м/с.

Работа расширения для адиабатного процесса $l_{ад}$, кДж/кг, как известно, равна разности значений внутренней энергии в начале и в конце процесса расширения

$$l_{ад} = u_0 - u_1.$$

Предположим, что сила, действующая в сечении 0—0 на площадь f_0 (рис. 6.2), вызывает перемещение пара на отрезок s_0 и сечение 1—1 площадью f_1 перемещается при этом на s_1 . Внешняя сила, действующая на площадь f_0 в сечении 0—0, равна $p_0 f_0$, где p_0 — давление пара в сечении 0—0. В этом случае при перемещении потока пара из сечения 0—0 на отрезок s_0 будет совершена работа $l_{вн 0} = p_0 f_0 s_0 = p_0 v_0$ (так как для 1 кг пара $f_0 s_0 = v_0$, м³/кг). Соответственно $l_{вн 1} = p_1 f_1 s_1$. Работа, произведенная внешними силами при перемещении пара в сечениях 0—0 и 1—1, которую называют работой проталкивания $l_{вн}$, (кг·м)/кг равна:

$$l_{вн} = l_{вн 0} - l_{вн 1} = p_0 f_0 s_0 - p_1 f_1 s_1 = p_0 v_0 - p_1 v_1.$$

Итак, соотношение

$$\Delta l = l_{ад} + l_{вн},$$

может быть представлено в виде

$$\frac{c_{1a}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = (u_0 - u_1) + p_0 v_0 - p_1 v_1.$$

Зная, что $u + p v = i$, кДж/кг, где i — энтальпия пара, имеем

$$\left(\frac{c_{1a}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} \right) = i_0 - i_{1a}. \quad (6.1)$$

Из этого соотношения следует, что в случае обратимого адиабатного процесса истечения пара увеличение кинетической энергии по-

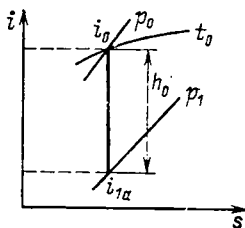


Рис. 6.3. Адиабатный процесс истечения пара в i, s -диаграмме.

тока пара равно разности энтальпий пара в начале и в конце процесса истечения. Часто разность энтальпий в адиабатном процессе $i_0 - i_{1a}$ называют располагаемым теплоперепадом, обозначая его через $h_0 = i_0 - i_{1a}$.

Данный теплоперепад удобно находить с помощью i, s -диаграммы (рис. 6.3). В этом случае, чтобы определить i_0 , нужно знать p_0, t_0 , а для нахождения i_1 — только p_1 . Скорость истечения пара из сопловой решетки может быть найдена из (6.1)

$$c_{1a} = \sqrt{2h_0 + c_0^2}. \quad (6.2)$$

Если начальная скорость пара незначительна, ею можно пренебречь и в этом случае

$$c_{1a} \approx 1,41 \sqrt{h_0}. \quad (6.3)$$

Учитывая, что $\frac{c_{1a}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = l_{ад} + l_{вн}$,

можно получить выражение для абсолютной скорости истечения пара из сопловой решетки в зависимости от параметров состояния пара.

Действительно, выражая $l_{ад}$ и $l_{вн}$ через параметры состояния, имеем

$$\begin{aligned} \frac{c_{1a}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} &= \frac{1}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_1) + \\ &+ p_0 v_0 - p_1 v_1 = \frac{k}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_1), \end{aligned}$$

откуда, если $c_0 \ll c_{1a}$,

$$c_{1a} = \sqrt{\frac{2}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} =$$

$$= \sqrt{\frac{2}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (6.4)$$

где $\varepsilon = p_1/p_0$ — степень расширения пара в сопловой решетке. Секундный объемный расход пара через сопловую решетку равен произведению площади сечения на скорость пара, т. е. это объем пара, протекающего за секунду через некоторое сечение сопловой решетки $V_c = f c$, м³/с, где c — скорость пара в данном сечении.

Секундный объемный расход пара V_c связан с массовым расходом пара G_c , кг/с, через уравнение неразрывности потока, м³/с

$$G_c v = f c,$$

где v — удельный объем пара в данном сечении сопловой решетки. Из этого уравнения $G_c = f c/v$, кг/с. Учитывая, что для адиабатного истечения

$$\frac{1}{v_1} = \frac{1}{v_0} \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{1}{v_0} \varepsilon^{\frac{1}{k}}$$

и используя выражение (6.4), массовый секундный расход для выходного сечения можно определить по формуле

$$G_{ci} = f_i \sqrt{\frac{2}{k-1} \frac{p_0}{v_0} \left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right)}. \quad (6.5)$$

Так как вдоль сопловой решетки $G_c = \text{const}$, уравнение неразрывности потока может быть представлено в дифференциальной форме

$$dG = d \frac{f c}{v} = \frac{v d(f c) - f c dv}{v^2} = 0,$$

откуда

$$\frac{df}{f} = \frac{dv}{v} - \frac{dc}{c}.$$

Это выражение показывает, что приращение площади сечения канала может иметь как положительное (расширение канала), так и отрицательное (сужение канала) значение в зависимости от того, какое из слагаемых правой части равенства больше по абсолютной величине. Таким образом, имея

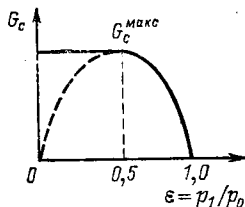


Рис. 6.4. Изменение расходов пара в зависимости от отношения давлений.

возможность увеличивать скорость и все время вызывать приращение dc/c , можно добиться такого положения, когда df/f будет менять свой знак, т. е. сечение канала сначала будет уменьшаться, а затем возрастать. В этом случае скорость пара в точке наименьшего сечения носит название критической скорости $c_{\text{крит}}$ и численно равна скорости звука в паре при данных условиях. Отсюда ясно, что сечение сопловой решетки оказывается суживающимся при дозвуковых скоростях пара и расширяющимся при сверхзвуковых.

В сопловых решетках паровых турбин давление пара на выходе из решетки меньше, чем на входе, вследствие расширения пара. Скорость же потока возрастает на выходе пара из решеток. Можно создать поток пара, в котором давление при движении пара в канале будет возрастать, а скорость уменьшаться. Такие каналы ($dc < 0$) называются диффузорами.

Из рассмотрения формулы (6.5) легко установить, что массовый расход рабочего тела в сопловой решетке заданных размеров при изменении ε имеет максимальное значение. При $\varepsilon=0$ и $\varepsilon=1$ $G_c=0$ и максимум находится в районе $\varepsilon \approx 0,5$ (рис. 6.4), после чего по теоретической кривой с уменьшением ε уменьшается до нуля [см. формулу (6.5)]. Если истечение пара идет через суживающиеся каналы, то при понижении давления пара за сопловой решеткой расход пара будет увеличиваться, возрастая от нуля до $G_c^{\text{макс}}$. Ве-

личину $G_c^{\text{макс}}$ можно найти, взяв первую производную подкоренного выражения (6.5) и приравняв ее нулю, т. е. отыскав максимум подкоренного выражения. Так, если обозначить

$$\frac{2}{\varepsilon^k} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} = A,$$

то

$$\frac{\partial A}{\partial \varepsilon} = \frac{2}{k} \varepsilon^{\frac{2-k}{k}} - \frac{k+1}{k} \varepsilon^{\frac{1}{k}} = 0,$$

откуда

$$\varepsilon_{\text{крит}} = \frac{p_{\text{крит}}}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (6.6)$$

и

$$G_c^{\text{макс}} = f \sqrt{2 \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} \frac{p_0}{v_0}}. \quad (6.7)$$

Соответствующая $\varepsilon_{\text{крит}}$ максимальная скорость c_{1a} может быть определена из выражения (6.4) с использованием выражения (6.6):

$$\begin{aligned} c_{1a}^{\text{макс}} &= \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left(1 - \varepsilon_{\text{крит}}^{\frac{k-1}{k}} \right)} = \\ &= \sqrt{2 \frac{k}{k+1} p_0 v_0}. \end{aligned} \quad (6.8)$$

Используя уравнение неразрывности, можно утверждать, что при уменьшении ε величина G_c будет изменяться по теоретической (пунктирной) кривой (рис. 6.4) в том случае, если скорость истечения c_{1a} будет расти медленнее, чем объем v_{1a} . Действительно, при $p_1 \rightarrow 0$ (если $\varepsilon_1 = p_1/p_0 = 0$) $v_{1a} \rightarrow \infty$ и в этом случае $G_c \rightarrow 0$. В реальных условиях при достижении $\varepsilon = \varepsilon_{\text{крит}}$, т. е. $p = p_{\text{крит}} = p_0 \varepsilon_{\text{крит}}$, дальнейшее изменение G_c прекращается и расход пара остается постоянным. Это происходит из-за того, что в этом случае скорость истечения пара становится равной местной скорости звука, т. е.

$$c_{1a}^{\text{макс}} = c_{\text{кр}} = c_{\text{зв}}.$$

Такой вывод легко получить из рассмотрения выражения (6.8), если вместо p_0 и v_0 подставить их

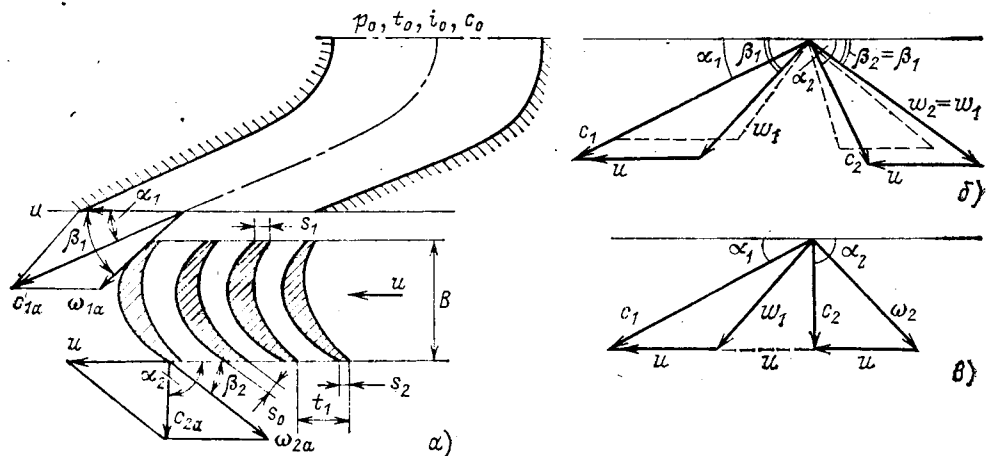


Рис. 6.7. Изменение скорости пара в каналах рабочей решетки активной ступени. а — построение треугольников скоростей; неоптимальные (б) и оптимальные (в) треугольники действительных скоростей.

это видно из выражения (6.2), также будет меньше теоретической. Скорость пара c_1 , в отличие от теоретической скорости истечения c_{1a} , называется действительной скоростью истечения пара, а отношение $c_1/c_{1a} = \varphi$ называется коэффициентом скорости.

Следовательно, $c_1 = c_{1a} \varphi$. Разность $h_0 - h_1 = \Delta h_c$, кДж/кг, представляет собой потери энергии в сопловой решетке. Так как $h_0 = i_0 - i_{1a}$ и $h_1 = i_0 - i_1$, то $\Delta h_c = h_0 - h_1 = (i_0 - i_{1a}) - (i_0 - i_1) = i_1 - i_{1a}$ (см. рис. 6.6).

Потери энергии могут быть выражены через скорости истечения пара. Для этого запишем, что $i_0 - i_{1a} = h_0 = \frac{c_{1a}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2}$ и $i_0 - i_1 = h_1 = \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2}$, откуда потери кинетической энергии в сопловой решетке

$$\Delta h_c = h_0 - h_1 = \frac{c_{1a}^2 - c_1^2}{2}. \quad (6.10)$$

Так как $c_1 = \varphi c_{1a}$, то $\Delta h_c = \frac{c_{1a}^2}{2} \times (1 - \varphi^2)$ или с учетом начальной скорости при входе в сопло

$$\Delta h_c = \left(h_0 + \frac{c_0^2}{2} \right) (1 - \varphi^2). \quad (6.11)$$

Тогда

$$\frac{\Delta h_c}{h_0 + \frac{c_0^2}{2}} = (1 - \varphi^2) = \zeta_c. \quad (6.12)$$

Величина ζ_c называется коэффициентом потери энергии. Из (6.12) следует, что

$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_c}$. Для сопл современных турбин значение коэффициента скорости колеблется в пределах 0,96—0,98 и коэффициента потери энергии 0,05—0,1.

Так как наличие потерь энергии в соплах сказывается на скорости истечения пара и на его конечных параметрах, изменяется и секундный расход пара через сопло, т. е.

$$G_c = \varphi c_1 / v_1. \quad (6.13)$$

6.1.3. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В КАНАЛАХ РАБОЧИХ РЕШЕТОК АКСИАЛЬНОЙ СТУПЕНИ

Пар, пройдя через неподвижные каналы сопловой решетки, попадает в каналы, образованные лопатками рабочего колеса. Если пренебречь потерями, возникающими при течении пара как в сопловой, так и в рабочей решетках, то схему работы пара можно рассмотреть с использованием рис. 6.7.

Пар подходит к сопловой решетке с параметрами p_0 , t_0 , i_0 и со

скоростью c_0 , часто близкой к нулю. В сопловой решетке за счет расширения пара скорость потока возрастает от c_0 до c_{1a} , температура и давление уменьшаются до p_1 , t_1 [происходит превращение потенциальной (тепловой) энергии пара в кинетическую энергию потока]. Для «безударного» (оптимального с точки зрения аэродинамики) входа пара в каналы рабочей решетки, образованные рабочими лопатками, ось сопловой решетки располагается под некоторым углом α_1 к направлению движения рабочего колеса. Попадая в каналы рабочих решеток, которые вращаются с окружной скоростью u , поток пара приобретает по отношению к ним относительную скорость w_{1a} .

Как показано на рис. 6.7,а, данную скорость можно определить в результате геометрического разложения вектора скорости пара, выходящего из сопловой решетки c_{1a} , на окружную скорость перемещения рабочей решетки u и относительную скорость входа пара на лопатки этой решетки w_{1a} . Вектор w_{1a} расположен под некоторым углом β_1 к направлению движения рабочей решетки.

Таким образом, на входе пара в рабочие лопатки получился треугольник входных скоростей (рис. 6.7,а): окружной скорости u , относительной скорости w_{1a} и скорости выхода пара из сопла c_{1a} , которую называют абсолютной скоростью пара на входе в рабочую решетку.

Отдав часть своей кинетической энергии рабочему колесу, пар выходит из решетки с некоторой относительной скоростью w_{2a} , вектор которой составляет с осью канала рабочей решетки угол β_2 . Сложив вектор w_{2a} с вектором окружной скорости рабочей решетки u , получим вектор абсолютной скорости пара на выходе из рабочей решетки c_{2a} , образующий с направлением движения решетки угол α_2 (рис. 6.7,а). Это треугольник скоростей пара на выходе из ступени.

При активном принципе работы пар в ступени расширяется только в сопловых решетках и вследствие этого в рабочей решетке давление пара перед и за решеткой, если пренебречь потерями на трение $p_1 = p_2$, одинаковое. В этом случае относительные скорости пара на выходе из решетки w_{2a} и на входе w_{1a} также будут одинаковы. Тогда работа, развиваемая паром на рабочих лопатках и равная разности кинетической энергии пара на входе и выходе из рабочего колеса, определяется изменением только абсолютной скорости пара от c_{1a} (на входе) до c_{2a} (на выходе) из ступени или

$$l_{p.a} = \frac{c_{1a}^2}{2} - \frac{c_{2a}^2}{2}. \quad (6.14)$$

При реактивном принципе работы пара в ступени пар расширяется не только в сопловой решетке, но и в рабочей и в этом случае $p_2 < p_1$, т. е. кроме разности энтальпий пара в сопловой решетке $h_{01} = i_0 - i_{1a}$ (рис. 6.8) при работе пара в реактивной ступени имеется еще разность энтальпий пара в каналах рабочих решеток $h_{02} = i_{1a} - i_{2a}$.

Этот теплоперепад расходуется на приращение кинетической энергии потока пара в рабочей решетке с ростом относительной скорости пара от w_{1a} до w_{2a} , т. е.

$$h_{02} = i_{1a} - i_{2a} = \frac{w_{2a}^2}{2} - \frac{w_{1a}^2}{2}. \quad (6.15)$$

Приращение энергии потока пара в идеальной ступени должно

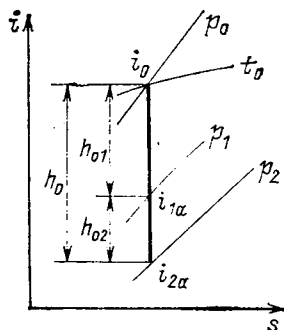


Рис. 6.8. Процесс работы пара в идеальной реактивной ступени в i, s -диаграмме.

быть передано рабочему колесу, которое в этом случае производит работу не только за счет кинетической энергии, приобретенной потоком пара в сопловых решетках, но и за счет кинетической энергии, приобретенной в рабочих решетках:

$$J_{p,p} = \left(\frac{c_{1a}^2}{2} - \frac{c_{2a}^2}{2} \right) + \left(\frac{w_{2a}^2}{2} - \frac{w_{1a}^2}{2} \right). \quad (6.16)$$

Полная разность энтальпий в реактивной ступени складывается из разности энтальпий в соплах h_{01} и рабочих лопатках h_{02} , т. е. $h_0 = h_{01} + h_{02}$. Отношение разности энтальпий на рабочих лопатках к полному значению разности энтальпий называется степенью реакции ступени и обозначается ρ , т. е.

$$\rho = \frac{h_{02}}{h_{01} + h_{02}} = \frac{h_{02}}{h_0}.$$

Степень реакции в реактивных ступенях обычно находится в пределах $\rho=0,4\div 0,6$. Рабочие ступени, для которых степень реакции мала и находится в пределах $\rho=0,1\div 0,2$, часто называют активными ступенями с небольшой степенью реакции.

6.2. ПОТЕРИ И КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Потери, возникающие при движении пара в сопловой решетке, были рассмотрены в предыдущем параграфе. Эти потери с учетом (6.11) и (6.12) равны :

$$\Delta h_c = \xi_c \left(h_0 + \frac{c_0^2}{2} \right),$$

где величина $h_0 + \frac{c_0^2}{2} = \bar{h}_0$ может

быть определена как располагаемый теплоперепад 1 кг пара в ступени турбины, от параметров торможения $\bar{p}_0$, $\bar{t}_0$ до конечных параметров пара в ступени. В i , s -диаграмме процесс работы пара в чисто активной ступени турбины

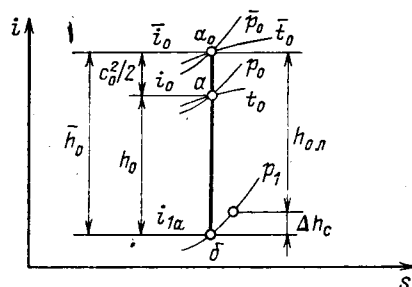


Рис. 6.9. Процесс работы пара в соплах активной ступени.

можно представить в виде, изображенном на рис. 6.9.

Кинетическую энергию $c_0^2/2$ можно считать результатом предварительного изэнтропийного расширения потока при нулевой начальной скорости от некоторой начальной энтальпии $\bar{i}_0$ до энтальпии i_0 .

Иными словами, при рассмотрении турбинной ступени можно мысленно полностью изоэнтропийно затормозить поток, движущийся со скоростью c_0 , и величину полученной энергии $c_0^2/2$ отложить в i, s -диаграмме от точки a вертикально вверх.

Процесс $a-a_0$ изображает процесс изэнтропийного торможения. Параметры в точке a_0 (рис. 6.9) называют параметрами торможения (энтальпия торможения $\bar{i}_0$, давление торможения $\bar{p}_0$ и температура торможения $\bar{t}_0$). В отличие от параметров торможения параметры в точке a называются статическими.

Если на i , s -диаграмме от точки δ отложить вверх потери энергии в сопловой решетке Δh_c , то разность $\bar{h}_0 - \Delta h_c$ будет представлять собой располагаемую энергию на входе в рабочую решетку.

При протекании потока пара по каналам рабочей решетки в ней, как и в сопловой решетке, будут иметь место потери энергии. В результате этого относительная скорость на выходе из рабочей решетки ω_2 окажется меньше, чем теоретическая, т. е. $\omega_2 < \omega_{2a}$ или $\omega_2 = \psi \omega_{2a}$, где ψ представляет собой

коэффициент скорости на лопатках.

По аналогии с потерей энергии в сопловых решетках для рабочих решеток активной ступени потеря энергии может быть определена из соотношения

$$\Delta h_{\text{л}} = \frac{w_{2a}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \frac{w_{2a}^2}{2} (1 - \psi^2), \quad (6.17)$$

или, так как в активной ступени $w_{2a} = w_1$,

$$\Delta h_{\text{л}} = \frac{w_1^2}{2} (1 - \psi^2). \quad (6.17a)$$

Коэффициент потерь энергии на лопатках рабочей решетки

$$\xi_{\text{л}} = \frac{\Delta h_{\text{л}}}{\bar{h}_0} = 1 - \psi^2. \quad (6.18)$$

Так как пар выходит из рабочей решетки с некоторой абсолютной скоростью c_2 , м/с, то поток пара уносит с собой определенное количество неиспользованной кинетической энергии

$$\Delta h_{\text{в.с}} = c_2^2/2, \quad (6.19)$$

называемое потерями с выходной скоростью. Особенность этой потери состоит в том, что в случае многоступенчатых турбин их можно частично или полностью использовать при работе пара в последующих ступенях турбины.

Отношение

$$\frac{\Delta h_{\text{в.с}}}{\bar{h}_0} = \xi_{\text{в.с}} \quad (6.20)$$

представляет собой долю располагаемой мощности, приходящуюся на выходную потерю ступени.

Таким образом, если теплоперепад, полезно превращенный в работу ступени, обозначить через $h_{\text{ил}}$, то энергетический баланс ступени может быть представлен следующим образом:

$$\bar{h}_0 = h_{\text{ил}} + \Delta h_{\text{с}} + \Delta h_{\text{л}} + \Delta h_{\text{в.с}} \quad (6.21)$$

или

$$h_{\text{ил}} = \bar{h}_0 - (\Delta h_{\text{с}} + \Delta h_{\text{л}} + \Delta h_{\text{в.с}}). \quad (6.22)$$

В i, s -диаграмме такой энергетический баланс для активной сту-

пени изображается в виде, показанном на рис. 6.10. Отношение

$\frac{h_{\text{ил}}}{\bar{h}_0} = \eta_{\text{ол}}$ называется относительным КПД на лопатках. Используя формулы (6.12), (6.18), (6.20), (6.22) можно получить, что

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{h_{\text{ил}}}{\bar{h}_0} = \frac{\bar{h}_0 - (\Delta h_{\text{с}} + \Delta h_{\text{л}} + \Delta h_{\text{в.с}})}{\bar{h}_0} = 1 - (\xi_{\text{с}} + \xi_{\text{л}} + \xi_{\text{в.с}}), \quad (6.23)$$

т. е. относительный КПД на лопатках определяется коэффициентами потерь энергии в сопловой, рабочей решетках и с выходной скоростью.

Для получения максимального $\eta_{\text{ол}}$ необходимо знать зависимость вышеуказанных коэффициентов от различных характеристик турбинной ступени, в частности от соотношения скоростей, направления их векторов и т. д.

В общем виде эта зависимость представляет собой функцию $\eta_{\text{ол}} = f(\varphi, \psi, \alpha_1, \beta_1, \beta_2, u/c_{\text{ф}})$. Коэффициенты скорости и углы наклона векторов скорости достаточно жестко определяются качеством изготовления поверхности лопаток и аэродинамическими характеристиками решеток. Наибольшее влияние из указанных величин на $\eta_{\text{ол}}$ оказывает отношение окружной скорости u к абсолютной фиктивной скорости потока пара $c_{\text{ф}}$. Фиктивную скорость получим, если представим располагаемый теплоперепад 1 кг пара в ступени $\bar{h}_0 = h_0 +$

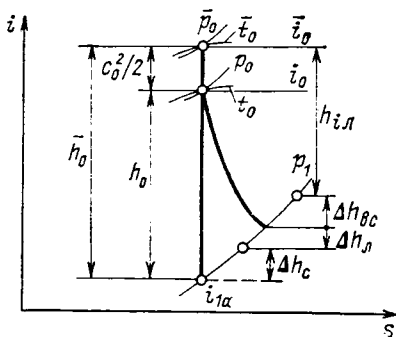


Рис. 6.10. Процесс работы пара в активной ступени.

+ в виде кинетической энергии

$h_0 = c_\phi^2/2$ (рис. 6.10), т. е. фиктивная скорость — это скорость потока, которая была бы, если весь теплоперепад срабатывался бы в сопловой решетке. С действительной скоростью выхода пара из сопловой решетки в случае чисто активной ступени фиктивная скорость связана соотношением $c_1 = \varphi c_\phi$, где φ — коэффициент скорости.

Таким образом, можно изучить влияние отношения u/c_ϕ на относительный КПД на лопатках $\eta_{0.л}$ активной ступени, рассматривая влияние на КПД отношения u/c_1 . Это влияние удобно рассмотреть для чисто активной ступени, для которой $\beta_1 = \beta_2$ и $\omega_1 = \omega_2$ и поэтому треугольники скоростей имеют вид, показанный на рис. 6.7,б.

В этом случае просто констатировать, что потери в сопловой решетке от u/c_1 не зависят, так как сопловая решетка неподвижна, а потери на лопатках с ростом u/c_1 уменьшаются, так как уменьшается относительная скорость пара ω_1 [см. рис. 6.7,б, штриховая линия и формулу (6.17 а)].

Изменение же выходных потерь при изменении u/c_1 легко установить из рассмотрения треугольников скоростей. Если, предположим, вследствие уменьшения теплоперепада ступени уменьшилась скорость c_1 , а окружная скорость u осталась без изменения, как и угол выхода потока α_1 , то отношение u/c_1 увеличится и треугольники скоростей займут положение, показанное на рис. 6.7,б штриховой линией.

Нетрудно видеть, что в этом случае угол α_2 будет больше, скорость c_2 — меньше, чем в предыдущем, и поэтому потеря с выходной скоростью $h_{вс}$ будет меньше. Наименьшая потеря будет при $\alpha_2 = 90^\circ$, так как в этом случае величина c_2 минимальна и тогда, как видно из рис. 6.7,в, должно быть

$$2u = c_1 \cos \alpha_1$$

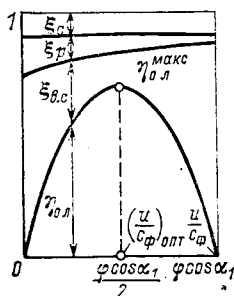


Рис. 6.11. Зависимость потерь и КПД u/c_ϕ активной ступени от отношения скоростей.

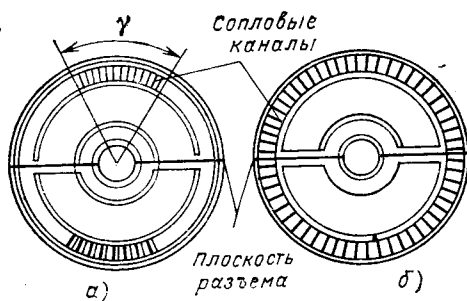


Рис. 6.12. Конструкция диафрагм с полным и парциальным подводом пара.

а — парциальный подвод пара; б — полный подвод пара.

или

$$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{опт}} = \frac{\cos \alpha_1}{2}. \quad (6.24)$$

Угол α_1 обычно не превышает 12° — 20° , поэтому минимальные потери с выходной скоростью будут при значениях $(u/c_1)_{\text{опт}} = 0,475 \div 0,485$, что соответствует $(u/c_\phi)_{\text{опт}} = 0,46 \div 0,47$. Обычно с учетом всех потерь для ступеней активного типа отношение u/c_ϕ лежит в пределах $0,42$ — $0,52$.

При отклонении режима ступени от расчетного изменяется скорость c_1 , а следовательно, и отношение u/c_1 . Поэтому экономичность ступени падает из-за сильного увеличения потерь с выходной скоростью (рис. 6.11).

Зависимость $\eta_{0.л}$ от u/c_ϕ для активной ступени показана на рис. 6.11, из которого видно, что максимальный относительный КПД на лопатках в основном определяется потерями с выходной скоростью. Для реактивных ступеней потери будут зависеть не только от угла α_1 , но и от степени реакции турбины ρ , и можно аналитически доказать, что в общем случае оптимальное отношение $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$ определяется из следующей формулы:

$$\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}. \quad (6.24 а)$$

Общая экономичность ступени определяется не только наивыгоднейшим значением $\eta_{0.л}$. Наряду с потерями энергии в соплах, лопатках и с выходной скоростью в турбинной ступени имеются еще и другие виды потерь. В ступенях паровых турбин с малым объемным про-

пуском пара, когда проходные сечения решеток и соответственно высоты лопаток малы, применяется парциальный подвод пара.

Парциальный подвод характерен также для регулирующих ступеней турбин. Такой подвод означает, что в ступени сопловая решетка занимает только часть окружности рабочего колеса (рис. 6.12, а) и пар подводится не по всей окружности, а только по дуге с углом γ . Отношение длины окружности, занятой каналами сопловых лопаток, через которые проходит пар, ко всей длине окружности называется степенью парциальности e .

При парциальном подводе пара каналы рабочих лопаток при вращении диска попеременно то заполняются струей протекающего пара, то выходят из парового потока и проходят путь в нерабочем паровом пространстве камеры ступени. При этом часть рабочей решетки, работая как вентилятор, захватывает и перемещает пар, заполняющий камеру ступени, что сопровождается затратой энергии. Возникают потери, которые называются потерями на вентиляцию Δh_v . Кроме этих потерь, в ступенях с парциальным подводом пара возникают потери на концах дуг сопловых сегментов $\Delta h_{\text{сегм}}$. Связано это с тем, что при подводе потока пара по сегменту окружности струя, выходящая из крайнего по ходу движения рабочего колеса соплового канала, отклоняется по направлению вращения колеса и как бы прилипает к стенке (рис. 6.13), т. е. часть потока пара минует каналы рабочей решетки, при-

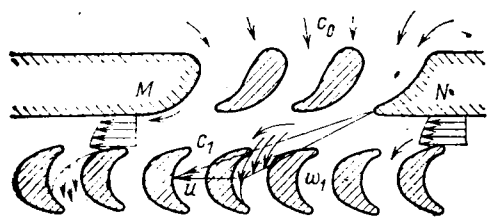


Рис. 6.13. Схема потока пара по концам дуг подвода.

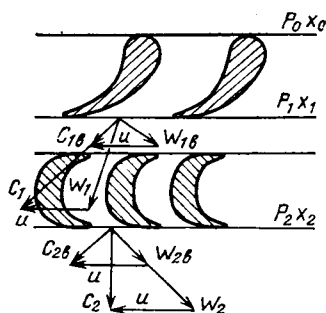


Рис. 6.14. Треугольники скоростей для паровой и водяной фаз влажного пара.

водя к потерям энергии. Наоборот, у входного конца соплового сегмента происходит эжекция пара из зазора, что также связано с дополнительными потерями. Потери на вентиляцию и на концах дуг сопловых сегментов часто объединяют и называют потерями парциального подвода пара:

$$\Delta h_{\text{парц}} = \Delta h_v + \Delta h_{\text{сегм}}$$

и $\xi_{\text{парц}} = \Delta h_{\text{парц}} / h_0 = \xi_v + \xi_{\text{сегм}}$ соответственно. При движении диска рабочего колеса в паровом объеме возникают также потери трения $\Delta h_{\text{тр.д}}$, $\xi_{\text{тр.д}}$ — коэффициент потерь трения диска. Все вышеназванные потери приводят к снижению КПД на лопатках турбины.

В ступенях турбины имеются потери от возможных утечек пара через зазоры между движущимися лопатками и неподвижным корпусом турбины $\Delta h_{\text{ут}}$ ($\xi_{\text{ут}}$), а для ступеней, работающих во влажном паре, — потери от влажности пара $\Delta h_{\text{вл}}$ ($\xi_{\text{вл}}$).

Последние потери характерны также и для турбин насыщенного пара, устанавливаемых на АЭС, и возникают от многих причин, одной из которых является то, что скорость капелек воды, покидающих сопловой аппарат, будет ниже, чем скорость пара. Если построить треугольники скоростей для паровой и водяной фаз влажного пара (рис. 6.14), легко установить, что так как скорость капелек воды $c_{1\delta}$ меньше скорости пара c_1 , они будут входить на рабочую лопатку с относительной скоростью $w_{1\delta}$, отличной от скорости пара w_1 , и ударять в спинки рабочих лопаток. Удары капелек о спинки лопаток вызывают тормозящий эффект на диске турбины, требующий для его преодоления затраты энергии.

Дополнительные потери от влажности возникают также вследствие затраты энергии на ускорение капель, на преодоление трения между каплями воды и паром и т. д.

Исследования показывают, что каждый процент влажности снижает относительный внутренний КПД ступени на 0,5—1 %.

В итоге энергетический баланс ступени с учетом перечисленных выше потерь в случае без использования потерь с выходной скоростью можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} \bar{h}_0 = & h_i + \Delta h_c + \Delta h_{л} + \Delta h_{в.с} + \\ & + \Delta h_{парц} + \Delta h_{тр.д} + \Delta h_{ут} + \Delta h_{вл}, \end{aligned}$$

где h_i — перепад энтальпий, превращенный в полезную работу ступени (полезно использованный теплоскоп). Отношение данного перепада к располагаемому $\bar{h}_0$ называется внутренним относительным КПД ступени

$$\eta_{oi}^c = \frac{h_i}{\bar{h}_0} = 1 - (\xi_c + \xi_{л} + \xi_{в.с} + \xi_{парц} + \xi_{тр.д} + \xi_{ут} + \xi_{вл}). \quad (6.25)$$

Связь между η_{oi}^c и $\eta_{ол}$ вытекает из сравнения выражений (6.23) и (6.25)

$$\eta_{oi}^c = \eta_{ол} - (\xi_{парц} + \xi_{тр.д} + \xi_{ут} + \xi_{вл}). \quad (6.26)$$

Для иллюстрации на рис. 6.15, а нанесены примерные значения $\eta_{ол}$, $\xi_{парц}$, $\xi_{тр.д}$ и η_{oi}^c (величины $\xi_{ут}$ и $\xi_{вл}$ условно приняты равными нулю и, следовательно, $\eta_{oi}^c = \eta_{ол} - \xi_{парц} - \xi_{тр.д}$). Из рассмотрения рис. 6.15, а следует, что учет потерь на трение, вентиляцию и на концах дуг сопловых сегментов приводит не только к снижению максимума КПД ступени, но и к уменьшению наивыгоднейшего значения u/c_ϕ .

При нахождении внутреннего относительного КПД реактивной ступени η_{oi}^{cp} необходимо иметь в виду, что в этих ступенях лопатки обычно закрепляются не на отдельных дисках, а на роторе, выполненном в виде барабана, из-за чего потерями на трение ротора можно пренебречь. Кроме того, так как в реактивной ступени давление

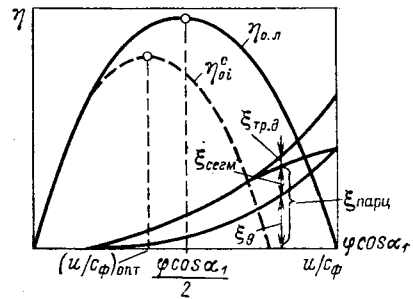


Рис. 6.15а. Сопоставление КПД $\eta_{ол}$ и η_{oi} ступени турбины.

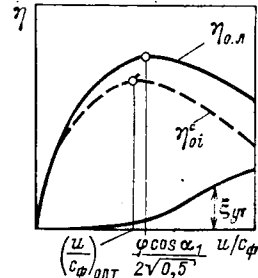


Рис. 6.15б. Зависимость КПД реактивной ступени от u/c_ϕ

по обе стороны рабочего колеса неодинаково ($p_1 > p_2$), такие ступени выполняются с полным подводом пара и степень парциальности всегда равна единице. Поэтому потери на вентиляцию и на концах дуг сопловых сегментов также отсутствуют. Определенную роль в реактивных ступенях играют потери на утечку пара $\xi_{ут}$ и от влажности пара. Характер изменения потерь на утечку пара от соотношения u/c_ϕ показан на рис. 6.15, б, из которого можно заключить, что данные потери уменьшают КПД реактивной ступени по абсолютной величине и снижают наивыгоднейшую величину u/c_ϕ .

6.3. МНОГООСТУПЕНЧАТЫЕ ТУРБИНЫ

Для того чтобы обеспечить оптимальное значение u/c_ϕ , теплоскоп в ступени при допустимых значениях окружной скорости $u = 140 \div 210$ м/с должен составлять 40—80 кДж/кг. Теплоскоп, срабатываемый в современных турбинах, составляет 1400—1600 кДж/кг,

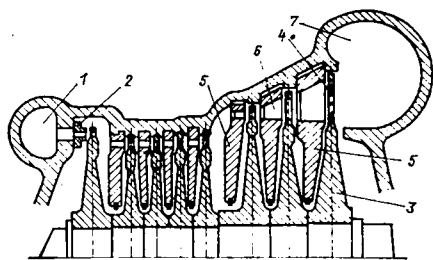


Рис. 6.16. Цилиндр турбины с активными ступенями.

и, следовательно, пар должен проходить через значительное число ступеней.

По конструктивным соображениям в одном корпусе группируют по 5—12 ступеней. Каждая такая группа называется цилиндром.

На рис. 6.16 показана конструктивная схема восьмиступенчатого цилиндра. Пар подводится в камеру 1 и затем к сопловым решеткам первой ступени 2. На вал насажены диски 3 с лопатками 4, между которыми в корпусе турбины помещены сопловые решетки промежуточных ступеней 6, расположенные в диафрагмах 5. Отработавший пар выходит через выходной патрубок 7.

На рис. 6.17 приведена i, s -диаграмма процесса расширения пара в многоступенчатом цилиндре. Потери энергии в отдельной ступени приводят к некоторому увеличению энтальпии пара на выходе из ступени и одновременно к увеличению располагаемого теплоперепада последующей ступени из-за расхождения изобар ($h_a < h_{a3}$). В результате получается, что сумма располагаемых теплоперепадов всех ступеней $\sum_{z=1}^{z=n} h_{az}$ оказывается больше рас-

полагаемого теплоперепада по энтропии $i_0 - i_{k.a} = H_a$

$$\sum_{z=1}^{z=n} h_{az} = H_a (1 + \alpha_r), \quad (6.27)$$

где $\alpha_r > 0$ называется коэффициентом возврата теплоты и определяет долю потерь, которая может быть использована в после-

дующих ступенях турбины. Это существенное преимущество многоступенчатой турбины перед одноступенчатой.

Только после регулирующей ступени и за последней ступенью каждого цилиндра кинетическая энергия практически полностью переходит в теплоту, увеличивая энтальпию потока. Важным преимуществом многоступенчатых турбин является и тот факт, что даже при умеренных окружных скоростях рабочих лопаток можно обеспечить оптимальное значение u/c_ϕ и соответственно максимальный КПД ступени, так как теплоперепад каждой ступени небольшой. В многоступенчатой турбине могут быть выполнены отборы пара для регенеративного подогрева питательной воды, что позволяет существенно повысить экономичность теплового цикла (см. гл. 8)

Перечисленные положительные факторы позволяют достигнуть в многоступенчатой турбине повышенной экономичности.

Однако следует иметь в виду, что такие турбины являются сложными и дорогими машинами, применение которых оправдывается в случае достижения необходимой экономичности. В многоступенчатых

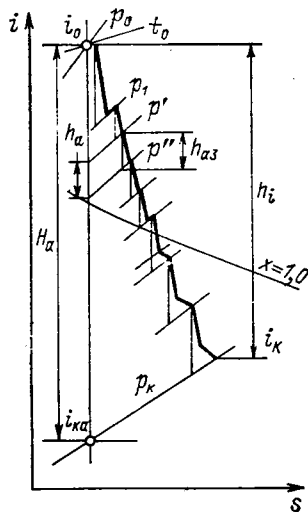


Рис. 6.17. Процесс расширения пара в многоступенчатой турбине.

турбинах возникают дополнительные потери, которых нет в одноступенчатых или которые не имеют в этих турбинах существенного значения. Прежде всего это потери от перетекания пара между ступенями турбины, утечки через уплотнения промежуточных диафрагм, концевые уплотнения и т. д.

Внутренняя мощность многоступенчатой турбины есть сумма внутренних мощностей ступеней:

$$N_i = \sum_{z=1}^{z=n} (N_i)_z, \quad (6.28)$$

где n — число ступеней; $(N_i)_z$ — внутренняя мощность z -ступени.

При использовании энергии пара в ряде последовательно располагаемых ступеней турбины кроме обычных ступеней часто применяются так называемые ступени скорости. Вызвано это тем, что при осуществлении процессов регулирования, а также при срабатывании в ступени большого теплоперепада с умеренной окружной скоростью требуется обеспечить достаточно высокий КПД ступени. Из предыдущего известно, что в случае срабатывания большого теплоперепада и соответственно роста c_f при постоянной окружной скорости отношение u/c_f уменьшается и существенно увеличиваются потери с выходной скоростью. Для того чтобы использовать эти потери кинетической энергии, можно после первого ряда рабочих лопаток расположить неподвижную поворотную решетку, т. е. решетку, в которой потоку пара с выходной скоростью c_2 придается соответствующее направление для «безударного» входа во вторую рабочую решетку и срабатывания в ней теплоперепада, обусловленного скоростью c_2 , и далее, если потребуется, таким же образом — в третью. Такого типа ступени, где при одной сопловой решетке преобразование кинетической энергии производится в нескольких рабочих решетках, называются ступенями скорости.

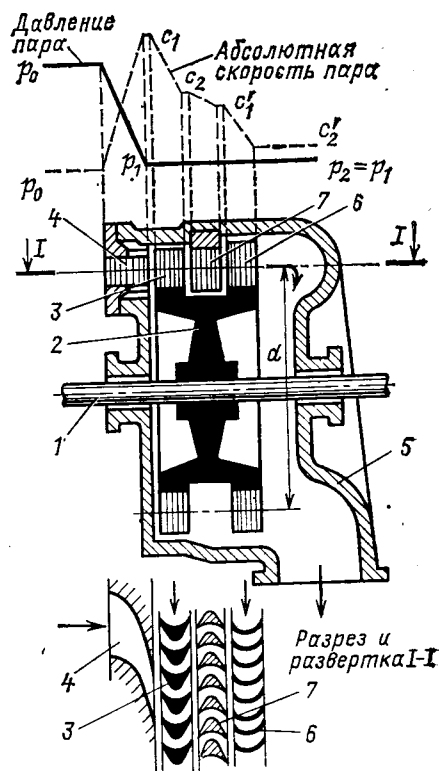


Рис. 6.18. Схема работы пара в активной турбине с двумя ступенями скорости.

1 — вал; 2 — диск (рабочее колесо); 3 — первый ряд рабочих лопаток; 4 — сопло; 5 — корпус; 6 — второй ряд рабочих лопаток; 7 — направляющие лопатки.

Чем больше срабатываемый теплоперепад в таких ступенях при заданной окружной скорости, тем большее число рядов рабочих лопаток приходится устанавливать.

Однако с ростом числа рядов (венцов) уменьшается достижимый КПД турбины, и поэтому в современных турбинах можно встретить только двухвенечные ступени скорости. В небольших турбинах, где экономичность не имеет определяющего значения, применяются также трехвенечные ступени скорости. Примером таких машин могут служить различного рода турбинные приводы вспомогательных механизмов, предназначенные для периодической кратковременной работы, когда вопросы достижения минимальной стоимости,

компактности и простоты конструкции являются более важными, чем повышение экономичности.

Принципиальная схема работы пара в таких ступенях скорости показана на рис. 6.18. На схеме приведена двухступенчатая турбина, имеющая два ряда рабочих лопаток, размещенных на одном рабочем колесе. Как видно из диаграммы давлений, приведенной на рис. 6.18, в сопловой решетке давление пара снижается сразу до конечной величины $p_1 = p_2$, равной давлению пара на выходе из турбины.

Выходная скорость пара первой ступени c_2 посредством поворотной решетки приобретает направление, которое позволяет использовать часть кинетической энергии потока пара, выходящего из первой ступени, на рабочих лопатках второй ступени, из которой пар выходит с меньшей скоростью c'_2 .

Работа пара в ступенях скорости происходит по активному принципу: давление в камере рабочего колеса, по обе его стороны, одинаково $p_1 = p_2$. В целом принципиальное различие между многоступенчатыми активными и реактивными турбинами, которое было очень заметным в первый период развития турбостроения, впоследствии значительно сгладилось и многие современные турбины выполняются со ступенями с небольшой степенью реакции в области повышенного давления пара и с реактивными ступенями в части низкого давления.

Несмотря на это, по конструктивным признакам, особенностям в методах проектирования разделение на активные и реактивные турбины сохранилось до сих пор. Поэтому, оставляя такое условное деление, будем иметь в виду, что в активных турбинах могут быть ступени, работающие со степенью реакции 0,2—0,3, под реактивными будем понимать турбины, имеющие в большинстве ступеней реакцию $p \approx 0,5$.

Схема турбины с тремя активными ступенями приведена на рис.

6.19. В такой турбине на общем валу закреплены три рабочих колеса (3, 5 и 8) с симметричными лопатками. Перед каждым колесом находятся неподвижные сопловые решетки, в которых за счет падения давления $p_0 - p_1$ и изменения энтальпии $i_0 - i_1$ происходит нарастание скорости пара от c_0 до c_1 . Из диаграммы изменения давления пара и его скорости (рис. 6.19) следует, что многоступенчатые активные турбины состоят из ряда последовательно включенных активных одноступенчатых турбин. В этом случае весь теплосоперпад, срабатываемый в турбине, распределяется по ступеням, что позволяет иметь скорости пара на выходе из ступени ниже, чем в турбине со ступенями скорости, в которой весь перепад срабатывается в сопловой решетке первой ступени. Это дает возможность получить оптимальное

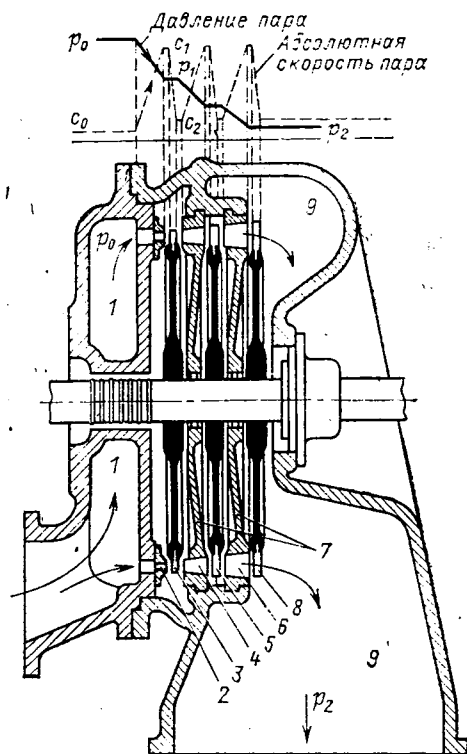


Рис. 6.19. Схема работы пара в активной турбине с тремя ступенями давления.

1, 9 — камеры свежего и отработавшего пара; 2, 4, 6 — сопла; 3, 5, 8 — рабочие колеса; 7 — диафрагма.

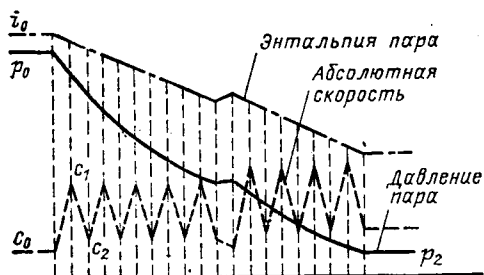


Рис. 6.20. Схема работы пара в турбине с реактивными ступенями.

соотношение u/c_{ϕ} во всех ступенях турбины. Поэтому тепловая экономичность таких турбин выше, чем экономичность турбин со ступенями скорости.

Отличием реактивной многоступенчатой турбины от активной является более плавное изменение давлений в отдельных ступенях вследствие расширения пара не только в сопловых, но и рабочих решетках (рис. 6.20). Расширение пара на рабочих лопатках связано с ростом относительных скоростей пара $w_2 > w_1$. Однако в этом случае теплоперепад, срабатываемый в сопловой решетке, как правило, уменьшается, что приводит к снижению скорости выхода c_1 и облегчает достижение требуемых значений u при максимальных значениях u/c_{ϕ} .

При конструировании многоступенчатых турбин, как уже отмечалось, применяются в одной и той же турбине последовательно активные и реактивные ступени. В таких турбинах для снижения температуры пара в головной части высокого давления, а также для большей компактности и связанного с этим уменьшения стоимости турбины первую по ходу пара ступень выполняют активной в виде ступени скорости с увеличенным теплоперепадом (145—200 кДж/кг).

Данное решение позволяет выполнить ступень с парциальным подводом пара и тем самым увеличить высоты сопл и лопаток первой ступени, что особенно важно при

высоких начальных параметрах пара. И, во-вторых, парциальный подвод пара позволяет осуществить сопловое парораспределение, что, как будет показано ниже, дает в определенных условиях лучшие показатели работы, чем другие типы парораспределения. Таким образом, первые по ходу пара в турбине ступени выполняются активными, с парциальным подводом пара и играют роль регулирующих ступеней турбин, работая в режимах с частичными нагрузками с переменным тепловым перепадом (см. § 6.4).

Следующие за регулирующей ступенью нерегулируемые ступени обычно выполняются в виде ступеней с малой степенью реакции в головной части турбины ($\rho=5-20\%$), так что их можно считать активными ступенями, и со степенью реакции $\rho=30-50\%$ в конце турбины — реактивными ступени. Увеличение степени реакции ступеней турбины по ходу пара связано со стремлением получить наибольшую экономичность турбины при максимальной компактности конструкции.

Дело в том, что по значениям оптимальных величин u/c_{ϕ} для реактивных ступеней приходится выбирать перепады теплот на ступень в 1,8—2 раза меньше, чем для активных. Это приводит к увеличению числа реактивных ступеней по сравнению с активными ступенями или, точнее, со ступенями с малой степенью реакции. С другой стороны, в области более высоких давлений ступени, работающие с большими степенями реакции, могут иметь относительное увеличение потерь на протечку пара вокруг рабочих лопаток из-за сравнительно небольшой высоты лопаток, что ухудшает η_{oi} . В области низких давлений пара, где высоты лопаток значительные, эта потеря практически исчезает и активные ступени теряют в этом отношении свое преимущество перед реактивными. Наоборот, при этих параметрах малые значения абсолютных скоростей c_1 , требуемые

условиями работы реактивных ступеней, дают возможность снизить значения потерь ζ_c и $\zeta_{\text{л}}$. Поэтому в области низких давлений реактивные ступени более целесообразны, чем активные.

При расширении пара его абсолютное давление меняется от начального (12,7—23,5 МПа) до конечного (0,0035—0,004 МПа). При этом его объем увеличивается в 1000 раз и больше. Вследствие этого с уменьшением давления должны увеличиваться и проходные сечения лопатки и сопла.

Высота лопаток определяется в зависимости от пропуска пара G_c на основании уравнения сплошности или неразрывности:

$$G_c v_2 = F c_2 \sin \alpha_2, \quad (6.29)$$

где $c_2 \sin \alpha_2$ — осевая составляющая скорости пара на выходе из рабочих лопаток; v_2 — удельный объем пара в том же сечении; F — проходное сечение рабочей решетки:

$$F = \pi D_{\text{ср}} l_{\text{л}}. \quad (6.30)$$

В формуле (6.30) $l_{\text{л}}$ — высота рабочей лопатки; $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр ступени.

Подставляя значение F из (6.30) в (6.29), получаем формулу для определения высоты лопатки:

$$l_{\text{л}} = G v_2 / c_2 \sin \alpha_2 \pi D_{\text{ср}}. \quad (6.31)$$

Таким образом, высота лопаток, зависящая от объемного пропуска $G v_2$, растет с понижением давления.

Из выражения (6.31) следует также, что высота лопаток при неизменном $G v_2$ растет с уменьшением c_2 (что всегда целесообразно) и уменьшением $D_{\text{ср}}$.

Уменьшение $D_{\text{ср}}$ не всегда целесообразно по следующим соображениям. Как указывалось в § 6.3, для обеспечения малых потерь с выходной скоростью должно выбираться оптимальное отношение $u/c_{\text{ф}}$. Для активной турбины $(u/c_{\text{ф}})_{\text{опт}} \approx 0,5$.

Так как $u = \pi D_{\text{ср}} n$ и $c_{\text{ф}} = \sqrt{2 \bar{h}_0}$, то $u/c_{\text{ф}} = \pi D_{\text{ср}} \sqrt{2 \bar{h}_0} \approx 0,5$,

$$\bar{h}_0 \approx \pi^2 D_{\text{ср}}^2 n^2 / 0,5. \quad (6.32)$$

Из (6.32) видно, что с уменьшением $D_{\text{ср}}$ примерно в 1,4 раза теплотеря в ступени уменьшается в 2 раза, что приводит к увеличению числа ступеней в турбине и ее удорожанию. На основе технико-экономических расчетов в современных турбинах для ступеней, работающих в паре высокого давления, средний диаметр ступени принимается равным 1000—1200 мм, а минимальные высоты лопаток составляют 50—60 мм.

При проектировании последних ступеней турбины, особенно самой последней, где абсолютное давление пара мало, а удельные объемы велики, возникает проблема обеспечения заданного пропуска пара при предельной высоте лопатки. Последняя определяется условиями прочности, причем нагрузка от центробежных сил на вращающуюся лопатку пропорциональна квадрату окружной скорости u .

В настоящее время лопатки последней ступени выполняются высотой около 1 м при среднем диаметре около 2,3 м и частоте вращения ротора $n = 50$ 1/с. При таких размерах окружная скорость при среднем диаметре 2,3 м

$$u = \pi \cdot 50 \cdot 2,3 = 360 \text{ м/с}.$$

При скорости истечения пара из сопла $c_1 \approx 500$ м/с, которая для суживающих сопел является практически предельной, отношение $u/c_{\text{ф}} \approx 360/500 \approx 0,72$, что значительно выше, чем оптимальное отношение $u/c_{\text{ф}}$ для активной ступени, равное примерно 0,5. Поэтому последние ступени делаются со значительной степенью реакции. В этом случае оптимальное значение $u/c_{\text{ф}}$ возрастает до 0,7—0,8, т. е. становится близким к его фактическому значению.

Для увеличения пропускной способности последних ступеней возникает необходимость принимать высокие значения c_2 , а следовательно, и $\Delta h_{\text{вс}}$. В этом случае несколько

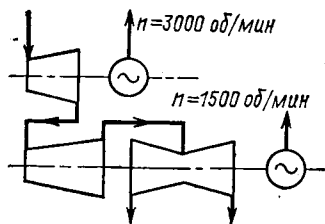


Рис. 6.21. Примерная схема двухвального турбоагрегата с валами разной быстроходности.

снижается экономичность турбины в целом.

Исходя из условий работы последних ступеней и выходного патрубка турбины, потери с выходной скоростью принимаются в пределах изменения $c_2 = 250 + 310$ м/с.

Если пропускная способность последней ступени недостаточна, то для увеличения пропускной способности турбины в цилиндре низкого давления приходится дублировать последние ступени, применяя двухпоточный цилиндр низкого давления (рис. 6.21) или два и даже три таких цилиндра. Известные преимущества может также дать разделение проточной части турбины на два вала, из которых на быстроходном валу ($n = 50$ 1/с) размещаются ступени высоких параметров, а на втором тихоходном валу ($n = 25$ 1/с) — ступени низкого давления. Снижение быстроходности вала ЦНД в два раза позволяет увеличить пропускную способность турбины, а следовательно, и мощность примерно в 4 раза, что при выполнении ее двухпоточной может обеспечить использование глубокого вакуума

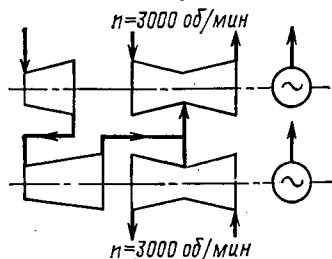


Рис. 6.22. Примерная схема двухвального турбоагрегата с перекрестным распределением потоков пара.

при умеренных значениях выходных потерь $\Delta h_{вс}$.

Примерная схема такой турбины с валами разной быстроходности показана на рис. 6.21. Разделение мощности между верхним (быстроходным) и нижним валом может быть различным, обычно оно находится в пределах 1:3, 2:3 или 1:1. Однако для мощных турбин (800 МВт и более) выполнение нижнего вала на 25 1/с приводит к чрезвычайно громоздкой и дорогой конструкции турбины.

В этих условиях двухвальная турбина применяется с перекрестным парораспределением между ступенями турбин, размещенными на валах с одинаковой частотой вращения ($n = 50$ 1/с) (рис. 6.22). При такой схеме использования потока пара имеется возможность получения достаточной экономичности в ступенях как высоких, так и низких параметров. В ступенях высоких параметров быстроходность обеспечивает большие расходы пара, а в ступенях низких параметров увеличивает число выхлопных ступеней предельной мощности при уменьшении их размеров.

На АЭС с ВВЭР, где турбины имеют малые тепловые перепады и сравнительно большая доля выходных потерь, для улучшения показателей экономичности и снижения числа цилиндров может быть выгодно применение тихоходных турбин ($n = 25$ 1/с) с четырехполосным генератором.

6.4. ОРГАНЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ

6.4.1. ОРГАНЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Изменение расхода пара, проходящего через турбину в зависимости от ее нагрузки (мощности), осуществляется системами парораспределения и регулирования турбины.

Система парораспределения состоит из клапанов и связанных с ними трубопроводов для подвода пара к турбине. Система регулирования состоит из регуляторов и устройств, передающих необходимые

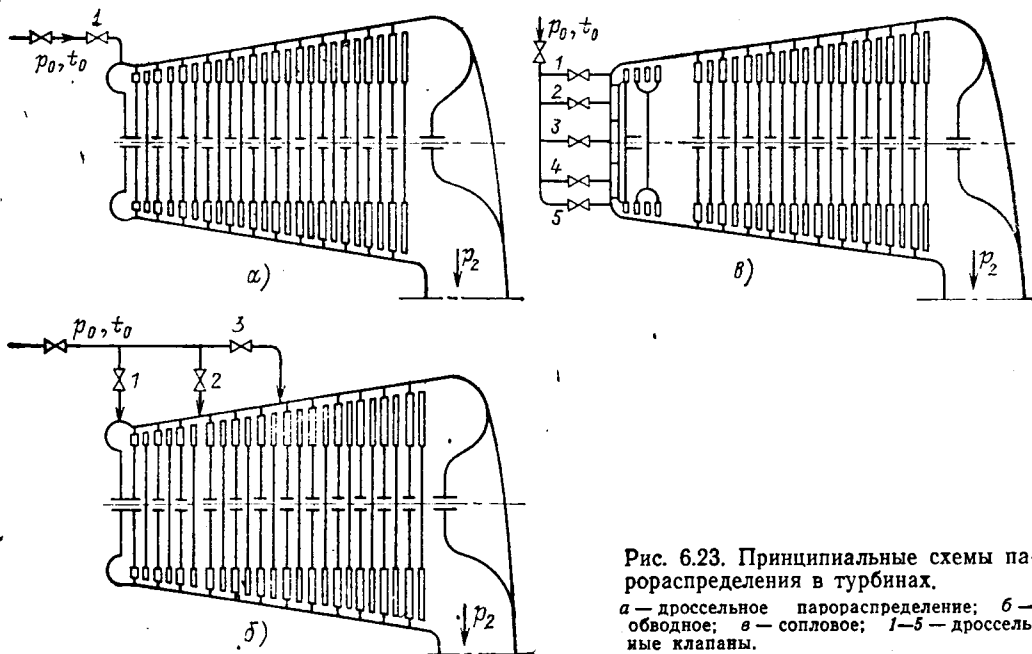


Рис. 6.23. Принципиальные схемы парораспределения в турбинах.

а — дроссельное парораспределение; *б* — обводное; *в* — сопловое; 1–5 — дроссельные клапаны.

воздействия на органы парораспределения, т. е. клапана.

Обычно различают три метода парораспределения: дроссельное, обводное (или байпасное) и сопловое (рис. 6.23).

При дроссельном парораспределении свежий пар при впуске в первую ступень турбины проходит через специальный клапан, осуществляющий дросселирование всего количества свежего пара, т. е. снижение давления при $i = \text{const}$ (рис. 6.23, *а*).

При обводном парораспределении пар подается через дроссельные клапаны к первой и к одной (или нескольким) последующим ступеням турбины (рис. 6.23, *б*).

При сопловом парораспределении пар проходит через несколько параллельно установленных и последовательно включенных клапанов, подводящих пар к соплам первой ступени турбины (рис. 6.23, *в*). В зависимости от числа открытых клапанов меняется число сопл, через которые поступает пар к первой (регулирующей) ступени турбины.

В современных турбинах применяется только сопловое и дроссель-

ное парораспределение. Процесс расширения пара при экономической (расчетной) мощности турбины в случае дроссельного парораспределения может быть представлен в i, s -диаграмме линией (ab) (рис. 6.24). В этом случае располагаемый теплоперепад H_0 , а использованный — H_i .

При необходимости снизить мощность, а следовательно, и расход пара через турбину меняют степень открытия регулирующего дроссельного клапана, что приводит к процессу снижения давления пара за клапаном при $i = \text{const}$, вследствие чего уменьшается как располагаемый H'_0 , так и использованный H'_i теплоперепад (линия cd на

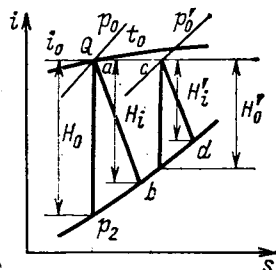


Рис. 6.24. Процесс работы пара в турбине при дроссельном парораспределении.

рис. 6.24). Отношение $\eta_{др} = H'_0/H_0$ носит название коэффициента дросселирования. Очевидно, что при уменьшении нагрузки турбины ее внутренний относительный КПД равен

$$\eta'_{oi} = \frac{H'_i}{H_0} = \frac{H'_i}{H'_0} \frac{H'_0}{H_0} = \eta_{oi}^{cd} \eta_{др} \quad (6.33)$$

Величина η_{oi}^{cd} показывает степень совершенства работы проточной части турбины при уменьшении расхода пара. Обычно $\eta_{oi}^{cd} < \eta_{oi}^{ab}$, но если бы даже это ухудшение не имело места, все равно экономичность работы турбины при снижении мощности при дроссельном парораспределении уменьшалась бы за счет влияния $\eta_{др}$, причем особенно резкое снижение $\eta_{др}$ имеет место при существенных изменениях нагрузки турбин (больше 30—40%). Поэтому применение этого вида парораспределения целесообразно в случае работы турбины в базовой части графика нагрузок, т. е. в условиях относительно небольших отклонений нагрузки от расчетной величины. При сопловом парораспределении в условиях сниженных нагрузок один или два клапана могут быть полностью закрыты и дальнейшее регулирование расхода пара производится путем частичного открытия одного клапана, благодаря чему дросселированию подвергается относительно небольшое количество пара (в зависимости от числа клапанов). В итоге обычно экономичность турбины с сопловым парораспределением на частичных нагрузках оказывается выше, чем в случае дроссельного парораспределения. Исключения могут быть при дроссельном парораспределении и регулировании турбины со скользящим давлением свежего пара. При полной же нагрузке турбины потери во всех клапанах при сопловом парораспределении в сумме больше, чем потери в дроссельном клапане, и экономичность работы турбины

выше в этом случае при дроссельном парораспределении.

6.4.2. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИНЫ

Регулирование турбины должно обеспечивать органами парораспределения изменение расхода пара при изменении нагрузки турбины. Обычно для этих целей используется зависимость изменения частоты вращения от мощности (нагрузки) турбины, т. е. $n = f(N)$. Эту зависимость называют статической характеристикой регулирования турбины, причем ее форма зависит от свойств и типа системы автоматического регулирования турбины.

Примерный вид статической характеристики показан на рис. 6.25 (линия ab). На рис. 6.26 показана одна из простейших механических схем автоматического регулирования турбины, имеющей статическую характеристику типа приведенной на рис. 6.25.

В такой схеме регулирования движение штока регулирующего клапана 1 осуществляется посредством масляного привода, называемого сервомотором. Последний представляет собой цилиндр 3, в котором под действием давления масла перемещается поршень 2, связанный с регулирующим клапаном. Масло в сервомотор подается масляным насосом 5 через маслопровод 6 и золотниковую коробку 4.

При среднем положении цилиндрического золотника 7 доступ масла к обеим полостям цилиндра сервомотора закрыт и поршень находится в определенном положении, соответствующем равенству нагруз-

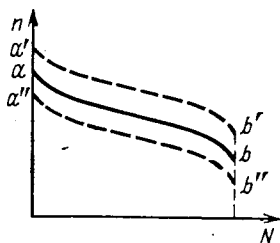


Рис. 6.25. Изменение расположения статической характеристики регулирования.

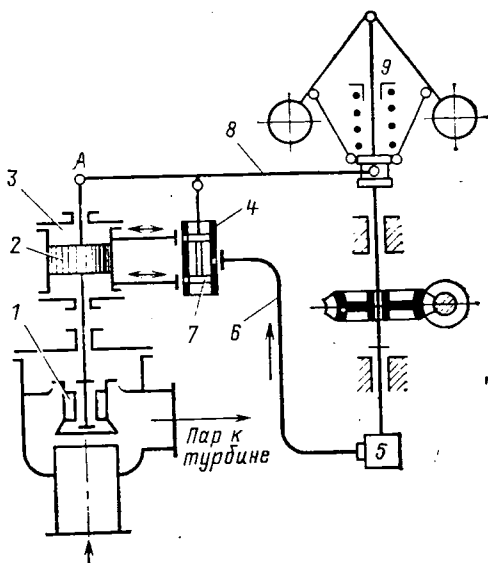


Рис. 6.26. Принципиальная механическая схема регулирования паровой турбины.

ки и мощности, развиваемой турбиной. Изменение положения муфты центробежного регулятора скорости 9 приводит благодаря рычагу 8 к перемещению золотника 7. Это перемещение приводит в действие из-за поступления масла поршень сервомотора, т. е. регулятор не перемещает непосредственно клапаны парораспределения, а лишь управляет подачей масла. Конец рычага 8 соединен в точке А со штоком регулирующего клапана, что обеспечивает обратную связь золотника с сервомотором.

Рассмотрим действие регулятора при изменении нагрузки турбины на величину ΔN при индивидуальной работе турбины на потребителя. При снижении нагрузки нарушится равенство вращающего момента на валу турбины и реактивного момента генератора, в результате чего частота вращения турбины увеличится. На увеличение частоты вращения будет реагировать центробежный регулятор, грузы которого разойдутся и муфта регулятора переместится вверх, увлекая за собой через рычаг 8 золотник 7. Масло от насоса поступит в верхнюю полость сервомотора и его поршень начнет двигаться вниз, прикрывая связан-

ным с ним регулирующим клапаном доступ пара к турбине. При этом точка А также начнет перемещаться вниз и через рычаг 8 вернет золотник 7 в первоначальное положение, т. е. сработает обратная связь и установится новое устойчивое положение поршня сервомотора при среднем положении золотника 7, соответствующее новому равновесию между сниженной нагрузкой и уменьшенной мощностью турбины.

В схеме регулирования предусмотрено устройство 9, называемое синхронизатором. Привод синхронизатора осуществляется либо вручную от маховичка, либо с помощью специального небольшого электромоторчика с дистанционным управлением с главного электрического щита управления блоком. Синхронизатором можно принудительно изменять положение муфты регулятора, т. е. положение статической характеристики регулирования (это показано на рис. 6.25 пунктиром). Таким образом, мы можем менять частоту вращения турбины без изменения ее мощности. Такое изменение применяется обычно при синхронизации электрических генераторов на холостом ходу.

При работе генераторов переменного тока в мощной электрической системе частота вращения агрегатов определяется частотой электрического тока в системе, и так как частота тока в системе практически постоянна, то и турбина при любых нагрузках должна работать с постоянной частотой вращения. В этом случае при существенном изменении нагрузки может происходить незначительное изменение частоты, определяемое степенью крутизны статических характеристик турбины или степенью неравномерности статической характеристики. Если обозначить частоту вращения турбины при данной статической характеристике для холостого хода $n_{хх}$ и для номинальной нагрузки $n_{ном}$, то степень неравномерности $\delta = \frac{n_{хх} - n_{ном}}{n_{ср}}$, где сред-

Обычно величина H_i определяется для расчетного режима работы турбины с наименьшими потерями или при оптимальных значениях η_{0i} . Такой режим называют расчетным или экономическим. При отклонении нагрузки (мощности) турбины от расчетной (экономической) не только изменяется расход пара, но и ухудшается экономичность ее работы. Изменение расхода пара через турбину вызывает перераспределение давлений и перепадов тепла в ее отдельных ступенях. Приближенная зависимость между расходом пара и его давлением в отдельных ступенях рассчитывается по формуле

$$\frac{G_0}{G_0^{\text{ЭК}}} \approx \sqrt{\frac{T_0^{\text{ЭК}}}{T_0}} \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{02}^2}{p_{\text{ЭК}1}^2 - p_{\text{ЭК}2}^2}}, \quad (6.35)$$

где $G_0^{\text{ЭК}}$ и G_0 — расход пара через турбину (или отсек турбины) в расчетном и рассматриваемом режимах; $T_0^{\text{ЭК}}$ и T_0 — абсолютная температура пара перед соплами в расчетном и рассматриваемом режимах; $p_{\text{ЭК}1}$ и p_{01} — давление пара перед соплами в расчетном и рассматриваемом режимах; $p_{\text{ЭК}2}$ и p_{02} — давление пара за рабочими лопатками рассматриваемого отсека турбины (или всей турбины) в расчетном и рассматриваемом режимах.

Отношение $T_0^{\text{ЭК}}/T_0$ обычно близко к единице, поэтому формулу (6.35) часто представляют в виде

$$\frac{G_0}{G_0^{\text{ЭК}}} \approx \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{02}^2}{p_{\text{ЭК}1}^2 - p_{\text{ЭК}2}^2}}, \quad (6.36)$$

откуда, зная числовые значения G и p для расчетного режима, легко получить, что

$$p_{01}^2 = p_{02}^2 + \frac{p_{\text{ЭК}1}^2 - p_{\text{ЭК}2}^2}{(G_0^{\text{ЭК}})^2} G_0^2, \quad (6.37)$$

или

$$p_{01}^2 \approx p_{02}^2 + k^2 G_0^2, \quad (6.38)$$

где

$$k = \sqrt{\frac{p_{\text{ЭК}1}^2 - p_{\text{ЭК}2}^2}{(G_0^{\text{ЭК}})^2}}. \quad (6.39)$$

Если величина p_{02} мала по сравнению с p_{01} , что обычно имеет место при рассмотрении переменного режима работы конденсационной турбины в целом, то вместо формулы (6.38) можно получить более простое соотношение

$$p_{01} \approx k G_0. \quad (6.40)$$

Формула (6.40) показывает, что давление пара перед любой ступенью турбины пропорционально расходу пара через эту ступень. На этом основании зависимость давлений перед отдельными ступенями турбины от расхода пара может быть представлена графически в виде, показанном на рис. 6.28, на котором p_{01}^I , p_{01}^{II} и p_{01}^{III} обозначают изменение давления пара перед ступенями I, II, III в зависимости от расхода пара G_0 через соответствующую ступень турбины.

Диаграмма изменения давлений в камере регулирующей ступени при сопловом парораспределении показана на рис. 6.29. На этой диаграмме линия ok показывает изменение давления за рабочим колесом регулирующей ступени (т. е. перед соплами первой нерегулируемой

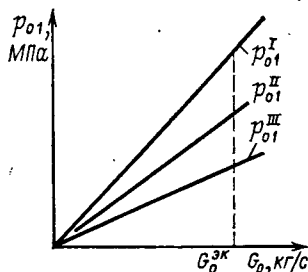


Рис. 6.28. График изменения давления перед ступенями турбины в зависимости от расхода пара.

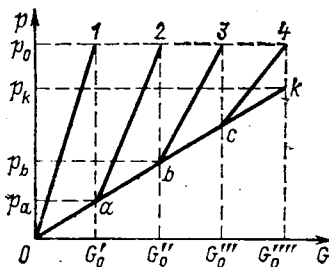


Рис. 6.29. Диаграмма изменения давлений в камере регулирующей ступени.

ступени) в зависимости от расхода пара через турбину. При четырех регулирующих клапанах (рис. 6.29) по мере открытия клапана *1* давление перед первой группой сопел регулирующей ступени меняется по линии *0-1*, т. е. при расходах пара от 0 до G'_0 в клапане *1* имеет место дросселирование пара от p_0 до величины, определяемой ординатами линии *0-1*. В точке *1* при расходе G'_0 дросселирование в этом клапане прекращается и начинается открытие клапана *2*, за которым давление по мере его открытия будет меняться по линии *a-2*, т. е. от p_a до p_0 . При полностью открытом втором клапане расход пара через турбину увеличится до G''_0 . При этом перепад давлений на группе сопел, обслуживаемых полностью открытым клапаном *1*, будет уменьшаться от $\Delta p' = p_0 - p_a$ до $\Delta p'' = p_0 - p_b$. Затем начнет открываться клапан *3* и т. д. Как показано на рис. 6.29, после полного открытия всех четырех клапанов расход пара достигнет максимальной величины G'''_0 , давление перед соплами первой нерегулируемой ступени будет максимально и равно p_k , а перепад давлений в соплах регулирующей ступени во всех камерах достигает наименьшей величины $\Delta p'''' = p_0 - p_k$.

Соответственно изменениям перепада давлений в регулирующей ступени меняется и теплоперепад в этой ступени, т. е. при полностью открытом клапане *1* теплоперепад наибольший. Изменение теплоперепада в зависимости от отношения давлений в камере регулирующей

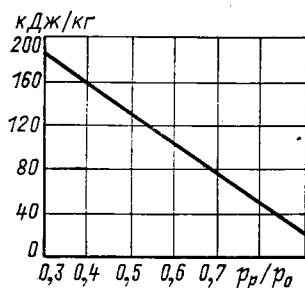


Рис. 6.30. Изменение разности энтальпий в регулирующей ступени.

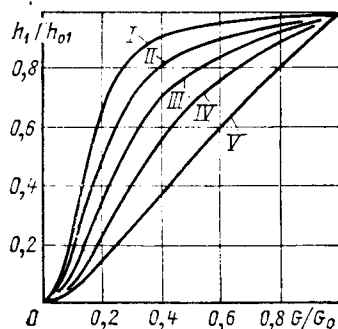


Рис. 6.31. Изменение разности энтальпий в нерегулируемых ступенях.

ступени p_p к давлению пара перед соплом p_0 показано на рис. 6.30. При этом изменяется и внутренний относительный КПД ступени.

Для остальных ступеней турбины наблюдаются несколько иные закономерности. Так, на рис. 6.31 показано относительное изменение разности энтальпий в зависимости от относительного расхода пара для нерегулируемых ступеней. Этот график составлен для турбины с числом ступеней, равным пяти, при допущении равенства теплоперепада во всех ступенях при полном пропуске пара. Как видно из рисунка, теплоперепады в первых нерегулируемых, а также промежуточных ступенях турбин в довольно широких изменениях пропусков пара (до $G/G_0 = 0,4$) изменяются мало, т. е. практически постоянны (линии *I*, *II*, *III* на рис. 6.31).

Только для последних ступеней (линии *IV* и *V* на рис. 6.31) изменение расхода пара приводит к пропорциональному изменению теплоперепадов на ступень. Следствием этого является большая устойчивость внутреннего относительного КПД для большинства нерегулируемых ступеней, практически не меняющегося для расходов пара, снижающихся примерно от расчетного до 0,4. В противоположность этому КПД последних ступеней из-за нарушения наивыгоднейшего отношения $u/c_{ф}$, связанного с резким изменением разности энтальпий в ступени, может существенно меняться.

Таким образом, изменение расхода пара при работе турбины с переменными нагрузками связано с существенным изменением теплоперепадов и экономичности регулирующей и последних ступеней турбин и относительно мало сказывается на нерегулируемых промежуточных ступенях как по теплоперепаду, так и по экономичности.

При эксплуатации турбин параметры свежего пара и давления в контрольных ступенях турбины должны поддерживаться в пределах, заданных инструкциями. При повышении давлений в контрольных ступенях турбины на 5% по отношению к номинальным необходимо производить промывку турбины от отложений в проточной части влажным паром на ходу со снижением нагрузки.

Надежная и безаварийная работа турбины поддерживается системой автоматического регулирования турбины, включая автомат безопасности, прекращающий доступ пара в турбину при повышении частоты вращения, превышающей на 11—12% номинальную и при падении давления масла в системе регулирования до 0,3 МПа. Кроме автомата безопасности надежная работа турбины обеспечивается следующими автоматически действующими защитными устройствами:

паромасляный регулятор (реле) для автоматического включения вспомогательного масляного насоса при недопустимом (опасном) снижении давления масла в системе смазки турбины;

реле осевого сдвига, останавливающее турбину путем закрытия стопорного клапана при осевом смещении ротора на расстояние, угрожающее задеванием вращающихся частей за неподвижные;

вакуум-реле (реле давления), останавливающее турбину при быстром росте давления в конденсаторе;

атмосферный предохранительный клапан в виде диафрагмы, автоматически открывающийся (разрыв диафрагмы) при недопустимом повышении давления в конденсаторе при отказе в работе вакуум-реле;

клапаны обратные соленоидные, предназначенные для защиты турбины от разгона обратным потоком пара из присоединенных трубопроводов и подогревателей при сбросе электрической нагрузки. При отключении нагрузки масляным выключателем генератора замыкаются контакты, приводящие в действие электромагнитный механизм, освобождающий пружинные запорные устройства обратных клапанов, чем обеспечивается их принудительное закрытие;

отсекающие автоматические клапаны, защищающие турбину от разгона потоком пара из контура вторичного перегрева при сбросах нагрузки. Отсекающие клапаны прекращают доступ пара в турбину при увеличении частоты вращения на 5—6% номинальной и переключают контур вторичного перегрева на сброс пара в конденсатор.

Кроме этих устройств имеются и другие, назначение которых — обеспечение надежной эксплуатации турбин.

6.5. КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН И ИХ ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Паровая турбина представляет собой сложный агрегат. Основными элементами турбины являются корпуса с органами парораспределения, проточная часть, ротор, подшипники и уплотнения. Краткая характеристика этих элементов приводится ниже.

6.5.1. КОРПУСА (ЦИЛИНДРЫ) ТУРБИНЫ

Конденсационные турбины небольшой мощности (примерно до 50 МВт) выполняются в одном цилиндре (рис. 6.32,а). Такие турбины соединяются с электрическим генератором или приводной машиной, как правило, со стороны выхода пара. В многоцилиндровых обновляемых агрегатах цилиндры обычно рас-

полагаются по потоку пара, т. е. сначала цилиндр высокого давления (ЦВД), затем цилиндр среднего давления (ЦСД) и один или несколько цилиндров низкого давления (ЦНД), после чего устанавливается генератор (рис. 6.32, б, г, д).

В настоящее время большинство одновалвных агрегатов проектируется не более чем с четырьмя цилиндрами. В этом случае валопровод, состоящий из основных элементов —

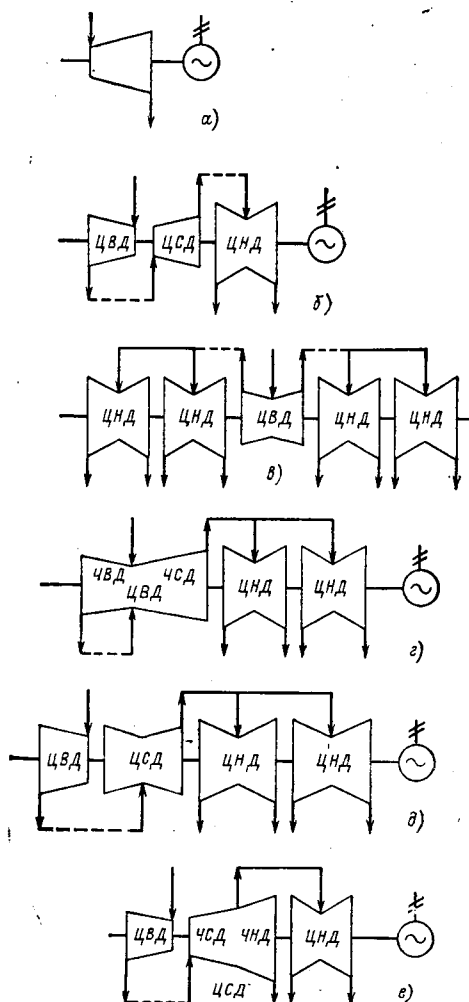


Рис. 6.32. Типичные схемы направления потока пара в одновалвных турбинах.

а — одноцилиндровая конструкция; б — многоцилиндровая конструкция с последовательным расположением цилиндров и противоположным направлением потоков в ЦВД и ЦСД; в — то же с первым цилиндром в средней части агрегата; г — то же с подводом пара в среднюю часть ЦВД; д — то же с двухпоточным ЦСД; е — то же с нечетным числом потоков ЦНД.

ротора турбины и ротора генератора, имеет пять основных участков. В мощных агрегатах с пятицилиндровыми турбинами встречаются валопроводы из шести участков (рис. 6.32, в). К ним относятся, в частности, турбины К-800-240 и К-1200-240.

Увеличение числа цилиндров связано с увеличением числа опор-подшипников, числа соединений роторов-муфт. При этом возрастают требования к точности монтажа агрегата, к балансировке роторов, к жесткости фундамента и т. д., что в конечном счете вызывает повышенные трудности обеспечения надежности всего турбоагрегата.

Направление потоков пара в многоцилиндровой турбине определяется рядом факторов — уменьшением усилий, действующих на упорный подшипник, сокращением взаимных осевых перемещений валопровода, уменьшением тепловых деформаций, расположением органов парораспределения и т. д.

Обычно стремятся организовать противоположное направление потоков пара (рис. 6.32, б) с тем, чтобы в значительной степени уравновесить осевые усилия.

В некоторых турбинах части низкого давления выполняются с нечетным числом потоков (рис. 6.32, е). Примером этого являются турбины К-300-240 Ленинградского металлического завода (ЛМЗ) и Харьковского турбинного завода (ХТЗ), где имеются три потока ЦНД. При мощности турбины 300 МВт это решение целесообразно, так как сокращение потоков ЦНД до двух увеличило бы потери с выходной скоростью примерно вдвое; в 1,5 раза повысило бы полное усилие, действующее на рабочие лопатки ЦНД. Выполнение турбины К-300-240 с четырьмя потоками ЦНД требовало бы еще одного цилиндра и заметно повысило бы стоимость установки. Однако нельзя не отметить, что нечетное число потоков требует, как в данном случае, совмещения в одном цилиндре частей низкого и среднего давления,

чему присущи сложная организация входа пара в ЧНД.

Цилиндры турбины могут выполняться одностенными (однокорпусными) с установкой диафрагм прямо в корпусе или с обоями, в каждой из которых располагается несколько диафрагм, и двухстенными (двухкорпусными). В последнем случае свежий пар подводится во внутренний корпус, выполненный из высоколегированной стали. Такая конструкция применяется, как правило, для ЦВД и ЦСД, в которые поступает пар высоких параметров.

Между внутренним и наружным корпусами находится пар средних параметров, поступающий от одной из промежуточных ступеней турбины. Поэтому двухстенная конструкция цилиндра позволяет разделить перепад давления и, главное, температурный перепад между корпусами и тем самым уменьшить коробление их. Толщина стенок и размеры фланцевых соединений как внутреннего, так и наружного корпусов получаются значительно меньшими, чем в однослойном корпусе, что позволяет ускорять пуск турбины. Наружный корпус в этом случае может быть изготовлен из углеродистой стали.

подавляющее большинство корпусов высокого давления имеет горизонтальный разъем, плотность которого обеспечивается толстыми фланцами, в которых, однако, во время пуска могут возникнуть недопустимые разности температур. Чтобы этого избежать, во время пуска фланцы турбины обогреваются (чаще всего паром, подаваемым в специальные короба).

В ЦСД внутренние корпуса обычно выполняются после промпрегрева в зоне высоких температур, а также в двухпоточных ЦСД. В ЧНД возможно простое выполнение цилиндра однопоточного и двухпоточного типа.

Корпуса высокого давления обычно не имеют вертикального разъема, поскольку обеспечить плотность на так называемом кресте — месте

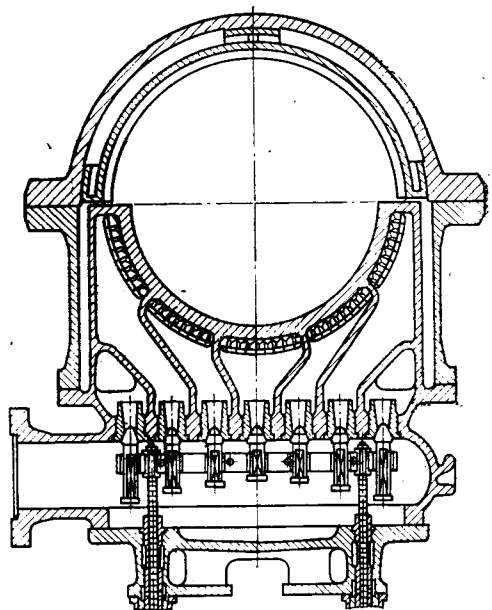


Рис. 6.33. Поперечный разрез по клапанной и сопловым коробкам турбины.

пересечения вертикального и горизонтального разъемов — при высоком давлении довольно трудно. В то же время в ЦСД, а также в одноцилиндровых турбинах имеются вертикальные фланцы, которые облегчают изготовление корпуса. В ЧНД вертикальное разделение корпуса связано главным образом с необходимостью уменьшения его габаритов для облегчения транспортировки.

Корпуса высокого и среднего давления выполняются литыми из высоколегированных сталей, иногда сварно-литыми. Корпуса ЧНД, а также выходные патрубки большинства конденсационных турбин выполняются сварными из листовой углеродистой стали.

Подвод пара в ЦВД осуществляется сопловыми коробками, применяемыми не только при сопловом, но отчасти и при дроссельном парораспределении. Сопловые коробки могут быть цельными с общим подводом от клапанной коробки и разделенными перегородками на сопловые сегменты (рис. 6.33). В мощных турбинах, как и в большинстве тур-

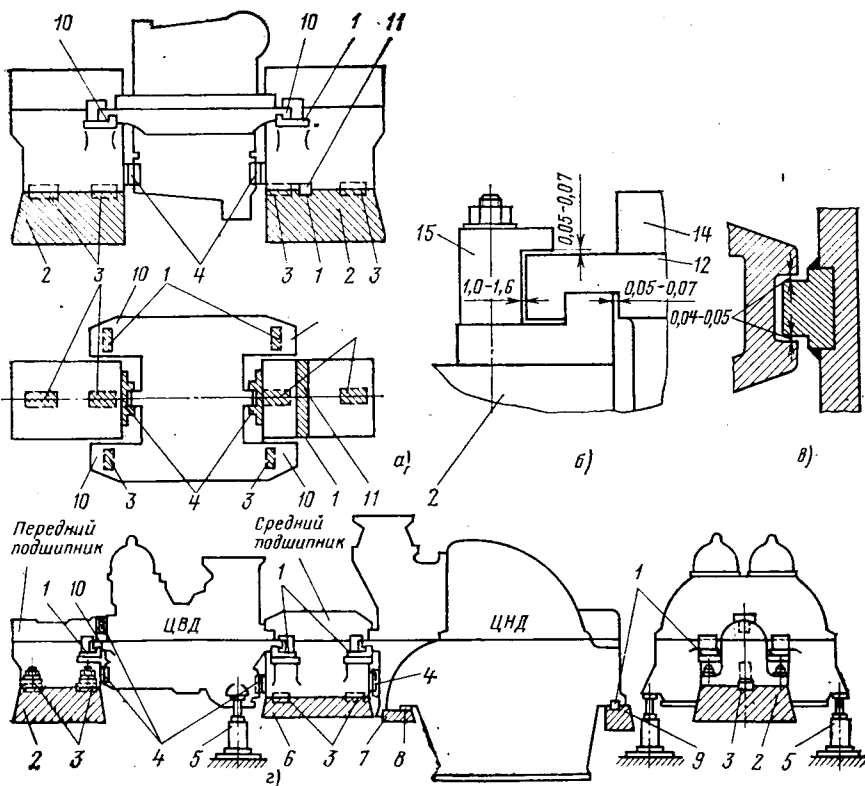


Рис. 6.34. Различные схемы опирания цилиндров турбин.

а — турбина с противодавлением; б — лампа опирания корпуса турбины на стул подшипника, применяемая в турбинах ЛМЗ; в — вертикальная шпонка между корпусом турбины и стулом подшипника; г — двухцилиндровая конденсационная турбина; 1 — поперечные шпонки; 2—б, 7 и 9 — фундаментные рамы; 10 — лапы цилиндра; 11 — мертвая точка (фикс-пункт) системы неподвижных частей турбины относительно фундамента; 12 — корпус (стул) подшипника; 13 — лапа нижней половины цилиндра; 14 — горизонтальный фланец верхней половины цилиндра; 15 — прижимные скобы.

бин с сопловым парораспределением, каждый регулирующий клапан имеет свою сопловую коробку. Для уменьшения потерь энергии по концам сопловых сегментов стремятся эти коробки расположить как можно ближе друг к другу. Наиболее удачна конструкция сопловой коробки, когда максимальная парциальность близка к единице и потери от частичного подвода при всех открытых клапанах практически отсутствуют.

Одним из важнейших вопросов конструирования турбин является вопрос об организации их тепловых расширений и опирания. Малые зазоры в уплотнениях и проточной части, далеко не всегда симметричная конструкция, высокие температуры и

очень большая длина турбоагрегата требуют тщательного подхода к решению этой задачи.

Простейшая одноцилиндровая турбина с противодавлением обычно имеет корпус, свободно опирающийся на корпуса (стулья) подшипников и непосредственно не связанный с фундаментом (рис. 6.34,а). Это опирание производится с помощью лап (рис. 6.34,б), лежащих на стульях подшипников почти на уровне горизонтального разъема. Между лапами и стульями подшипников закладываются поперечные шпонки — 1, организующие поперечное расширение корпуса относительно оси машины. Во многих случаях имеются нижние вертикальные (радиальные) шпонки — 4, служащие

этой же цели (рис. 6.34,в). Корпус переднего подшипника, а также корпус заднего подшипника турбины свободно размещается на фундаментной плите с продольными шпонками — 3 в осевой плоскости турбины. Между корпусом заднего подшипника и фундаментной плитой имеются поперечные шпонки — 1; пересечение линий этих поперечных шпонок с вертикальной плоскостью, проходящей через ось турбины, дает так называемую мертвую точку турбины (фикс-пункт), от которой во все стороны направляются расширения корпусов.

В конденсационных турбинах цилиндры низкого давления опираются боковыми лапами на фундаментные рамы 7 и 9 (рис. 6.34,г). Мертвая точка образуется в зоне одного из ЦНД (несколько мертвых точек в одном агрегате может быть в конструкциях большой длины с несколькими ЦНД) пересечением линии поперечных шпонок — 1 под боковыми лапами ЦНД с вертикальной плоскостью, проходящей через продольные 3 и вертикальные 4 шпонки.

Корпуса переднего и промежуточного подшипников располагаются незакрепленными на фундаментных балках или плитах — 2. Между ступом подшипника и плитой закладывается продольная шпонка 3, не допускающая боковые, поперечные перекосы корпуса (рис. 6.34,а). В некоторых турбинах корпус переднего подшипника устанавливается на фундаменте с помощью гибкой опоры.

6.5.2. ПРОТОЧНАЯ ЧАСТЬ И РОТОР ТУРБИНЫ

Сопловые решетки паровых турбин выполняются из составных сегментов с фрезерованными лопатками (рис. 6.35).

Для улучшения организации потока пара и придания жесткости конструкции на лопатки сверху надевается специальная металлическая полоска (периферийный бандаж), которая приваривается

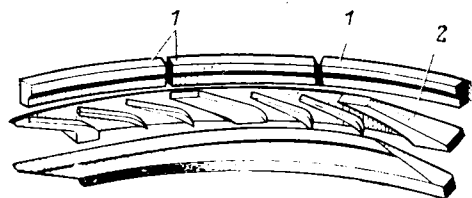


Рис. 6.35. Конструкция составных сегментов с фрезерованными сопловыми лопатками.

1 — сегменты сопловых решеток; 2 — фрезерованные лопатки.

к лопаткам. Такой же бандаж может быть и у корня лопаток.

В регулирующих ступенях сопловые сегменты выполняются сварными, когда и периферийный, и корневой бандажи привариваются к лопаткам (рис. 6.36,а) или когда корневой бандаж изготавливается фрезерованием заодно со всеми лопатками сегмента, а периферийный приваривается (рис. 6.36,б).

В нерегулируемых ступенях активного типа сопловые лопатки располагаются в диафрагмах, состоящих из двух половин (верхней и нижней). Современные конструкции таких решеток выполняются, как правило, сварными для ступеней высокого давления и с лопатками, залитыми в тело диафрагмы, для ступеней низкого давления. Пример сварной конструкции сопловой решетки промежуточной ступени показан на рис. 6.37,а.

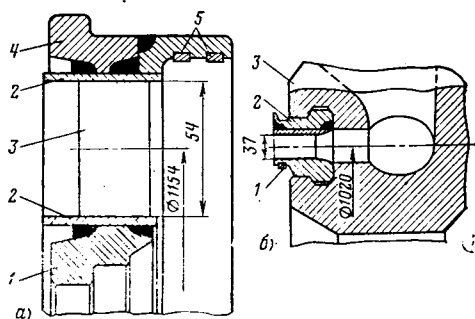


Рис. 6.36. Конструкция сопловых аппаратов регулирующей ступени.

а — сопловой аппарат с сваренными лопатками; 1 — тело корпуса; 2 — бандажные ленты; 3 — сопловая лопатка; 4 — обод лопатки; 5 — уплотняющая вставка; б — сопловой аппарат с фрезерованным корневым бандажом; 1 — уплотнительная вставка; 2 — сопловой сегмент; 3 — сопловая лопатка.

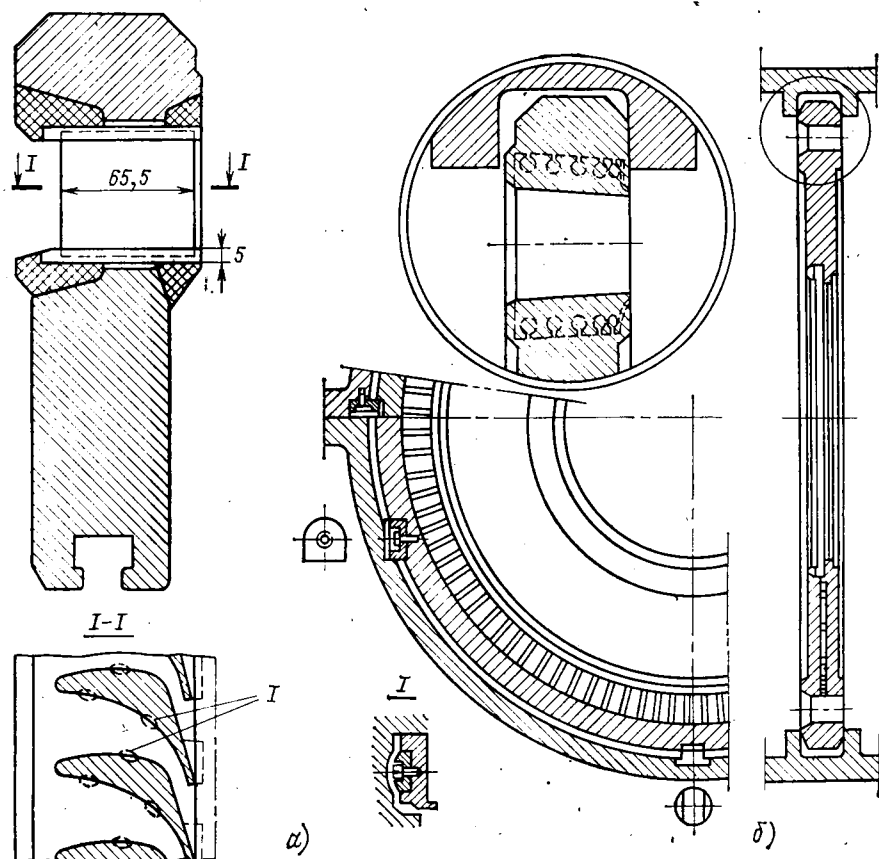


Рис. 6.37. Диафрагмы и сопловые решетки паровой турбины.
а — сварная конструкция; б — сопловые решетки, залитые в тело диафрагмы.

На рис. 6.37,б показана конструкция сопловых решеток, залитых в тело диафрагмы. Такие конструкции сопловых решеток применяются при параметрах пара в промежуточных ступенях, не превышающих 2 МПа и 250 °С.

Сопловые решетки реактивных турбин выполняются из лопаток, закрепляемых непосредственно в корпусе турбины (рис. 6.38). Для установки в пазах, вытачиваемых в корпусе, лопатки имеют специальную Т-образную форму хвоста, входящего в паз и закрепляемого там специальным расклинивающим замком. Концы лопаток перекрываются ленточным бандажом, который или цельнофрезерованный, или приклепывается к лопаткам и замыкает межлопаточные каналы.

Д и а ф р а г м ы. Сопловые решетки промежуточных ступеней закрепляются в диафрагмах. Разность давлений по обе стороны диафрагмы, равная перепаду давлений в сопловых решетках, создает большие усилия, стремящиеся прогнуть диафрагму. Особенно большие усилия приходится обычно на диафрагмы первых ступеней турбины, которые выполняются поэтому стальными, коваными, а для ЧВД — из легированной стали с приваренными к ним сопловыми лопатками (рис. 6.37,а).

Диафрагмы последних ступеней выполняются чугунными с залитыми в них стальными лопатками (рис. 6.37,б). Зазоры между диафрагмами и вращающимися рабочими дисками, особенно в части высокого давления, очень малы (2—3 мм), по-

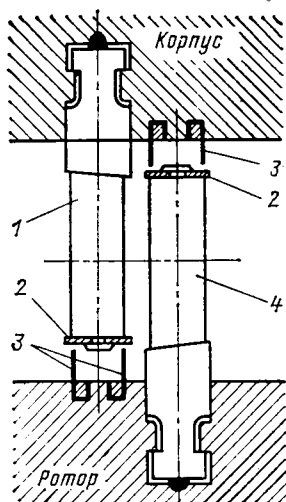


Рис. 6.38. Крепление реактивных лопаток в корпусе и роторе турбины.

1 — неподвижные лопатки; 2 — бандаж; 3 — гребенки уплотнения; 4 — рабочие лопатки.

этому к материалу диафрагм и к качеству их крепления предъявляются большие требования.

Диафрагмы вставляются либо непосредственно в корпус турбины, либо в специальные обоймы, закрепляемые в корпусе. Так как на диафрагмы действует по окружности реактивное усилие от потока пара, то для предотвращения проворачивания их закрепляют в пазах специальными шпонками.

Рабочие решетки турбинных ступеней выполняются, как правило, путем набора лопаток в пазах, выточенных на периферии рабочих дисков или барабанных роторов. В отличие от сопловых решеток рабочие решетки подвергаются не только изгибу от воздействия парового потока, но также и растяжению от центробежных сил, появляющихся при вращении. В многоступенчатых турбинах из-за увеличения удельного объема пара при понижении давления размеры лопаток от ступени к ступени растут. Если лопатки первых ступеней имеют длину 30—50 мм (в зависимости от мощности турбины и параметров пара), то длина лопаток последних ступеней для мощных турбин достигает 960 мм и даже 1200 мм для турбины

мощностью 1200 МВт при частоте вращения 50 с^{-1} и для тихоходных турбин насыщенного пара ($n = 25 \text{ с}^{-1}$) — 1450 мм.

Соответственно росту длин лопаток и диаметров рабочих колес центробежные усилия в лопатках могут достигать больших значений. Вследствие этого при конструировании и изготовлении лопаток необходимо уделять большое внимание как созданию хорошо обтекаемого профиля (для достижения высокого КПД), так и обеспечению достаточной прочности рабочих лопаток и их пакетов, т. е. групп лопаток, объединенных общим отрезком бандаж или скрепляющей проволоки. Бандажом охватывают обычно группу до 8—10 лопаток.

Рабочие лопатки регулирующих ступеней имеют массивный хвостовик (рис. 6.39), а в некоторых конструкциях даже соединяются с ротором с помощью сварки. Хвостовик фрезеруется заодно с профильной частью лопатки. Во многих случаях заодно фрезеруется и бандаж, имеющий при этом большую толщину. Затем бандаж лопаток для повышения жесткости свариваются парно.

Лопатки первых нерегулируемых ступеней выполняются с Т-образным или ласточкиным хвостом по схемам, показанным на рис. 6.40, а, б, г. Более длинные лопатки промежуточных ступеней имеют обычно верховую посадку либо грибовидную (рис. 6.40, в), либо вильчатую (рис. 6.40, д). При вильчатой посадке лопатки закрепляются на ободе диска

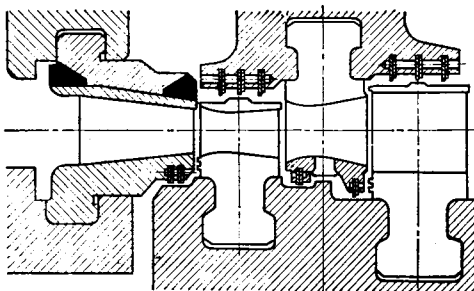


Рис. 6.39. Сопловые и рабочие лопатки регулирующих ступеней.

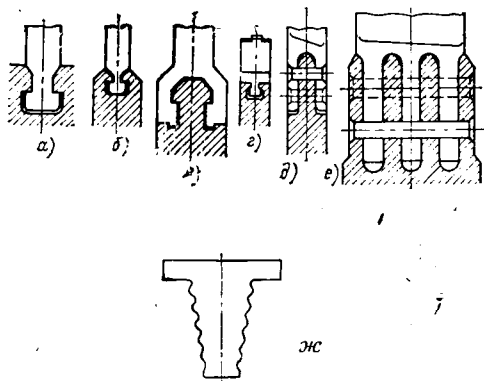


Рис. 6.40. Различные способы крепления рабочих лопаток.

а — рабочая лопатка с Т-образным хвостом; б — рабочая лопатка с ласточкиным хвостом; в — рабочая лопатка с грибовидным хвостом; г — рабочая лопатка с Т-образным хвостом и бандажом; д — рабочая лопатка с вильчатым хвостом; е — рабочая лопатка с многовильчатым хвостом; ж — рабочая лопатка с зубчиковой конструкцией хвостовика.

с помощью цилиндрических заклепок с плотной посадкой и двусторонней расчеканкой.

Для более широких лопаток последних ступеней применяют двух-, трех- и даже четырехвильчатые хвосты (рис. 6.40, е). В последних ступенях все чаще используется торцевая заводка лопаток с зубчиковой конструкцией хвостовика (рис. 6.40, ж).

Очень длинным лопаткам последних ступеней обычно придают форму, приближающуюся к телу равной прочности, уменьшая поперечное сечение от корня к вершине. Кроме того, поскольку у длинных лопаток отношение u/c_{ϕ} по длине лопатки оказывается переменным, для сохранения экономичности таким лопаткам придается винтообразный профиль (лопатки с закруткой или переменным профилем (рис. 6.41).

На длинных лопатках из-за больших напряжений в корне лопатки взамен ободов из ленточных бандажей необходимая жесткость конструкции обеспечивается прошивкой лопаток проволокой 2—3 раза.

Рабочие лопатки паровых турбин для большинства ступеней изготавливаются из нержавеющей сталей,

содержащих примерно 13% хрома. В первых ступенях турбин, рассчитанных на высокую начальную температуру, для лопаток используются жаропрочные стали, иногда аустенитного класса. В последних сильно нагруженных лопатках применяются высококачественные стали.

Так как лопатки последних ступеней работают в области влажного пара, то для предохранения входных кромок от износа (эрозии) к ним припаивают специальные пластинки из высокотвердого сплава (стеллит) (рис. 6.42). Длинные лопатки из титанового сплава изготавливают на ЛМЗ.

Как показала практика эксплуатации турбинных установок, надежность работы облопачивания зависит не только от механических напряжений, но и от вибрационной прочности. Отдельные лопатки или пакет лопаток представляют собой упругую систему, способную совер-

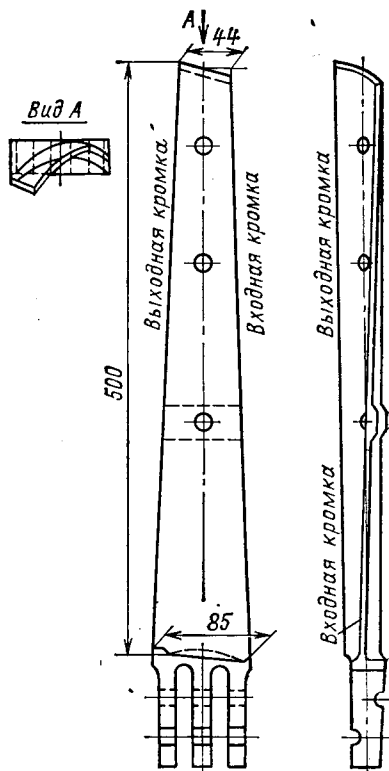


Рис. 6.41. Лопатки последних ступеней с закруткой.

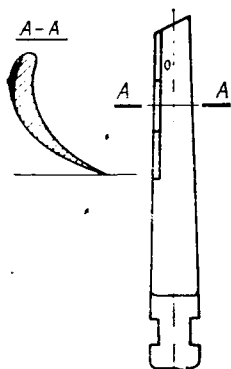


Рис. 6.42. Рабочая лопатка ступеней низкого давления, работающих во влажном паре со стеллитовой накладкой.

шать колебания с определенной собственной частотой $f_{\text{л}}$, зависящей в основном от размеров лопаток и характера их крепления. Под воздействием парового потока из сопла рабочие лопатки могут совершать вынужденные колебания как в плоскости вращения (тангенциальные колебания), так и в плоскости, перпендикулярной вращению (осевые или аксиальные колебания). Аксиальные колебания лопаток практически встречаются редко и связаны в основном с вибрацией рабочих дисков, которая легко устраняется их соответствующей механической обработкой. Тангенциальные колебания вызываются неравномерностью парового потока, проходящего через рабочую решетку. Возмущающие силы, вызванные неравномерностью поля скоростей, действуют с частотой, равной $f_c = nz$, где n — частота вращения ротора, z — число каналов сопловой решетки.

Возмущающие силы от нарушения местной плавности потока действуют с частотой, равной частоте вращения ротора или кратной ему, т. е. $f_m = kn$, где k — коэффициент кратности возмущений.

В тех случаях, когда частота возмущающей силы совпадает с частотой собственных колебаний лопатки, т. е. $f_{\text{л}} = f_c = nz$, или $f_{\text{л}} = f_m = kn$, наступает явление резонанса. Для оценки вибрационных свойств облопачивания вводится

понятие о так называемой вибрационной характеристике лопатки, определяемой соотношением $nz/f_{\text{л}}$. Теоретические расчеты и практические данные показывают, что зона опасных вибраций для внутривибрационных колебаний лопаток лежит в области значений вибрационной характеристики от 4 до 8, т. е.

$$4 \leq \frac{nz}{f_{\text{л}}} \leq 8.$$

Ротор турбины — это вал турбины с установленными на нем дисками, рабочими лопатками и вспомогательными деталями. Рабочие лопатки могут крепиться как на диске, так и на сварном барабане. В зависимости от этого ротор турбины может быть дисковой или барабанной конструкции.

Конструктивно роторы могут выполняться с насадными дисками (рис. 6.43,а), цельноковаными (рис. 6.43,б), сварными (рис. 6.43,в) и сварно-коваными, а также смешанного типа — цельноковаными в первых ступенях с последующими насадными дисками (рис. 6.43,г).

Ротор с насадными дисками проще по конструкции и изготовлению. Обычно такие роторы выполняются для активных турбин. Однако в ряде случаев применение таких роторов недопустимо. Во-первых, у насадных дисков в процессе эксплуатации, особенно при высоких температурах пара, может наблюдаться ослабление посадки на вал, после чего требуется длительный ремонт. Во-вторых, напряжения в диске возрастают с увеличением диаметра внутренней расточки и за счет контактных напряжений при посадке. Поэтому сильно нагруженные диски большого внешнего диаметра, несущие длинные лопатки, в ряде конструкций ЦНД не могут быть выполнены насадными. В-третьих, жесткость ротора с насадными дисками может оказаться недостаточной. Другие типы роторов при той же длине (расстоянии между подшипниками) оказываются более жесткими.

Указанных недостатков нет у цельнокованого ротора. Однако размеры таких роторов ограничены размерами поковок, их обработка более сложна и длительна. Цельнокованные роторы выполняются в ЦВД и ЦСД турбин высоких параметров пара, а также в ЦВД мощных турбин насыщенного пара.

Барабанные роторы (рис. 6.43, *б*), роторы среднего давления и роторы ЦВД тихоходных турбин часто выполняют сварно-коваными. В этом

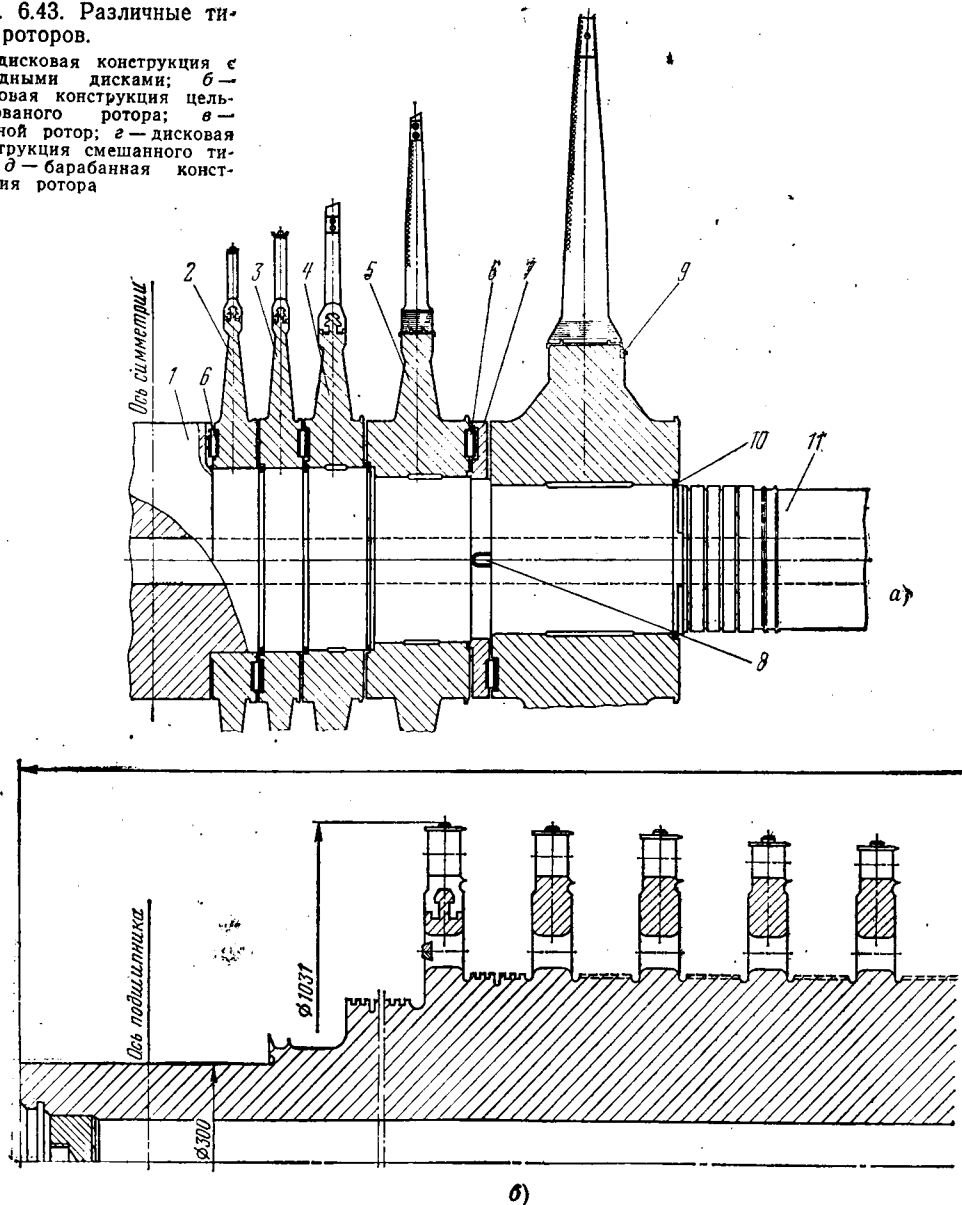
случае размеры поковки уменьшаются.

Сварные роторы, состоящие из отдельных колец, сваренных между собой по периферии, нашли широкое применение в ЦНД турбин как реактивного, так и активного типа.

Валы роторов рассчитываются на усилия, возникающие от изгиба под действием массы дисков и от скручивания вала под действием вращающего момента, передаваемого валу электрогенератора. При этом

Рис. 6.43. Различные типы роторов.

а — дисковая конструкция с насадными дисками; *б* — дисковая конструкция цельнокованого ротора; *в* — сварной ротор; *г* — дисковая конструкция смешанного типа; *д* — барабанная конструкция ротора



необходимо учитывать, что в случае короткого замыкания момент на роторе генератора мгновенно возрастает, превышая крутящий момент при максимально длительной мощности примерно в 10 раз.

Ротор турбины, имея между опорными подшипниками значительную длину, является упругой системой с определенным периодом (частотой) собственных поперечных колебаний. Частота поперечных колебаний ротора не должна совпадать с частотой его вращения. Частоту вращения ротора, численно равную частоте поперечных колебаний ротора турбины, называют критической. Для обеспечения надежной работы ротора его рабочая частота вращения не должна совпадать с критической.

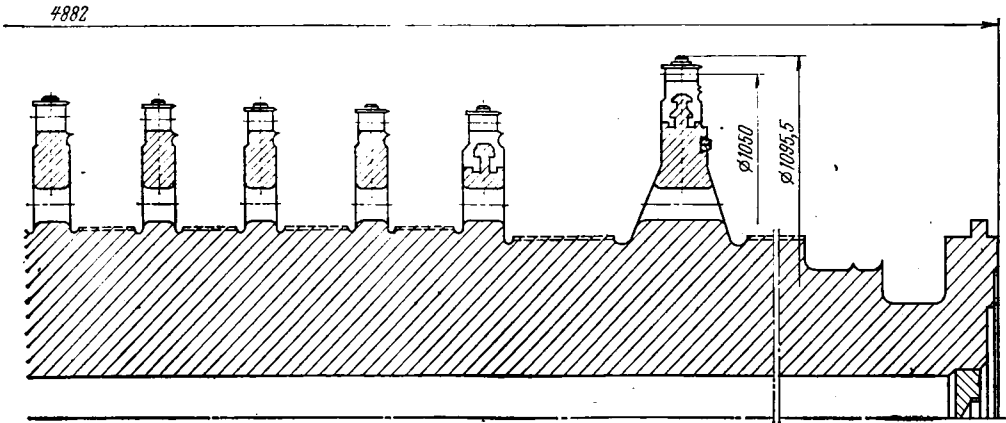
Большинство заводов-изготовителей принимает рабочую частоту вращения больше или меньше критической. Валы, имеющие рабочую частоту вращения меньше критической, называются жесткими. Валы, у которых рабочая частота вращения больше критической, называются гибкими. Мощные турбины, как правило, имеют гибкие валы, и, следовательно, принципиально возможно явление резонанса. Во избежание возникновения опасных вибраций при пусках в ход турбин с гибким валом зону критической частоты вращения следует проходить как можно быстрее.

6.3.3. ПОДШИПНИКИ И УПЛОТНЕНИЯ

Подшипники. Ротор паровой турбины устанавливается на опорных подшипниках. Для восприятия осевых усилий, действующих вдоль оси ротора, применяются специальные упорные подшипники. Часто опорные и упорные подшипники конструктивно объединяются, образуя комбинированные опорно-упорные подшипники.

Опорные подшипники имеют баббитовую заливку и довольно мощные вкладыши. Выполняют их, как правило, со смазкой под давлением. Для правильной работы подшипника между шейкой (цапфой) вала и вкладышем подшипника должна образовываться пленка масла, называемая масляным клином, в котором должно создаваться давление, достаточное для поддержания вала в подшипниках без соприкосновения с телом вкладыша (рис. 6.44). При таком положении вала трение происходит не между скользящими поверхностями вала и вкладыша, а внутри отделяющих их друг от друга слоев масла, т. е. жидкостное трение. Современные турбины всех заводов имеют сегментные опорные подшипники.

В упорных подшипниках также между колодками и упорным диском (гребнем подшипника) находится масляная пленка, для чего необходима непрерывная подача



Разделка шва перед сваркой

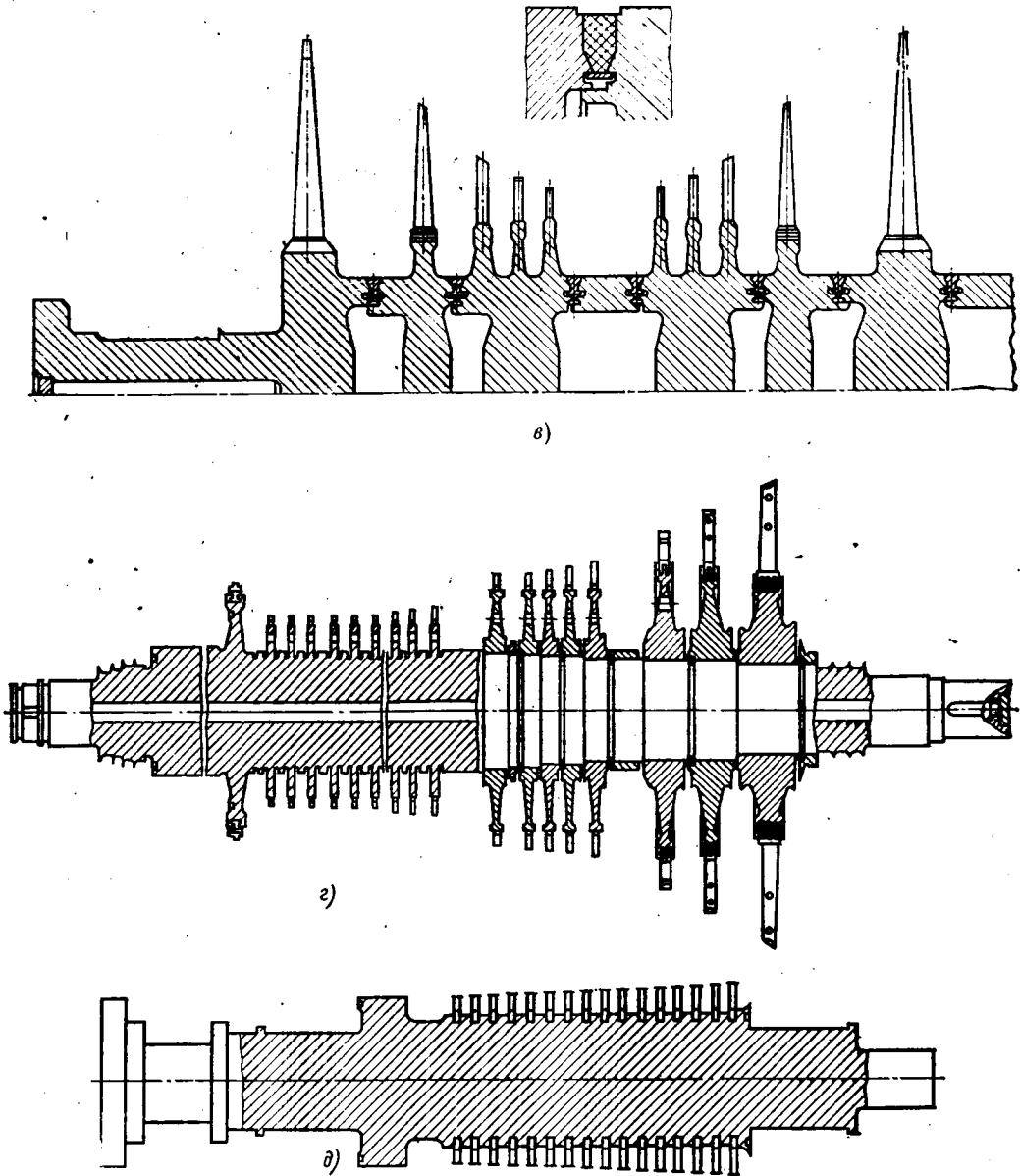


Рис. 6.43. Различные типы роторов.

масла. Упорный подшипник имеет колодки с двух сторон. Если направление осевого усилия во всех режимах не меняется и определено достаточно надежно, то вторая группа так называемых установочных колодок имеет меньшие размеры.

Упорный гребень может быть выполнен заодно с валом, что чаще всего встречается в цельнокованых

роторах, или посажен на вал с натягом. Иногда упорным гребнем является диск центробежного масляного насоса.

Уплотнения. Зазоры между вращающимися и неподвижными частями турбины могут явиться источником недопустимых по условиям экономичности протечек пара между ступенями, а также утечек

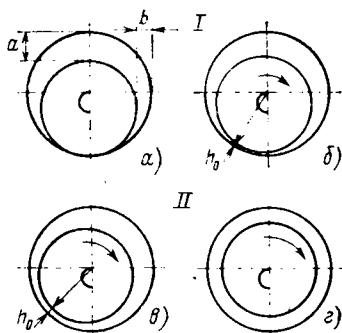


Рис. 6.44. Положения шейки вала в подшипнике при разной частоте вращения.

a — вал не вращается; b — частота вращения вала возрастает; $в$ — номинальная частота вращения вала.

пара из тех частей турбины, где его давление выше атмосферного. Со стороны ступеней с давлением пара ниже атмосферного появляется опасность заноса воздуха из окружающей среды, т. е. срыв вакуума. Данное обстоятельство может привести не только к потере экономичности, но и к недопустимому нагреву последних по ходу пара ступеней. Для устранения больших потерь на утечку пара применяются различного рода уплотнения.

Уплотнения, устраняющие протечки пара из одной ступени в другую при разности давлений между ними, называются промежуточными (внутренними).

Для устранения потерь пара из корпуса турбины и присоса наружного воздуха в турбину используют концевые уплотнения.

Наибольшее распространение получили лабиринтовые уплотнения. Такие уплотнения служат для ограничения протечек пара путем дросселирования. Лабиринтовое уплотнение (рис. 6.45) состоит из ряда отдельных гребешков, закрепленных в корпусе и образующих ряд камер с очень малыми зазорами между гребенками и выступами ротора (вала). Протекая через узкие щели между гребнями и валом, пар теряет давление и приобретает большую скорость.

Полученная таким образом кинетическая энергия парового потока

гасится в камерах за счет завихрений и вновь переходит в теплоту. При протекании пара последовательно через ряд камер давление уменьшается от p_0 до p_1 при практически постоянной энтальпии, т. е. пар дросселируется. Чем больше гребней имеет лабиринт, тем большее его сопротивление и тем меньшее количество пара протекает через лабиринт.

Некоторые схемы применяемых в турбинах концевых и промежуточных уплотнений показаны на рис. 6.46.

Концевые уплотнения выполняются в виде колец, образующих двустороннюю (рис. 6.46,а) или одностороннюю (рис. 6.46,б) «елку» из тонких пластинок.

Каждое кольцо состоит из шести сегментов, отжимаемых к центру пластинчатыми пружинками, что ограничивает контактное усилие между гребнями и валом при задевании. Такие же елочные уплотнения применяются и для промежуточных уплотнений в диафрагмах ступеней высокого и среднего давления.

В уплотнениях диафрагм среднего и низкого давления применяются пластинчатые кольца по типу рис. 6.46,в—д.

Зазоры в уплотнениях выполняются не менее 0,2—0,4 мм. Тонкий

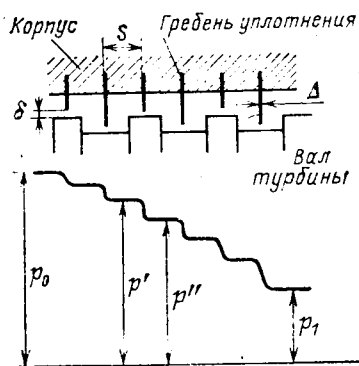


Рис. 6.45. Схема лабиринтового уплотнения.

δ — зазор между гребнем и валом; S — расстояние между гребнями; Δ — толщина гребня; p_0 — начальное давление пара перед уплотнением; p_1 — конечное давление пара за уплотнением; p' , p'' — давление в различных камерах уплотнения.

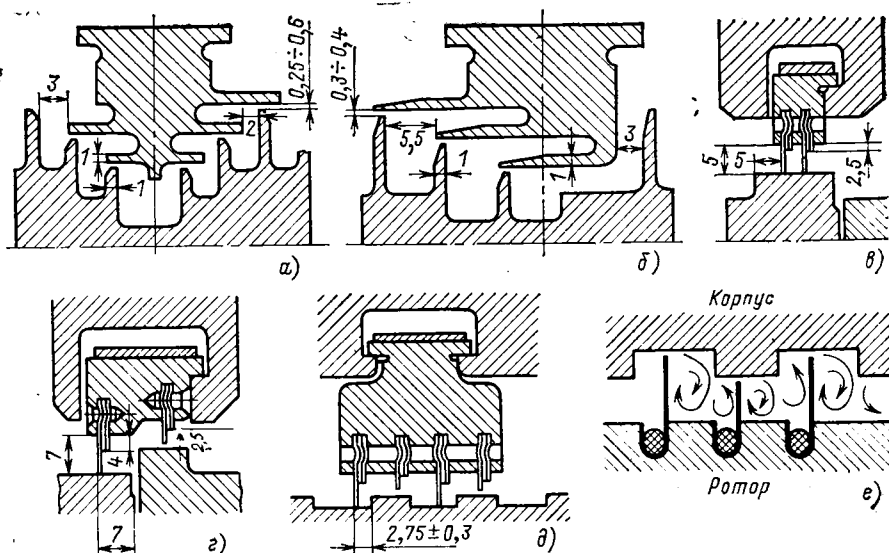


Рис. 6.46. Конструкции концевых и промежуточных уплотнений.

а — концевое уплотнение с двусторонней «елкой»; б — концевое уплотнение с односторонней «елкой»; в, г, д — промежуточные уплотнения диафрагм в виде пластинчатых колец; е — промежуточное ленточное уплотнение, выполняемое в роторе турбины.

гребень может выполняться не в неподвижной обойме уплотнения, как на рис. 6.46, д, а непосредственно на роторе турбины.

Гребень, образованный тонкой металлической лентой, закатанной в канавку ротора, показан на рис. 6.46, е.

В любом случае конструкция уплотнений должна быть такой, чтобы при задевании гребня за неподвижную обойму или гребня за вал исключалась возможность местного нагрева вала и как следствие его прогиб.

Для сокращения потерь пара через уплотнения применяются промежуточные отсосы пара из уплотнений высокого давления в уплотнения низкого давления, а избыток пара направляют в подогреватели питательной воды. Потоки пара в уплотнениях турбины и давление пара регулируются специальным регулятором уплотнений. При пусках турбины в работу к уплотнениям подается свежий пар или пар из деаэраторов турбины с необходимыми параметрами.

6.5.4. КОНСТРУКЦИЯ СОВРЕМЕННОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Турбина имеет элементы, которые монтируются в единую конструкцию с использованием современных точных измерительных средств, включая лазерные установки.

В качестве примера паровой турбины на рис. 6.47 приведен продольный разрез конденсационной турбины К-300-240 мощностью 300 МВт, изготовленной ЛМЗ на начальные параметры пара $p_0 = 23,5$ МПа (240 кгс/см²), $t_0 = 560^\circ\text{C}$, с промежуточным перегревом пара до $t_{\text{пг}} = 565^\circ\text{C}$ *. Расчетное давление в конденсаторе $p_k = 3,43$ кПа.

Турбина выполнена трехцилиндровой. От регулирующих клапанов, которые расположены рядом с корпусом ЦВД, свежий пар подводится к четырем сопловым сегментам одновенечной регулирующей ступени, расположенной в средней части ЦВД. Далее пар проходит по направлению от генератора к переднему подшипнику через

* В настоящее время для удовлетворения требований надежности в режимах частых пусков этот блок, как и другие блоки сверхкритического давления, работает с $t_0 = t_{\text{пг}} = 540^\circ\text{C}$.

пять ступеней, расположенных во внутреннем корпусе. Затем пар омывает внутренний корпус, проходя между наружным и внутренним корпусами, и направляется в последующие шесть ступеней правого потока, которые установлены в двух обоймах. Здесь пар расширяется до давления 3,92 МПа (все указанные давления относятся к полной нагрузке турбины). За третьей ступенью правого потока производится первый регенеративный отбор пара.

В тепловой схеме турбины предусмотрено восемь ступеней подогрева питательной воды. Конечная температура подогрева питательной воды при полной нагрузке равна 265 °С. Таким образом, ступени наиболее высокого давления расположены во внутреннем цилиндре для разделения перепадов давления и температур, которым подвергаются наружный и внутренний корпус. Так, при полной нагрузке давление в камере регулирующей ступени составляет 16,5 МПа, давление между внутренним и наружным корпусами — 9,6 МПа, т. е. наибольший перепад давлений на внутренний цилиндр составляет 6,9 МПа, а давление на наружный корпус — 9,5 МПа. Поток пара, обтекающий внутренний корпус, позволяет понизить температуру наружного корпуса.

После ЦВД пар направляется в промежуточный перегреватель котла и возвращается в ЦСД турбины с параметрами $p_{пп} = 3,53$ МПа и $t_{пп} = 565$ °С. В ЦСД размещается двенадцать ступеней, диски которых откованы заодно с валом.

Приводная паровая турбина питательного насоса котельного агрегата питается из нерегулируемого отбора главной турбины, который подает пар в подогреватель питательной воды. Давление в камере отбора при полной нагрузке турбины равно 1,6 МПа. Мощность приводной турбины при полной нагрузке главной турбины составляет 11 МВт.

После двенадцатой ступени при давлении 0,22 МПа пар направляется в три ЧНД, причем первая ЧНД расположена в цилиндре среднего давления (после камеры за двенадцатой ступенью ЦСД)*. В каждом потоке низкого давления имеется пять ступеней, диски которых посажены на вал в горячем состоянии. Длина последней лопатки равна 960 мм.

Валы частей высокого и среднего давления и вал генератора с валом турбины соединены жесткими муфтами, а валы ЦСД

и ЧНД — полугибкой. Для восприятия осевых усилий между цилиндрами высокого и среднего давлений установлен комбинированный опорно-упорный подшипник. Смазка подшипников и их охлаждение осуществляется турбинным маслом, а в качестве рабочей жидкости для управления системой регулирования применено синтетическое огнестойкое масло.

6.6. ТУРБИНЫ АЭС

Выбор турбинных установок атомных электростанций в значительной степени зависит от типа устанавливаемых на электростанциях ядерных реакторов. В случае выдачи реактором пара высоких начальных параметров, иногда с промежуточным перегревом в парогенераторе, при условии, что поступающий в турбину пар нерадиоактивен, турбины и турбинные установки АЭС мало отличаются от используемых на обычных ТЭС.

На АЭС с реакторами, выдающими воду под высоким давлением, с дальнейшей генерацией пара в специальном теплообменнике (парогенераторе) схема электростанции двухконтурная. В турбину поступает нерадиоактивный пар, насыщенный или слабо перегретый. Турбина в этом случае имеет особенности, связанные с организацией сепарации влаги и промежуточного перегрева пара.

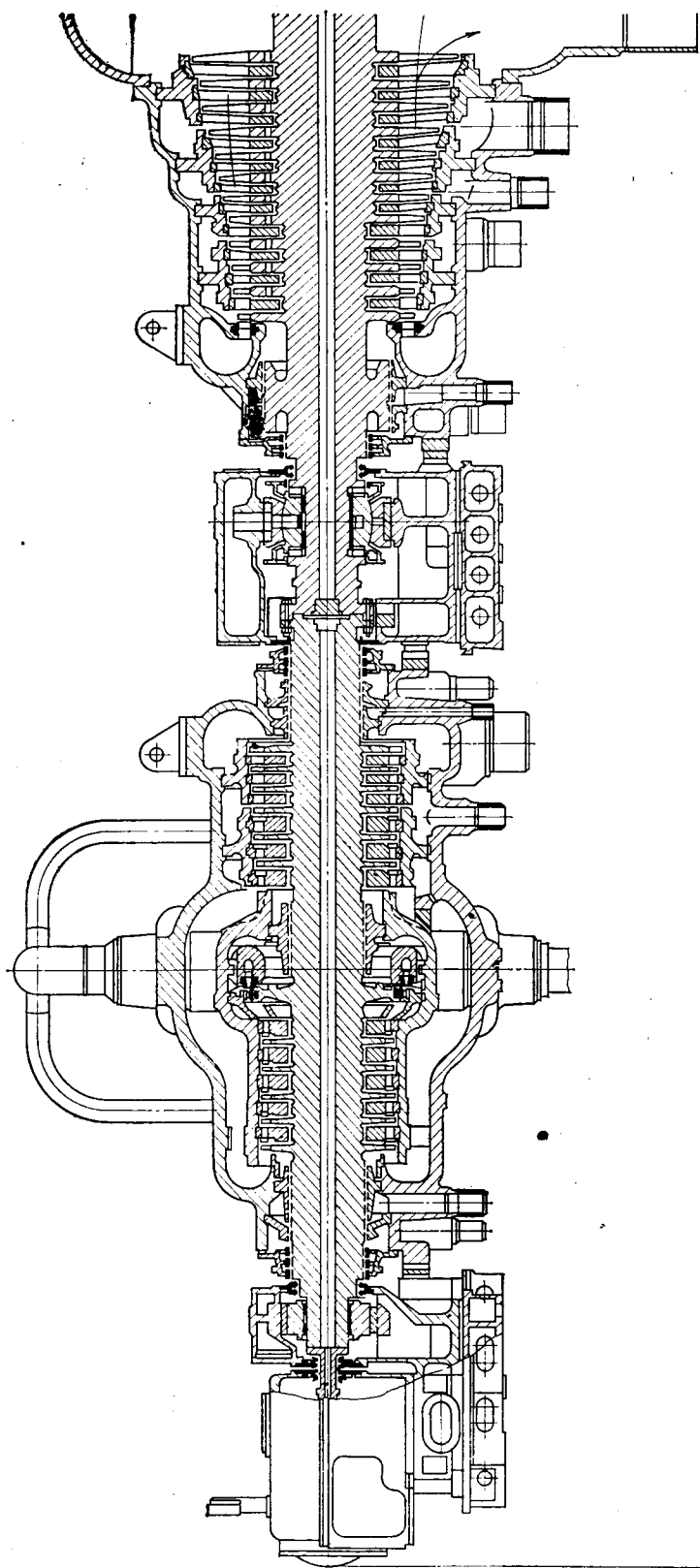
И наконец, на электростанциях с реакторами, выдающими радиоактивный насыщенный пар (одно-контурная схема), турбина имеет те же особенности, что и отмеченные выше, и, кроме того, является элементом повышенной радиоактивности.

6.6.1. ВЫБОР НАЧАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРА ПЕРЕД ТУРБИНОЙ

В случае подачи на турбину как перегретого, так и насыщенного пара при $t_0 = \text{const}$ повышение p_0 увеличивает термический КПД цикла η_t только до определенного значения. Для турбин, работающих на насыщенном паре, таким давлением является $p_0 \approx 17$ МПа. Однако при выборе начального давления пара

* Цилиндры — это отдельные конструктивные элементы (корпуса) турбины.

Части (высокого, среднего и низкого) давления — это совокупность ступеней турбины, объединенных по диапазону изменения в них давления пара. Обычно цилиндр и часть турбины совпадают (ЦВД и ЧВД, ЦНД и ЧНД). У турбины К-300-240 для цилиндра среднего давления такого совпадения нет. В этом цилиндре расположены ступени (часть) среднего давления и ступени (часть) низкого давления.



21300

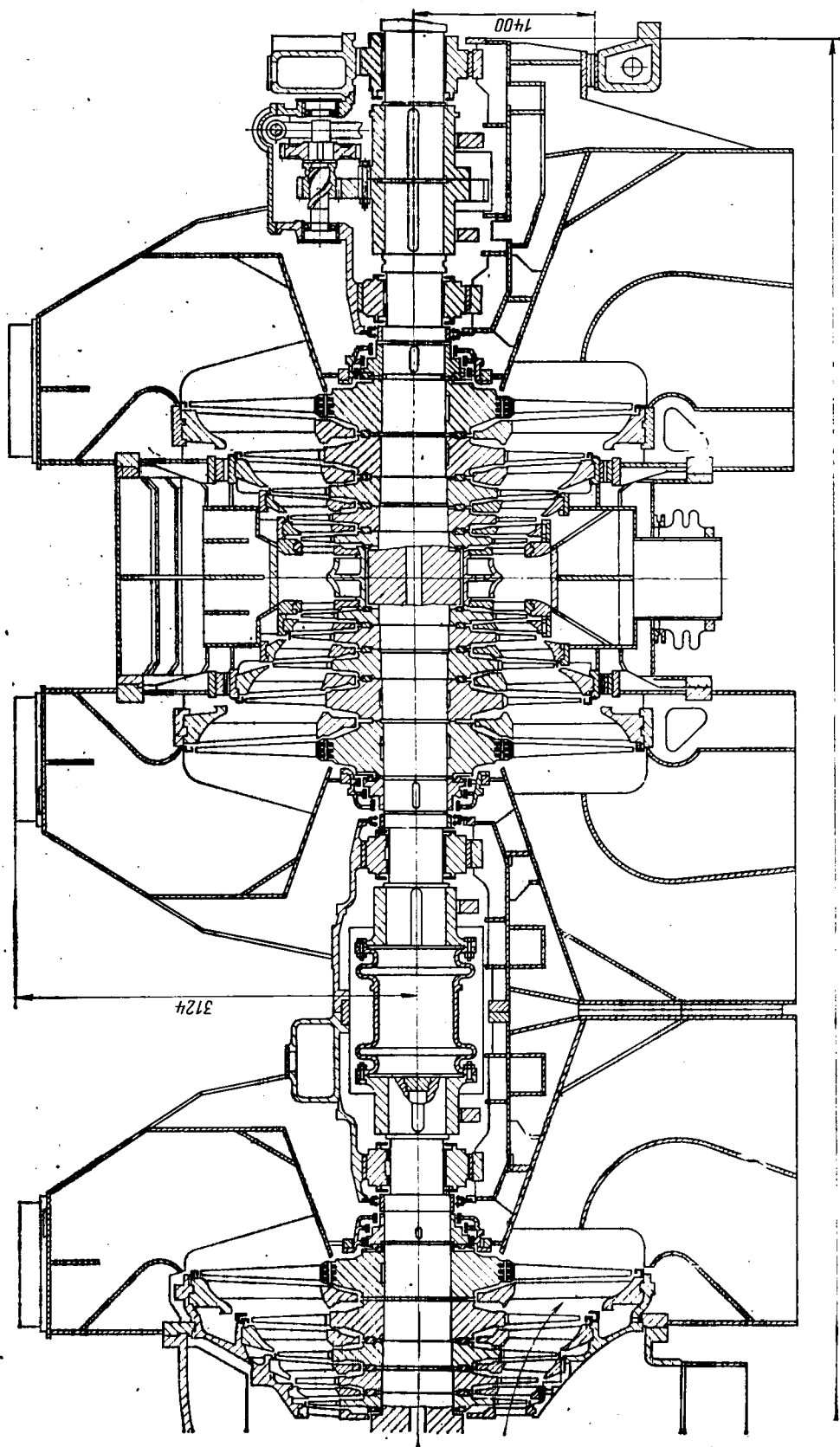


Рис. 6.47. Продольный разрез конденсационной турбины К-300-240 ЛМЗ.

необходимо учитывать тот факт, что при работе на насыщенном паре внутренний относительный КПД отдельной ступени и турбины в целом существенно зависит от влажности пара в ступенях турбины. С повышением p_0 влажность пара, особенно в последних ступенях, увеличивается, η_{oi} снижается и поэтому то давление, при котором достигается максимум абсолютного внутреннего КПД $\eta_i = \eta_i \eta_{oi}$ оказывается меньшим, чем соответствующее максимуму η_i , а кривая $\eta_i = f(p_0)$ более пологой. Исходя из этих условий, оптимальное начальное давление пара снижается до $p_0 \approx 13$ МПа, причем снижение экономичности при уменьшении p_0 вдвое происходит всего на 1,5–2%.

Для кипящих реакторов, непосредственно снабжающих паром турбину, на выбор начального давления, кроме того, оказывает влияние коэффициент теплоотдачи от стенки тепловыделяющих элементов (ТВЭЛ) к воде при кипении, зависящий от давления и имеющий максимальное значение при $p_0 \approx 7$ МПа.

В двухконтурных схемах с турбинами насыщенного пара температура теплоносителя не должна достигать температуры насыщения, так как для нормальной циркуляции его парообразование должно быть полностью исключено. Поэтому даже в условиях, когда в первом контуре поддерживается сравнительно высокое давление (до 17 МПа), температура воды на выходе из реактора не превышает 330 °С.

При таких температурах теплоносителя в парогенераторе можно получать насыщенный пар давлением до 7 МПа или перегретый пар с небольшим перегревом, но при более низком давлении. Во втором случае из-за снижения давления КПД установки будет несколько ниже. В связи с вышеизложенным давление пара на входе в турбину АЭС в случае реакторов, выдающих радиоактивный насыщенный пар, принимается не выше $p_0 = 6,0 + 7,3$ МПа, а для двухконтурных АЭС с выда-

чей реактором перегретой воды $p_0 = 4,2 + 7,2$ МПа.

6.6.2. ВНЕШНЯЯ СЕПАРАЦИЯ ВЛАГИ И ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ ПАРА

В процессе расширения пара в турбине насыщенного пара, представленном в i, s -диаграмме кривой I (рис. 6.48 процесс 1-4), влажность пара в последних ступенях будет велика, доходя в конце расширения до 20–25% (точка 4). В этих условиях лопатки будут подвергаться недопустимо сильной эрозии, КПД турбины η_{oi} окажется очень низким.

В связи с этим при определенном давлении $p_{разд}$, называемом разделительным, пар направляется в специальный сепаратор, после которого при влажности 1–2% пар поступает в последующие ступени турбины. Процесс расширения пара в этом случае изображается линией II (рис. 6.48 процесс 1-3-5-6). Установкой сепараторов необходимо обеспечить во всех ступенях как ЧВД, так и ЧНД влажность пара

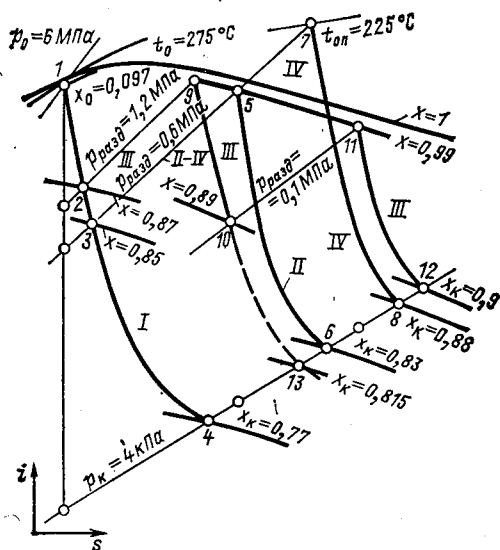


Рис. 6.48. Процесс расширения пара в турбинах насыщенного пара в i, s -диаграмме. I — в турбине без внешней сепарации и промежуточного перегрева; II — в турбине с однократной внешней сепарацией; III — в турбине с двукратной внешней сепарацией; IV — в турбине с однократной внешней сепарацией и промежуточным перегревом пара.

ниже допустимых значений ($\omega < \omega_{\text{доп}}$), т. е. таких значений, когда эрозия лопаток и снижение КПД турбины максимально возможны, обычно $\omega_{\text{доп}} = 12 \div 15\%$.

По мере увеличения абсолютного давления в сепараторе влажность пара, поступающего в него, уменьшается, а влажность пара на выходе из ЧНД турбины, увеличивается.

Например, если $p_{\text{разд}} = 0,6$ МПа, то сухость пара на входе в сепаратор $x = 0,85$ (точка 3 на рис. 6.48) и сухость пара после ЧНД $x_k = 0,83$ (точка 6). После повышения давления в сепараторе до $p_{\text{разд}} = 1,2$ МПа сухость пара на входе в сепаратор изменяется на $x = 0,87$ (точка 2) и на выходе из ЧНД $x_k = 0,815$ (точка 13).

Зависимость влажности пара ω на выходе из ЧВД (кривая 1) и ЧНД (кривая 2) турбины от выбранного давления в сепараторе показана на рис. 6.49, а. Там же пунктиром указано предельно допустимое значение влажности $\omega_{\text{доп}}$ в турбине. Так как влажность пара не должна превышать $\omega_{\text{доп}}$ то, очевидно, давление в сепараторе может быть выбрано в интервале между p_{c1} и p_{c2} , если точка пересечения кривых 1 и 2 лежит ниже допустимого значения влажности. Если кривые, определяющие влажность пара перед сепаратором и перед конденсатором турбины, пересекаются при $\omega > \omega_{\text{доп}}$, то это означает, что при заданных начальных и конечных давлениях и принятом η_{oi} во всех ступенях турбины при одном сепараторе не может быть обеспечена допустимая влажность. Чтобы влажность пара не превышала допустимых значений, необходимо поставить еще один сепаратор (линия III на рис. 6.48, процесс 1-2-9-10-11-12).

Сепарация пара повышает надежность работы последних ступеней турбины, увеличивая КПД турбины η_{oi} . При этом также немного возрастает КПД цикла, так как теплота сконденсировавшейся в сепараторе влаги обычно используется в

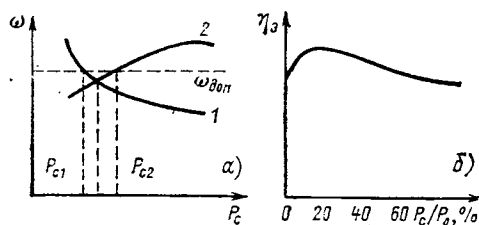


Рис. 6.49. Зависимость влажности пара (а) и электрического КПД (б) от давления в сепараторе.

1 — изменение ω на выходе из ЧВД турбины; 2 — изменение ω на выходе из ЧНД турбины.

системе регенеративного подогрева питательной воды.

При одном и том же начальном давлении пара абсолютный электрический КПД будет различным в зависимости от того, на каком давлении установлен сепаратор. Типичная кривая, характеризующая зависимость изменения $\eta_э$ от давления в сепараторе (взятого по отношению к начальному давлению), показана на рис. 6.49, б.

Электрический КПД имеет наибольшее значение, когда влажность потоков пара, поступающих в сепаратор и в конденсатор турбины, примерно одинакова. При установке двух или трех сепараторов необходимо стремиться к тому, чтобы влажность пара на входе в сепараторы примерно равнялась влажности на выходе из ЧНД турбины.

При начальных давлениях насыщенного пара до 4 МПа допустимые значения ω во всех ступенях турбины могут быть обеспечены одним сепаратором; для давлений 4—

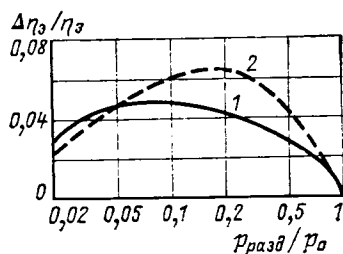


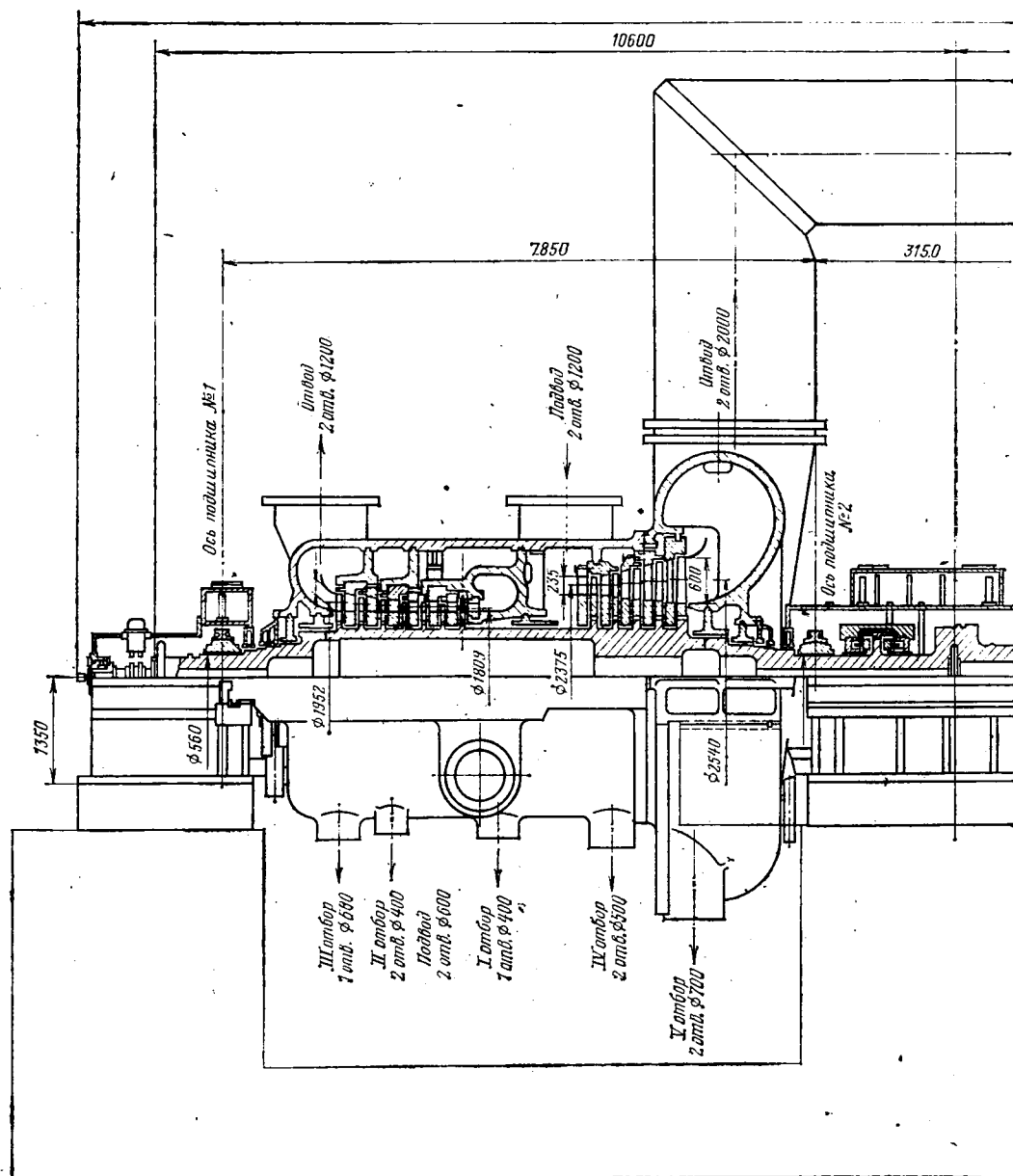
Рис. 6.50. Влияние разделительного давления $p_{\text{разд}}/p_0$ на абсолютный КПД турбинной установки насыщенного пара $\Delta\eta_э/\eta_э$.

1 — при однократной сепарации; 2 — при однократной сепарации и одноступенчатом промпарегреве.

8 МПа необходимо иметь два сепаратора, а для давлений выше 8 МПа — три.

Во многих случаях вместе с внешней сепарацией применяется промежуточный перегрев пара. Перегрев производится паром тех же параметров, что и перед турбиной, и обычно температура перегрева пара $t_{\text{п}} = t_0 - (50 + 20)^\circ\text{C}$. Иногда пе-

регрев выполняется двухступенчатым: сначала паром из промежуточной ступени турбины при давлении выше разделительного, а затем паром начальных параметров. Промежуточный перегрев снижает влажность пара в ступенях низкого давления (см. линию IV на рис. 6.48 процесс 1-3-7-8), повышая при этом η_{oi} . Значения КПД в схемах без и



с паровым промежуточным перегревом, в зависимости от $p_{\text{разд}}/p_0$ приведены на рис. 6.50. Как видно из рисунка, в схемах без промежуточного перегрева оптимальное с точки зрения максимума $\Delta\eta_a/\eta_a$ значение $p_{\text{разд}}/p_0=0,06\pm 0,12$, а в установках с промежуточным перегревом $p_{\text{разд}}/p_0=0,10\pm 0,20$.

Следует указать, что до сих пор речь шла о так называемой диа-

граммной влажности. В действительности влажность в проточной части турбины будет меньше из-за специальных мер по влагоудалению (отсоса водяной пленки с поверхности сопловых лопаток или из их кромок, удаления влаги из камеры за сопловыми лопатками, удаления влаги с рабочих лопаток и т. д.).

В целом необходимо отметить, что из-за невысоких начальных па-

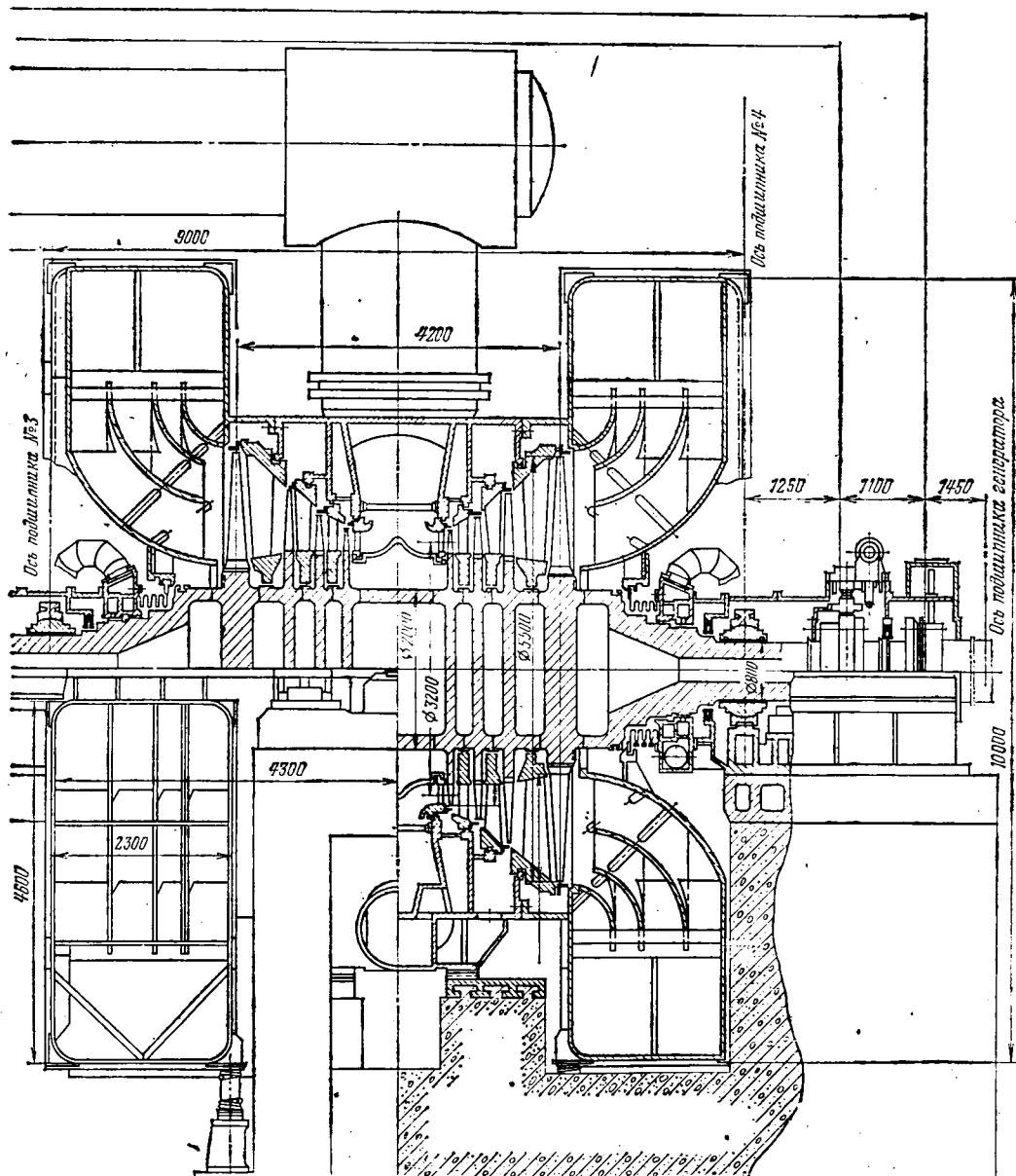


Рис. 6.51. Продольный разрез паровой турбины К-500-60/1500.

раметров пара и пониженного КПД турбины экономичность турбинных установок насыщенного пара невелика (30—35%).

6.6.3. ПРИМЕР КОНСТРУКТИВНОГО ВЫПОЛНЕНИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ НА НАСЫЩЕННОМ ПАРЕ ДЛЯ АЭС

В качестве примера рассмотрим турбину К-500-60/1500 мощностью 500 МВт, спроектированную для работы на насыщенном паре с начальным давлением 60 кгс/см² (5,88 МПа) с промежуточной сепарацией и двухступенчатым перегревом пара (рис. 6.51). Давление пара в конденсаторе 5,9 кПа, частота вращения ротора турбины 1500 1/мин (25 1/с).

Источником пара для турбины служит водо-водяной реактор ВВЭР-1000 электрической мощностью 1000 МВт, от которого питаются две турбоустановки.

Турбина состоит из двух цилиндров — цилиндра высокого давления (ЦВД) и цилиндра низкого давления (ЦНД). В ЦВД совмещены в одном цилиндре части высокого и среднего давлений. Пар, поступающий в ЦВД, проходит семь ступеней и по двум паропроводам диаметром 1200 мм направляется в сепаратор и промпарегреватель. После ЦВД пар имеет давление 1,15 МПа и влажность примерно 15%. Из сепаратора-промпарегревателя (СПП) с параметрами 1,06 МПа и 250°C пар направляется по двум трубам диаметром 1200 мм в ЧСД ЦВД. Пройдя пять ступеней, пар с параметрами 0,27 МПа и 164°C поступает в двухпоточный ЦНД, в каждом потоке которого размещено по четыре ступени. Лопатка последней ступени имеет длину рабочей части 1450 мм при среднем диаметре 4150 мм; кольцевая площадь выхода пара при этом составляет 18,9 м².

Из ЦНД по четырем горизонтальным трубам пар направляется в два одноходовых секционных конденсатора, в которых при расходе охлаждающей воды 22 900 м³/ч (на каждый конденсатор) с температурой 22°C поддерживается давление 5,9 кПа.

Турбина имеет дроссельное парораспределение. Роторы ЦВД и ЦНД сварно-кованные, соединенные полумуфтами, откованными заодно с валами. Каждый из роторов лежит в двух опорных подшипниках. Упорный подшипник расположен между ЦВД и ЦНД.

Ротор ЦВД сварен из четырех частей — двух концевых и двух средних. Внутренняя расточка большого диаметра позволяет хорошо контролировать качество свариваемых поковок и сварных швов, но особенно благоприятно она сказывается на маневренности турбины: при малой толщине стенок

ротора не возникает больших температурных напряжений при пуске.

Ротор ЦНД сварен из девяти частей, его максимальный диаметр 5,6 м, длина 11,5 м, масса 160 т.

Корпус ЦВД выполнен двойным. Осевое положение внутреннего корпуса в наружном фиксируется кольцевым выступом, который одновременно является перегородкой между ЧВД и ЧСД. Во внутреннем корпусе установлены три ступени; диафрагмы остальных ступеней расположены в обоймах. Межобоймные пространства использованы для размещения патрубков регенеративных отборов пара. Все диафрагмы ЧВД изготовлены из нержавеющей стали. Диафрагмы, установленные в обоймах, сболчены попарно. Внешний корпус ЦВД, кроме горизонтального, имеет вертикальный разъем. Он необходим для возможности транспортировки корпуса по железной дороге. После монтажа турбины стык вертикального фланцевого разреза заваривается. Условия работы ЧСД легче, чем ЧВД, так как ЧСД работает на перегретом паре.

Корпус ЦВД опирается на передний подшипник с помощью лап, являющихся продолжением фланцев его нижней половины, а корпус ЦНД — непосредственно на фундамент в области выходного патрубка.

Корпус ЦНД выполнен сварным, двухпоточным, одностенным. Подшипники выполнены выносными, опирающимися на фундамент; для тихоходных машин, имеющих большие поперечные размеры, такое расположение подшипников предпочтительно.

Обоймы концевых уплотнений ЦНД присоединены к корпусам подшипников, а не к корпусу ЦНД. Между корпусом и обоймами установлена гибкая мембрана.

Все диафрагмы ЦНД выполнены сварными из углеродистой стали, установлены в нижней половине корпуса ЦНД и сболчены по разному.

Длина турбины без генератора 24,8 м, масса 1400 т.

6.7. ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Газовые турбины аналогичны паровым, поэтому основные принципы работы, процессы преобразования энергии, многие факторы, влияющие на экономичность, идентичны таковым в паровых турбинах, рассмотренных ранее.

Рабочим телом газовых турбин, используемых в настоящее время для производства электроэнергии, является смесь продуктов сгорания топлива.

Особенностью газовых турбин является то, что только 30—40% мощности турбин реализуется в при-

водном механизме, остальная мощность используется для привода компрессора. Поэтому повышение КПД газовой турбины на 1%, приводящее к увеличению мощности турбины на такую же величину, повышает полезную мощность установки примерно на 3%. Исходя из этого, ясны особо жесткие требования, предъявляемые к отработке аэродинамики проточной части турбины.

Наряду с увеличением КПД проточной части одним из основных путей для повышения мощности турбины служит увеличение начальной температуры газа. Выбор начальной температуры зависит от ряда факторов и в первую очередь от вида топлива и ресурса работы установки.

Тяжелое жидкое топливо с содержанием серы и ванадия предопределяет начальную температуру газа не выше 650°C в связи с возможной коррозией лопаток. Легкое жидкое и газообразное топливо не лимитирует температуру газа перед соплами. В этом случае определяющим фактором является прочность элементов ротора турбины. Характеристики ползучести материала определяют взаимосвязь между напряжениями в лопатках и ресурсом их работы.

Значительное влияние на ресурс оказывает число пусков ГТУ, так как в период пуска и быстрого набора мощности возникают значительные напряжения в элементах ротора. Так, ресурс стационарной пиковой ГТУ мощностью 10 МВт составляет 8000 ч при 10 пусках, 2400 ч при 1500 пусках и 1800 ч при 1800 пусках. Таким образом, один пуск эквивалентен примерно 3,5 ч работы при полной нагрузке.

Особенностью первых ступеней газовых турбин в отличие от паровых являются большие объемные расходы рабочего тела, определяемые его высокой температурой, низким уровнем давления, а также большим массовым расходом на единицу полезной мощности. Бла-

годаря этому в газотурбинной установке (ГТУ) мощностью более 100—200 кВт лопатки имеют приемлемую высоту и турбины могут быть выполнены осевыми.

Выбор числа ступеней осевых турбин является важным при проектировании турбины. С ростом числа ступеней возрастают размеры и стоимость турбины, усложняется конструкция элементов и организация их охлаждения, но повышается КПД проточной части. С другой стороны, малое число ступеней предопределяет применение активной первой ступени с большим перепадом и резким снижением температуры газа за соплом.

В двухступенчатой турбине при начальной температуре газа 760°C температура рабочей лопатки первой ступени равна 625°C, а в реактивной десятиступенчатой турбине температура лопатки при той же начальной температуре равна 738°C. Таким образом, при заданной температуре рабочей лопатки первой ступени в активной турбине может быть значительно повышена начальная температура газа. Кроме того, так как в этом случае газ разгоняется до больших осевых скоростей, уменьшается высота рабочей лопатки и снижаются напряжения от центробежных сил, что позволяет дополнительно увеличивать начальную температуру. Высокая температура газа в определенной степени компенсирует пониженный КПД турбины с малым числом ступеней, но требует более качественных материалов и лучшего охлаждения корпуса турбины, соплового аппарата, входного патрубка и других элементов, омываемых потоком горячего газа.

Таким образом, существует множество факторов, влияющих на выбор числа ступеней турбины, причем как мало-, так и многоступенчатые конструкции вполне жизнеспособны и имеют достаточно широкое применение. По сравнению с паровыми газовые турбины имеют меньшее число ступеней (5—6 ступеней).

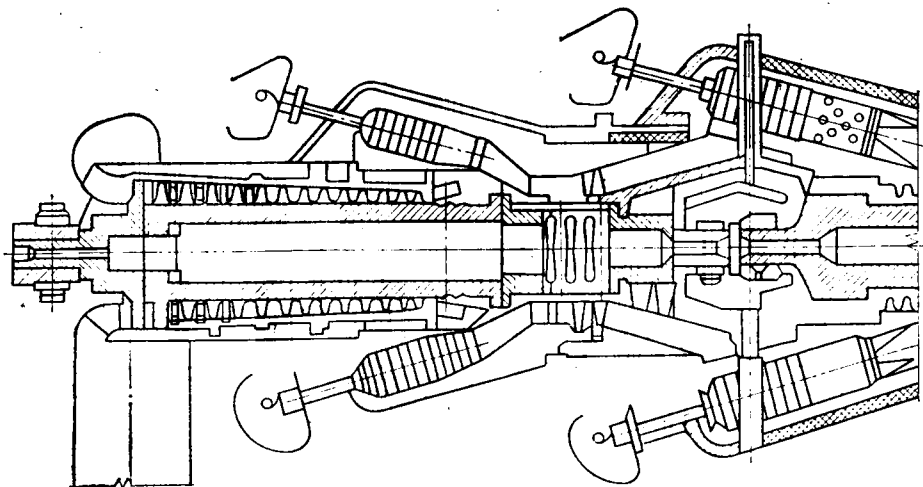


Рис. 6.52. Продольный разрез газовой турбины ГТ-100 ЛМЗ.

Исключения составляют установки, работающие на тяжелом топливе, содержащем серу и ванадий, в которых приемлемый КПД может быть достигнут только при большом числе ступеней турбины.

Продольный разрез современной газовой турбины мощностью 100 МВт с начальной температурой газов 750°C приведен на рис. 6.52.

Установка предназначена для работы на двух видах топлива: природном газе и жидком газотурбинном топливе.

В этой установке, несмотря на применяемую усложненную тепловую схему (с промежуточным охлаждением воздуха и промежуточным подогревом), довольно широко использован принцип блочности проектирования и изготовления отдельных ее элементов и узлов.

Так, например, блочно выполнена турбокомпрессорная группа, включающая в себя компрессор высокого давления (КВД), камеру сгорания высокого давления (КСВД) и турбину высокого давления (ТВД), которая в свою очередь конструктивно объединена общим силовым корпусом с камерой сгорания низкого давления (КСНД) и турбиной низкого давления (ТНД).

Силовой корпус турбоблока сварной, имеет общий горизонтальный разъем и два технологических вертикальных разреза. Все эти разъемы имеют фланцевые соединения.

К передней части корпуса с помощью вертикального фланца присоединена входная часть, состоящая из двух половин: нижняя половина выполнена заодно с корпусом переднего опорно-упорного подшипника и пускового устройства (высокообо-

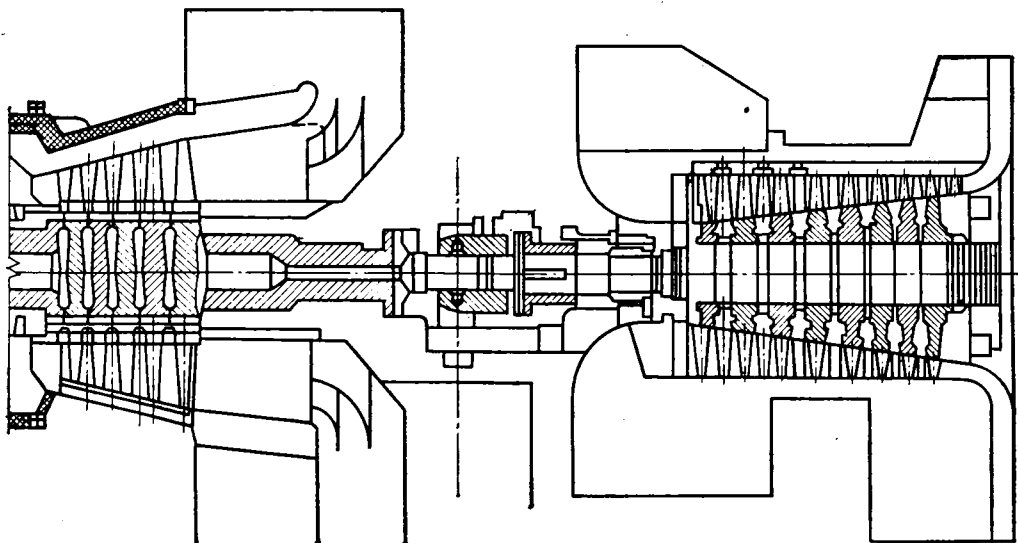
ротная паровая турбина), соединенного с помощью гидравлической распечной муфты через зубчатую передачу с ротором компрессора низкого давления (КНД).

Направляющие лопатки КВД, объединенные с помощью сварки в направляющие аппараты (из двух половин с горизонтальным разъемом), установлены в кольцевые расточки обоймы, монтируемой своим гребнем в расточке внутреннего выступа корпуса. Подобная двухстенная конструкция хотя и более трудоемка, но удобна при монтаже с точки зрения обеспечения требуемых радиальных зазоров по проточной части КВД.

Через диффузор воздух поступает в кольцевое пространство корпуса блока высокого давления, в котором установлено 12 наклонно расположенных пламенных труб КСВД, объединенных общим сборным кольцевым коллектором, откуда продукты сгорания попадают к сопловому аппарату первой ступени ТВД.

Сопловые лопатки всех трех ступеней ТВД набираются в кольцевые расточки сегментов, монтируемых в свою очередь в обойму, состоящую из двух половин и устанавливаемую своим гребнем в кольцевую расточку выступа корпуса.

Опорные подшипники роторов ТВД и ТНД установлены в общем корпусе блока, связанном с корпусом ТВД вертикальным полуфланцем в нижней половине и кольцевым выступом (зубом) в верхней половине. Снаружи двухстенный корпус блока внутренних подшипников омывается газами высокой температуры (около 540°C), выходящими из диффузора за ТВД во внутреннюю полость корпуса блочно-секционной КСНД, которая состоит из 12 наклонно расположенных пламенных труб, имеющих выход в общий коллектор перед сопловым аппаратом ТНД.



Подвод и слив смазочного масла и подвод охлаждающего воздуха осуществляется через нижнее вертикальное ребро.

К заднему вертикальному фланцу корпуса ТНД крепится выхлопной патрубок с выходным диффузором и кольцевыми поворотными направляющими лопатками.

Двумя парами горизонтальных лап, расположенных соответственно в зоне корпусов КСВД и КСНД, силовой корпус турбоагрегата опирается на четыре вертикальные стойки, связанные с фундаментом. По одной паре горизонтальных лап имеют входная и выходная части турбоблока, которыми они также опираются на две пары вертикальных стоек. Фикс-пункт (мертвая точка) общего корпуса турбоагрегатов расположен на передних лапах входной части.

Ротор КВД цельнокованный, барабанного типа, с тангенциальной заводкой рабочих лопаток. Он соединен вертикальным

фланцем с промежуточной кольцевой вставкой, к которой с помощью 12 болтов притягиваются три диска ротора ТВД. Рабочие лопатки закреплены в дисках с помощью двухзубчиковых торцевых елочных хвостовиков. Аналогичную конструкцию имеет ротор ТНД, состоящий из пяти дисков без центрального отверстия, притягиваемых 12 болтами (стяжками) к цельнокованным передней и задней концевым частям. Элементы ГТУ, подверженные воздействию высоких температур (сегменты сопловых лопаток, хвостовые соединения рабочих лопаток ТВД и ТНД, внутренний корпус блока внутренних подшипников, пламенные трубы КСВД и КСНД и др.), охлаждаются воздухом, отбираемым за соответствующими ступенями КВД.

Транспортировка оборудования к месту монтажа ГТУ осуществляется отдельными блоками и узлами.

Глава седьмая

ГАЗОТУРБИННЫЕ, ПАРОГАЗОВЫЕ И МАГНИТОГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Наряду с паротурбинными ТЭС и АЭС в современной энергетике находят применение электростанции с газотурбинными, парогазовыми установками (ГТУ, ПГУ) и с магнетогидродинамическими установками (МГД). Область применения ГТУ и простейших ПГУ — это пиковая и полупиковая части графика нагрузок. МГД-установки до настоящего вре-

мени эксплуатировались как экспериментальные и опытно-промышленные.

7.1. ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Простейшая газотурбинная установка и реальный цикл ее работы показаны на рис. 7.1 (точки 1', 2', 3', 4' на рис. 7.1 характеризуют идеальный цикл и соответствуют точ-

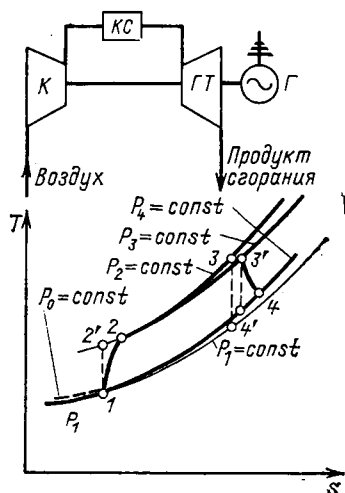


Рис. 7.1. Схема простейшей ГТУ и реальный цикл ее работы.

кам на рис. 1.14; точки 1, 2, 3, 4 характеризуют реальный цикл). В отличие от идеального цикла (см. § 1.5) КПД реального зависит не только от степени сжатия $\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$, но также от температу-

ры газов перед газовой турбиной T_3 , значений внутренних относительных КПД турбины и компрессора η_{oi}^T, η_{oi}^K и потерь давления в соединительных газозахватах. Каждому значению T_3 соответствует свое оптимальное значение ϵ_{opt} (рис. 7.2). Это вытекает из того, что по мере увеличения ϵ мощность компрессора оказывается равной мощности турбины (при этом $\eta=0$). Такое же равенство мощности турбины и компрессора имеет место при $\epsilon \rightarrow 1,0$ ($\eta=0$). Таким образом, функция $\eta=f(\epsilon)$ имеет максимум при оптимальном значении ϵ_{opt} . Увеличение КПД ГТУ повышением начальной температуры T_3 ограничивается жаропрочностью металла проточной части турбины. Обычно начальную температуру газов перед турбиной принимают 750—800°C. Для получения такой температуры при теоретической температуре сгорания топлива 1700—2000°C требуется поддерживать перед турбиной большой избыток воздуха ($\alpha_b=3$ и выше).

КПД простейших ГТУ имеет низкое значение (14—18%), поэтому ГТУ могут быть использованы для покрытия лишь кратковременных пиков нагрузки, общей продолжительностью в году 200—300 ч. В этом случае увеличение топливной составляющей себестоимости 1 кВт·ч компенсируется снижением составляющей капиталовложений (незначительная стоимость оборудования).

При значительном числе часов работы (2000—3000 и более) с целью повышения КПД ГТУ ее выполняют с несколькими ступенями подвода теплоты и промежуточного охлаждения сжимаемого воздуха и регенеративным подогревом сжатого воздуха отработавшими в газовой турбине газами (рис. 7.3,а), приближая тем самым реальный цикл к циклу Карно.

Регенеративный подогрев сжатого в компрессоре воздуха отработавшими в газовой турбине газами характеризуется степенью регенерации

$$\sigma_p = (T_p - T_k'') / (T_t'' - T_k''), \quad (7.1)$$

где T_p — температура нагретого в регенераторе воздуха, К; T_t'' — температура газа после турбины, К; T_k'' — температура воздуха на выходе из компрессора, К, или

$$\sigma_p = \Delta T_v / \Delta T_r;$$

где ΔT_v — нагрев воздуха в регенераторе; ΔT_r — охлаждение газов в регенераторе.

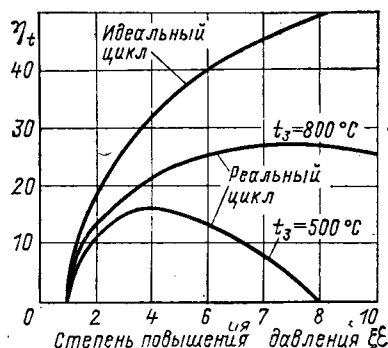


Рис. 7.2. Зависимость термического КПД цикла ГТУ от степени повышения давления.

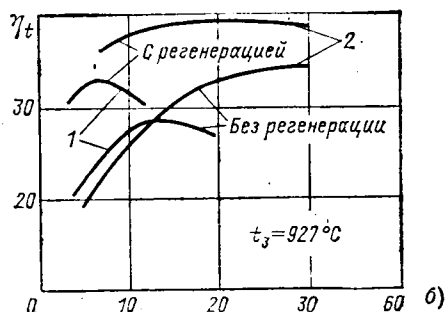
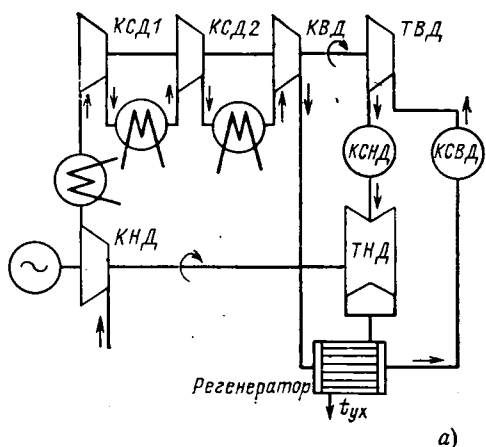


Рис. 7.3. ГТУ с регенерацией и охлаждением воздуха.

а — двухвальная схема ГТУ с регенерацией и охладителями воздуха; *б* — зависимость термического КПД ГТУ от введения промежуточного охлаждения, нагрева газа и регенерации; 1 — циклы без промежуточного подогрева газов и без промежуточного охлаждения; 2 — циклы с двумя ступенями промежуточного охлаждения и промежуточным нагревом газов.

Обычно регенератор представляет собой трубчатый теплообменник. Удельная поверхность нагрева регенератора H_p , $\text{м}^2/\text{кг}$, имеет зависимость от степени регенерации

$$H_p = A\sigma_p / (1 - \sigma_p), \quad (7.2)$$

где A — коэффициент, отражающий свойства рабочего тела и условия теплообмена.

Таким образом, при $\sigma_p \rightarrow 1$ $H_p \rightarrow \infty$. На практике степень регенерации принимается в пределах 0,6—0,8.

Промежуточный подогрев газов и промежуточное охлаждение воздуха осуществляются для повышения КПД ГТУ, так как при этом увеличивается средняя температура подвода теплоты и уменьшается сред-

няя температура ее отвода. Данные мероприятия совместно с регенеративным подогревом воздуха приводят к существенному повышению КПД ГТУ (см. рис. 7.3,б). Промежуточный подогрев газа приводит также к увеличению мощности газовой турбины. Этот подогрев производится в дополнительных камерах сгорания между газовыми турбинами высокого и низкого давления. Возможность сжигания в таких камерах дополнительного количества топлива определяется значительным избытком воздуха и содержанием кислорода после газовой турбины высокого давления на уровне 16—18%.

Промежуточное охлаждение воздуха осуществляется в специальных воздухоохладителях, размещаемых между разделенным на части воздушным компрессором. Это мероприятие снижает потребляемую мощность, затрачиваемую на привод компрессора. Снижение температуры сжатого воздуха повышает также эффективность работы регенератора, так как уменьшает температуру уходящих газов до обычно принимаемой в паротурбинных установках (160—170 °C). Промежуточное охлаждение воздуха требует незначительного расхода воды по сравнению с расходом циркуляционной охлаждающей воды в паровых турбоустановках.

Одним из наиболее распространенных методов утилизации теплоты уходящих из ГТУ газов является их использование для отопления и горячего водоснабжения. Сетевая вода нагревается при этом в теплообменниках, расположенных в выпускном тракте турбины. Данной схеме отдают предпочтение перед схемами с использованием теплоты уходящих газов в регенераторах. Теплофикационными подогревателями сетевой воды снабжены отечественные базовые установки мощностью 25, 50 и 100 МВт.

Отвод теплоты для теплофикации производится не только из теплофикационного подогревателя, но и из

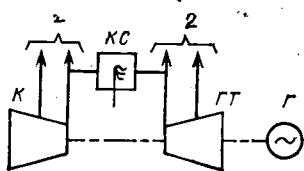


Рис. 7.4. Схема ГТУ с развитой системой утилизации газов.

1 — отбор горячего воздуха на первую ступень подогрева воды; 2 — отбор дымовых газов на теплофикационный подогреватель.

промежуточных воздухоохладителей, которые выполняются в таких случаях двухсекционными. Нагретая в первой секции вода поступает для дальнейшего подогрева в теплофикационный подогреватель, а вторая секция при этом охлаждается циркуляционной водой. Непосредственное использование горячей воды из воздухоохладителей обычно исключается из-за низкой температуры воды. В редких случаях эта теплота может быть утилизирована в таких низкопотенциальных системах, как плавательные бассейны и т. п.

Так как диапазон изменения потребления тепла отопительными системами значительно шире, чем допускает регулирование ГТУ, в подобных схемах используются дополнительные пиковые водогрейные котлы и аккумуляторы горячей воды.

На рис. 7.4 представлена схема ГТУ с развитой системой утилизации уходящих газов. В установке имеется регенератор и подогреватель сетевой воды. В летнее время установка работает по электрическому графику, зимой — по теплофикационному. Оба воздухоохладителя — низкого и высокого давления — выполнены двухсекционными. Через первые их секции прокачивается сетевая вода, которая отводит от обоих воздухоохладителей примерно 20 Гкал/ч. Далее вода поступает в теплофикационный подогреватель, выполненный в виде двух секций, включенных параллельно по ходу газа и воды.

Система утилизации теплоты уходящих газов позволяет обеспечить любое сочетание работы регенератора и теплофикационного подогревателя. С помощью шиберов газ может проходить или только через регенератор, или только через подогреватель, или последовательно через регенератор и подогреватель.

На практике используются следующие пять типовых конструктивных схем ГТУ.

Схема 1. Одновальная ГТУ простого цикла с возможной разбивкой компрессорной группы на две-три ступени сжатия и

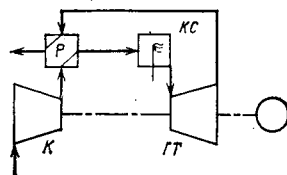


Рис. 7.5. Схема ГТУ с регенеративным газозводушным теплообменником.

К — компрессор; Р — регенератор; КС — камера сгорания; ГТ — газовая турбина.

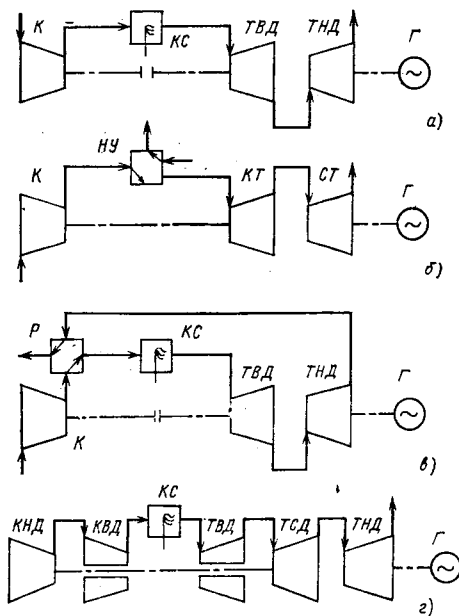


Рис. 7.6. Схемы двухвальной ГТУ с разрезным валом и различными газогенераторами.

а — простейшая схема; К — компрессор; КС — камера сгорания; ТВД — турбина высокого давления; ТНД — турбина низкого давления; б — схема с нагревательным устройством (НУ); в — схема с регенератором; г — схема с приводом каждого из компрессоров самостоятельной турбиной. КНД — компрессор низкого давления; КВД — компрессор высокого давления; ТСД — турбина среднего давления; ТНД — турбина низкого давления.

Таблица 7.1. Характеристики ГТУ

Тип и завод-изготовитель	Мощность, МВт	Степень		КПД, %	Масса на единицу мощности, кг/кВт	Заводская себестоимость, руб/кВт
		повышения давления	регенерации			
ГТ-25-750, ЛМЗ	25	10	0,75	28,0	25	40
ГТ-50-800, ХТГЗ	50	20	0,75	33,5	—	32
ГТ-100-750, ЛМЗ	100	26,8	Нет	28	4,5	12
ГТ-100-750, ЛМЗ	100	20,1	0,8	37,2	—	30

включением соответственно одного-двух промежуточных охладителей (см. рис. 7.1).

Схема 2. Одновальная ГТУ с регенерацией тепла уходящих газов (рис. 7.5).

Схемы 3а—3г. Двухвальная ГТУ с разрезным валом, свободной силовой турбиной и устройством для подготовки рабочего тела (газогенератором), обладающим необходимым запасом избыточной тепловой энергии.

Газогенератор состоит из одного или нескольких компрессоров для сжатия рабочего тела, устройства для его подогрева и сжигания и одной или нескольких турбин, используемых для привода компрессоров. Поэтому в зависимости от конструктивного выполнения газогенератора рассматриваемая схема ГТУ может иметь четыре разновидности (рис. 7.6, а—г).

В схеме 3а (рис. 7.6, а) газогенератор выполняется по простейшей конструктивной схеме, которая состоит из компрессора, камеры сгорания и газовой турбины, приводящей во вращение компрессор.

В схеме 3б рабочее тело подогревается в специальном теплообменнике — нагревательном устройстве (НУ) за счет передачи теплоты от внешнего источника (рис. 7.6, б).

В схеме 3в газогенератор кроме перечисленных элементов включает регенератор, в котором избыточная теплота уходящих из силовой турбины газов используется для подогрева воздуха, выходящего из компрессора (рис. 7.6, в).

В схеме 3г газогенератор выполняется в виде двухвального турбокомпрессорного блока, в котором каждый из компрессоров приводится во вращение самостоятельной турбиной (рис. 7.6, г).

Схема 4. Двухвальная ГТУ с заблокированной силовой турбиной и свободным турбокомпрессорным валом (см. рис. 7.3, а), в которой компрессор разбивается на ступени сжатия с включением промежуточного охладителя и регенератора.

Схема 5. Одновальный газотурбокомпрессор с использованием потенциала отбираемого рабочего тела (воздуха или горячего газа) для промышленных или бытовых нужд (см. рис. 7.4).

Основой для выбора конструктивной схемы ГТУ являются следующие требования заказчика: назначение установки; режим эксплуатации; массогабаритные огра-

ничения; маневренность; используемое топливо. Окончательно конструктивная схема выбирается по результатам технико-экономических расчетов.

При предварительном выборе конструктивной схемы ГТУ можно руководствоваться следующими соображениями.

Для ГТУ, используемых в качестве энергетических агрегатов для покрытия пиковых энергетических нагрузок, основополагающими требованиями являются хорошие маневренные свойства, низкая стоимость установленного киловатта при обеспечении высокой эксплуатационной надежности. Поэтому для них наиболее предпочтительными являются схемы 1 или 3а.

Для ГТУ, используемых в качестве аварийного резерва, т. е. когда число часов использования мало, но требуется весьма высокая степень надежности при малых удельных затратах на изготовление, монтаж и эксплуатацию, наиболее целесообразным следует считать типовые конструктивные схемы 3а и 3г, которые допускают использование в качестве газогенератора авиационного ГТД.

Для стационарных ГТУ, работающих в базовом режиме или близком к нему, экономически оправданным является использование схем 2, 3в, 4.

Типовая схема 5 находит широкое применение в энерготехнологических ГТУ, используемых в химической, нефтеперерабатывающей и металлургической отраслях промышленности.

Транспортные ГТУ выполняются обычно по конструктивным схемам 3в и 3г, обеспечивающим хорошую приспособляемость ГТУ к условиям внешней нагрузки и ее высокие маневренные качества.

Технико-экономический анализ показывает преимущества ГТУ по сравнению с ПТУ: уменьшение на 20—25% капитальных затрат; уменьшение на 50% расхода металла; уменьшение сроков строительства; уменьшение в 2—2,5 раза численности эксплуатационного персонала. Единичная мощность ГТУ пока что не превышает 100 МВт, КПД установки 27—37%.

С повышением начальной температуры газов до 1200 °С мощность ГТУ будет доведена до 200—220 МВт и КПД установки до 38—40%. Ориентировочные характеристики некоторых ГТУ приведены в табл. 7.1.

7.2. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ

Парогазовые установки (ПГУ) представляют собой технологическое соединение паротурбинной и газотурбинной установок, объединяемых общим тепловым циклом. Простейшая схема ПГУ показана на рис. 7.7. По этой схеме отработавшие газы газовой турбины с достаточно высокой температурой сбрасываются в топку парового котла, вытесняя соответствующее количество топлива, сжигаемого в топке. Поскольку в газотурбинной установке используется дефицитное жидкое

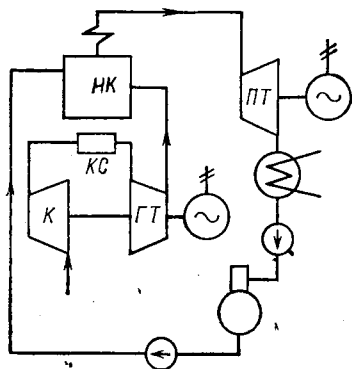


Рис. 7.7. Схема парогазовой установки с низконапорным котлоагрегатом.

К — компрессор; ГТ — газовая турбина; ПТ — паровая турбина; КС — камера сгорания; НК — низконапорный котлоагрегат.

или газообразное топливо, то такое соединение ее с паротурбинной установкой может быть применено во время пиковых нагрузок. В остальное время ГТУ может отключаться, а паротурбинная установка работает в обычном режиме. Достоинством этой схемы ПГУ, которая называется еще схемой с низконапорным котлом, так как давление в его топке около 0,1 МПа, является мобильность в наборе пиковой мощности. В то же время вызывает затруднение работа воздушного подогревателя парового котла, поскольку необходимый для горения топлива горячий воздух заменяется сбросными газами газовой турбины, имеющими большой избыток воздуха с содержанием кислорода 16—18%. Полное или частичное отключение воздушного подогревателя повышает температуру уходящих газов парового котла. В совокупности все это обеспечивает незначительное повышение КПД установки в целом. Перестройка же тепловой схемы паровой части установки (замена регенеративного подогрева питательной воды газоводяными подогревателями) предполагает ее работу с базовой нагрузкой при постоянном сжигании жидкого или газообразного топлива.

Конкурирующей схемой ПГУ является схема с высоконапорным котлом (рис. 7.8). Топка котла находится под давлением, равным давлению газов перед газовой турбиной (0,5—1,0 МПа), т. е. высоконапорный котел (ВПК) одновременно

Таблица 7.2. Расчетное сравнение экономичности ПГУ с ПТУ

Тип ПГУ	Мощность, ГТ, кВт	Мощность ПТ, кВт	КПД ПГУ	Экономия по сравнению с ПТУ	
				Топливо, %	Расчетные затраты, млн. руб/год
ПГУ со сбросом газов в котел:					
ПГУ-400	100	300	40,9	4	1,00
ПГУ-200	40	160	39,4	4—5	0,44
ПГУ с ВК:					
ПГУ-400	100	300	43,0—43,5	6—7	2,3
ПГУ-240	40	200	41,5—42	8—9	10

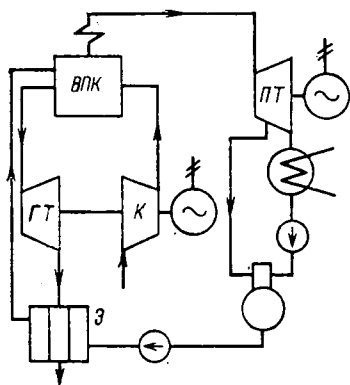


Рис. 7.8. Схема парогазовой установки с высоконапорным котлом.

К — компрессор; ГТ — газовая турбина; ПТ — паровая турбина; ВК — высоконапорный котел; Э — газодынная экономайзер.

служит камерой сгорания газотурбинной установки и котлом для паровой части установки. Высокое давление газов в топке создает лучшие условия теплообмена, сокращает объем камеры сгорания, уменьшая ее габариты по сравнению с габаритами топок обычных котлов в 2—3 раза. Теплота уходящих газов используется для подогрева питательной воды паровой части установки, что приводит к вытеснению регенеративного подогрева питательной воды. КПД такой установки достигает 42—43% (табл. 7.2).

7.3. МАГНИТОГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Принципиальные схемы и циклы работы магнитогидродинатических (МГД) установок рассмотрены в § 1.5. Необходимо отметить, что принцип работы МГД-установок прост и позволяет реализовать процесс превращения тепловой энергии в электрическую без применения двигателей с вращающимися элементами. Это, в свою очередь, дает возможность резко поднять температуру подвода теплоты, и тем самым существенно увеличить КПД установки. Кроме того, в одной МГД-установке принципиально просто сосредоточить крупные мощности — до 1000—2000 МВт. Источни-

ком теплоты при получении высокотемпературного газового потока является либо органическое топливо, в частности уголь, либо ядерное горючее. В первом случае используется открытая схема с удалением отработавших газов в атмосферу; во втором — закрытая схема с циркуляцией газового или жидкометаллического теплоносителя.

Однако в процессе разработки опытно-промышленных МГД-установок возникли значительные технические трудности. Прежде всего — это создание высокотемпературных воздухоподогревателей или необходимость обогащения воздуха кислородом; создание магнитных полей с высокой индукцией (до 10 Вб/м^2); достижение высоких уровней проводимости плазмы при сравнительно невысоких температурах ($2000\text{—}2500^\circ\text{C}$). С другой стороны, осуществление установок с МГД-генераторами требует применения огнеупорных, жаростойких и термостойких материалов. К таким материалам относятся керамика, нитриды, карбиды, окислы металлов, некоторые чистые металлы (вольфрам, тантал, молибден и др.), что ведет к удорожанию установки и ограничению режимов работы последней. Существенным недостатком МГД-установок является и тот факт, что конструктивно простые кондукционные МГД-генераторы имеют стационарное магнитное поле и поэтому вырабатывают постоянный ток. Для его преобразования в переменный требуются громоздкие и дорогостоящие преобразователи. Применение же переменного магнитного поля и выработка переменного тока приводят к значительным сложностям в конструкции МГД-генератора. Необходимо также отметить, что в качестве надстройки к турбинам АЭС МГД-генератор пока непригоден из-за нерешенности проблемы создания высокотемпературного реактора. На сегодняшний день используется надстройка МГД-генератора к обычным паротурбинным ТЭС. В этом случае возникают значительные тер-

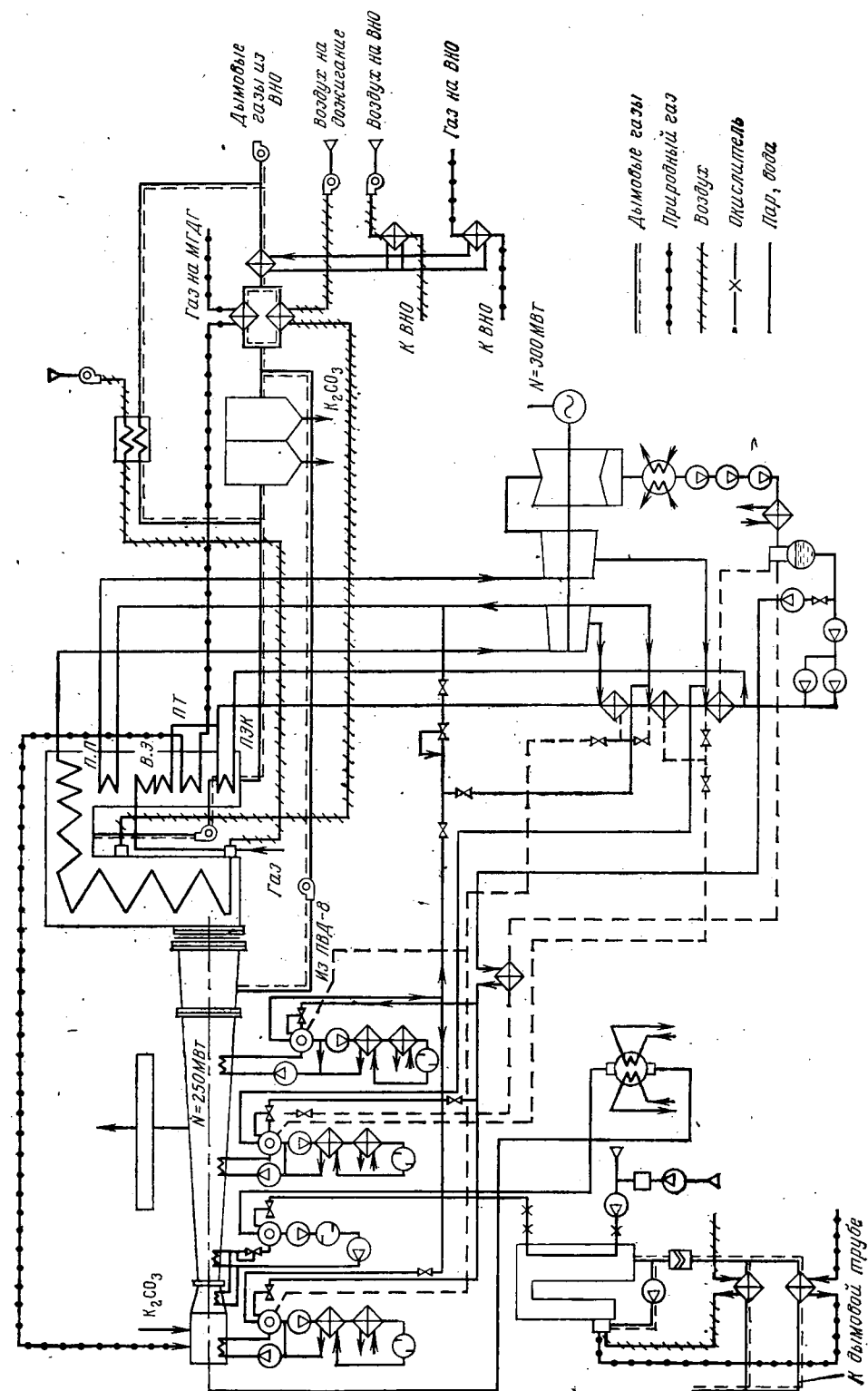


Рис. 7.9. Принципиальная технологическая схема МГД-энергоблока мощностью 500 МВт.

модинамические потери при использовании уходящих из МГД-генератора высокотемпературных газов 2500К, общий КПД установки существенно снижается (до 45—46%) и становится соизмеримым с КПД ПГУ. Все это привело к сокращению работ по разработке и сооружению МГД-установок. У нас в стране действует опытно-промышленная установка открытого типа У-25 (мощностью 25 МВт) и в настоящее время сооружается первая крупная промышленная установка электрической мощностью 500 МВт, схема которой приведена на рис. 7.9.

В основу проектных разработок головной промышленной МГД-электростанции положены следующие предпосылки.

Технико-экономические показатели МГД-установки должны быть выше, чем у известных предполагаемых к вводу в 1985 г. альтернативных электрогенерирующих установок.

Технические решения, закладываемые в проект, должны иметь надежное экспериментальное подтверждение. Это предопределило прежде всего выбор топлива, так как в настоящее время в СССР имеется опыт использования в МГД-установках только природного газа.

Паросиловая установка МГД-блока принимается стандартной, освоенной в производстве и эксплуатации. Мощность ее минимальна, исходя из соображений ограниченных затрат на головной блок, но не ниже мощности, при которой МГД-генератор получается достаточно экономичным.

Этим условиям вполне соответствует широко распространенная в Советском Союзе турбина К-300-240. Мощность МГД-надстройки для этой турбины составляет 240—260 МВт, что хотя и существенно меньше оптимального значения для МГД-генератора, но достаточно для демонстрации принципиальных преимуществ МГД-метода.

В связи с особенностями МГД-установки (повышенные температу-

ры продуктов сгорания, наличие в продуктах сгорания присадки, необходимость использования теплоты, отводимой из системы охлаждения камеры сгорания и МГД-генератора в паровом цикле и т. д.) парогенератор МГД-блока отличается по конструкции от стандартного.

Проведенные конструктивные проработки показали, что все новое оборудование (сверхпроводящая магнитная система, компрессоры, системы очистки продуктов сгорания от присадки, электрическая часть МГД-генератора и т. д.) находится на техническом уровне, при котором оно может быть изготовлено на существующих промышленных предприятиях с использованием минимального количества новых материалов.

Подогрев окислителя принят до 1700°C и производится в автономных высокотемпературных нагревателях доменного типа (кауперах), поскольку более высокий подогрев окислителя или замена автономных нагревателей регенеративными сопряжены с использованием новых материалов, для изготовления которых требуется существенное переоснащение промышленности.

МГД-генератор рассчитан таким образом, что расход и энтальпия его выхлопных газов достаточны для получения пара в количестве, необходимом для турбины К-300-240.

В качестве окислителя проектируется применение атмосферного воздуха, слабо обогащенного кислородом (до 27%) и подогретого до 1700°C. Небольшое обогащение предусматривается в качестве резервной меры на случай, если в начальный период эксплуатации температура и электропроводность плазмы окажутся ниже расчетных. По мере достижения расчетных параметров от обогащения воздуха предполагается отказаться. В обоих случаях используется одно и то же оборудование.

МГД-электростанция укомплектовывается компрессорами с приводом от синхронных двигателей. Бо-

лее экономичным решением является установка компрессора с приводом от специальной турбины, получающей часть пара из ЦВД основной турбины после его промежуточного перегрева. Однако в этом случае потребовалась бы разработка новой основной паровой турбины для привода электрогенератора, поскольку в ней расход пара до и после промперегрева был бы различным. Для головного блока такое решение не было принято, однако при переходе к серийным МГД-электростанциям предполагается пересмотреть это решение и перейти на паровой привод компрессора.

Одним из сложных является вопрос о рациональном использовании низкопотенциальной теплоты в МГД-цикле. В отличие от обычных паротурбинных станций в МГДЭС охлаждение уходящих газов в области температур ниже 300°C не

может производиться окислителем, поскольку он выходит из компрессора с более высокой температурой. Кроме того, 7—9% теплоты сожженного топлива отводится из системы охлаждения камеры сгорания и МГД-генератора при температуре не выше $250\text{—}260^{\circ}\text{C}$. Низкопотенциальную теплоту можно использовать лишь при условии частичного вытеснения паровой регенерации, использования теплоты уходящих газов для нагрева топлива и подогрева воздуха, поступающего в автономные высокотемпературные нагреватели, и других целей. Выполненные проектные разработки показали, что применение МГД-электростанций вместо паротурбинных даст около 20% экономии топлива, и при цене условного топлива 30 руб/т позволит уменьшить расчетные затраты на отпускаемую продукцию на 6—7%.

Глава восьмая

ТЕПЛОВЫЕ И АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Совокупность аппаратов и механизмов, обеспечивающих реализацию термодинамических циклов преобразования тепловой энергии в механическую и затем в электрическую энергию, называется тепловой электрической станцией (ТЭС). Электростанцию с комбинированным производством электрической и тепловой энергии называют теплоэлектроцентралю (ТЭЦ).

Таким образом, тепловые электрические станции включают в себя оборудование, технологически необходимое для осуществления непрерывного производства электрической, а при необходимости и тепловой энергий. Так, например, комплекс паротурбинной ТЭС (рис. 8.1), работающей на органическом топливе, состоит из топливоподдачи 1, котлов 2, паровых турбин 3, электрогенераторов 4, электрических распредустройств 5, оборудования циркуляционного водоснабжения 6,

оборудования золоулавливания 7 и золоудаления 8, водоема 11, тягодутьевых устройств 9 и дымовых труб 10. Все это оборудование взаимосвязано пароводяными трубопроводами, газозоудушными трактами, электрическими коммуникациями.

8.1. ПОТРЕБЛЕНИЕ И ПРОИЗВОДСТВО ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ И ТЕПЛОТЫ

Одной из особенностей электрической и отчасти тепловой энергии является необходимость синхронности их производства с потреблением. В то же время в течение суток, недель, месяцев и года потребление этих энергий не остается постоянным. На практике устанавливаются графики зависимости величины потребления электроэнергии и теплоты от текущего времени.

На рис. 8.2 показан характерный суточный график изменения мощности электропотребления в зависимости от часа суток (τ). График от-

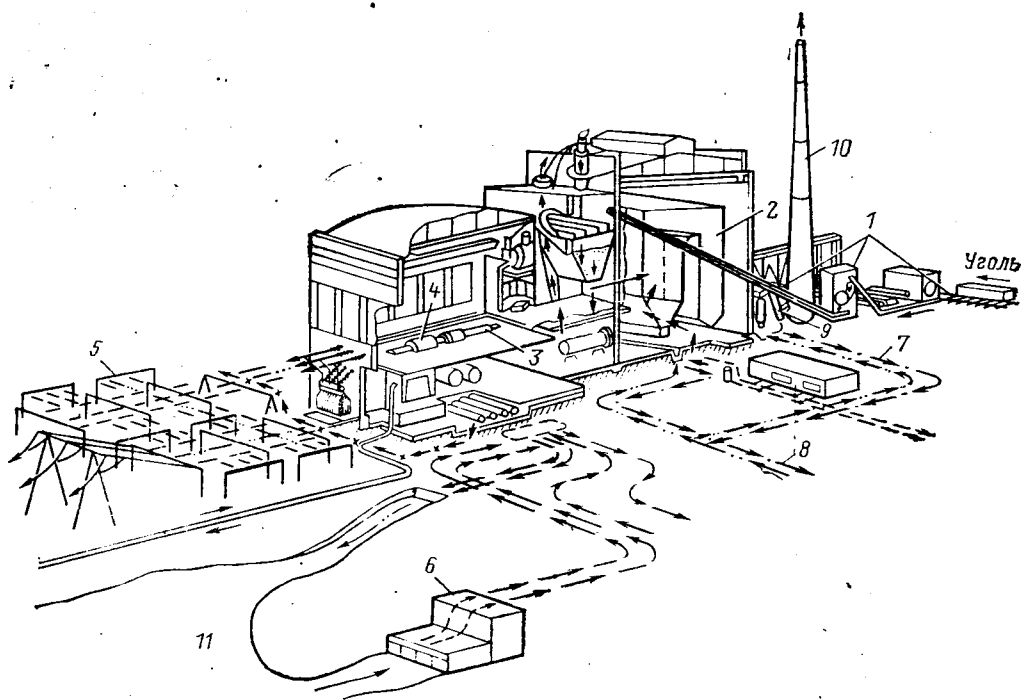


Рис. 8.1. Технологическая схема ТЭС.

ражает складывающееся на практике повышение мощности электропотребления в утренние, дневные и особенно в вечерние часы и резкое снижение потребления в ночное время (ночной провал нагрузки). Аналогично строится годовой график электропотребления.

На рис. 8.3 приведен вместо суточного характерный годовой график теплопотребления для разных сезонов года.

Переменное по времени потребление электрической и тепловой энергии покрывается электростан-

циями и ТЭЦ, объединенными в энергосистемы, а также отдельными котельными. В соответствии с графиком энергопотребления меняется рабочий состав и режимы работы агрегатов, входящих в энергосистему.

Объективная оценка формы графиков энергопотребления отражается в ряде показателей режимов энергопотребления.

Коэффициент использования максимальной нагрузки g_m — отношение среднесу-

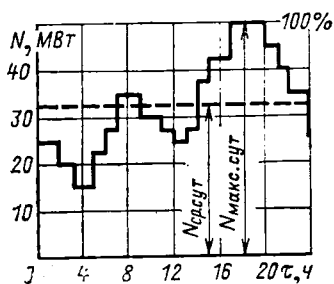


Рис. 8.2. Суточные графики электрической нагрузки.

12—8190

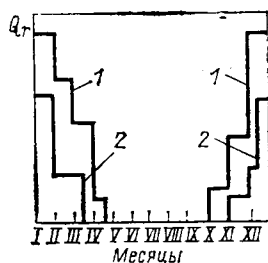


Рис. 8.3. Годовой график отопительной нагрузки.

1 — максимальное значение; 2 — минимальное значение.

точной нагрузки $N_{\text{ср}}$ к ее максимальному значению $N_{\text{макс}}$

$$g_m = N_{\text{ср}} / N_{\text{макс}}. \quad (8.1)$$

Близкий по отношению к g_m показатель числа часов использования максимальной нагрузки T_m

$$T_m = \mathcal{E}_c / N_{\text{макс}}, \quad (8.2)$$

где $\mathcal{E}_c$ — количество производимой за сутки (месяц, год) электроэнергии:

$$\mathcal{E}_c = \int_0^{24} N d\tau.$$

Коэффициент неравномерности суточной нагрузки $f_{\text{мин}}$ — отношение минимальной нагрузки за сутки к максимальной.

$$f_{\text{мин}} = N_{\text{мин}} / N_{\text{макс}}. \quad (8.3)$$

Аналогичные коэффициенты могут применяться как для суток, так и для годового периода. В энергосистемах (или отдельных ТЭС) мощность установленных энергоагрегатов $N_{\text{уст}}$ превышает максимальную рабочую мощность $N_{\text{макс}}$ на величину резерва.

Отношение этих мощностей определяет коэффициент резерва

$$\rho = N_{\text{уст}} / N_{\text{макс}}. \quad (8.4)$$

На практике, поскольку располагаемая мощность может значительно отличаться от установленной (низкий уровень воды в водохранилище ГЭС, ухудшение качества твердого топлива, конструктивные дефекты оборудования) при определении коэффициента резерва пользуются отношением располагаемой* мощности к максимальной рабочей.

8.2. ТИПЫ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Тепловые электрические станции имеют различную классификацию

* Располагаемая мощность — это та часть установленной мощности, которая может быть использована в данный момент.

по типам в зависимости от ряда факторов. Так, по виду отпускаемой энергии различают паротурбинные электростанции с конденсацией отработавшего в турбине пара, предназначенные для производства только электроэнергии, — КЭС (конденсационные электрические станции); и тепловые электростанции, вырабатывающие электрическую и тепловую энергии, — ТЭЦ (теплоэлектроцентрали).

По виду тепловых машин, вырабатывающих электрогенератор, различают ТЭС с паровыми турбинами — ПТ, с газовыми турбинами — ГТ или при сочетании паровых и газовых турбин — ТЭС с ПГУ (парогазовыми установками).

По виду первичной природной энергии отличают ТЭС, работающие на органическом топливе (уголь, нефть, газ), и электростанции, использующие «ядерное горючее» (изотопы урана), — АЭС (атомные электрические станции) и АТЭС (атомные теплоэлектроцентрали).

Классифицируют тепловые электростанции и по другим признакам: по величине начальных параметров пара, по установленной мощности электростанции, по основной технологической структуре (блочные и неблочные ТЭС), по использованию станции в покрытии графика электропотребления (базовые, полубазовые, пиковые и полупиковые) и т. д.

8.3. ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ПАРОТУРБИННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Основным показателем работы тепловой электрической станции являются затраты первичной энергии на единицу полученной электрической энергии; в технической термодинамике этот показатель трансформируется в КПД установки. В технике часто пользуются также величинами расхода условного топлива на единицу произведенной электри-

ческой энергии. Так или иначе все эти показатели идентичны друг другу и математически связаны между собой простыми соотношениями.

По законам термодинамики преобразование тепловой энергии в механическую даже в идеальной тепловой машине не может быть эквивалентным, так как всегда имеют место потери части теплоты в «холодном источнике»; кроме того, в общей технологической схеме преобразования энергии на любой электростанции возникают дополнительные потери в отдельных элементах электростанции — котле, турбине, трубопроводах, на привод механизмов собственных нужд электростанции и т. д. Таким образом, для определения общей тепловой экономичности необходимо установить взаимосвязь этих величин и их влияние на результативные показатели.

Рассмотрим такую взаимосвязь, выраженную в показателях тепловой экономичности, применительно к паротурбинной электростанции, работающей на органическом топливе.

Для конденсационной электростанции баланс между затраченной энергией, полученной электроэнергией и энергетическими потерями, складывается в следующем виде:

$$Q_c = N_s + Q_k + Q_m + \\ + Q_r + Q_{тр} + Q_{к.у},$$

где Q_c — подводимая в установку тепловая энергия топлива, сжигаемого без потерь; N_s — полученная электроэнергия на клеммах генератора (электрическая мощность генератора); Q_k — потери теплоты с охлаждающей водой конденсатора, т. е. потери теплоты в «холодном источнике»; Q_m — потери механической энергии в подшипниках и менизмах турбины; Q_r — потери электрической энергии в электрогенераторе (нагрев в обмотках статора и ротора, на привод возбуждателя и др.); $Q_{тр}$ — потери теплоты в соединительных трубопроводах ТЭС;

$Q_{к.у}$ — потери теплоты в котельной установке (при сжигании топлива, с уходящими газами и др.).

При определении этих величин на единицу полученной от генератора электроэнергии (1 кВт·ч) баланс представляется в следующем виде:

$$q_c = 1 + q_k + q_m + q_r + q_{тр} + q_{к.у} = \\ = 1 + \Sigma q_{пот},$$

где q_c — расход первичной тепловой энергии на выработку 1 кВт·ч электроэнергии; $q_k, q_m \dots q_{к.у}$ — соответствующие потери.

Тогда КПД электростанции определяется по выражению

$$\eta_c = \frac{N_s}{Q_c} = \frac{1}{q_c} = 1 - \frac{\Sigma q_{пот}}{q_c} \quad (8.5)$$

КПД электростанции (η_c) может быть определен и по прямому сопоставлению расхода топлива на КЭС с произведенной электроэнергией. Если иметь в виду, что $Q_c = BQ_{рн}$, где B — часовой расход топлива; $Q_{рн}$ — теплота сгорания топлива, то

$$\eta_c = 3600N_s / BQ_{рн} \quad (8.6)$$

КПД электростанции может быть получен по удельным затратам теплоты на 1 кВт·ч произведенной электроэнергии или удельному расходу условного топлива b_y

$$\eta_c = \frac{3600N_s}{BQ_{рн}} = \frac{3600N_s}{B_y 29310} = \frac{0,123}{b_y} \quad (8.7)$$

где 29 310 кДж/кг — теплота сгорания условного топлива. Все рассмотренные выражения КПД по существу тождественны и применяются в том или ином виде в зависимости от конкретных условий их подсчета и принятой системы измерений.

Вышеприведенные балансы имеют аддитивный характер. В дальнейших расчетах и при анализе тепловых схем электростанций оказывается удобнее представлять КПД электростанции в виде произведения КПД отдельных элементов технологической схемы станции.

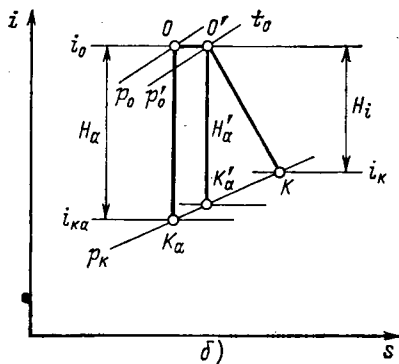
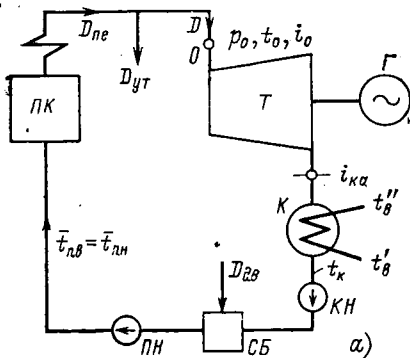


Рис. 8.4. Простейшая конденсационная паротурбинная установка.

а — схема установки; б — процесс расширения пара в турбине в координатах i, s ; ПК — паровой котел; Т — турбина; Г — генератор; К — конденсатор; КН — конденсатный насос; ПН — питательный насос; СБ — сборный бак; $\bar{i}_к, \bar{i}_{п.н}$ — энтальпия воды после конденсатора и после питательного насоса; D — расход пара на турбоустановку; $D_{д.в.}$ — добавочная вода; $D_{ут}$ — утечка пара и воды.

Рассмотрим первоначально простейшую конденсационную электрическую станцию, работающую по циклу Ренкина (рис. 8.4). Термический КПД в соответствии со значениями, показанными на рисунке, будет равен

$$\eta_t = \frac{Q_o - Q_k}{Q_o} = \frac{(i_o - \bar{i}_{п.н}) - (i_{к.а} - \bar{i}_к)}{i_o - \bar{i}_{п.н}} = \frac{H_a - h_{п.н}}{i_o - \bar{i}_{п.н}}. \quad (8.8)$$

В (8.8) учитывается работа, идущая на сжатие конденсата (питательной воды котлов) в питательном и конденсатном насосах, равная $h_{п.н} = \bar{i}_{п.н} - \bar{i}_к$.

Адиабатную работу сжатия в насосах можно определить по выражению

$$h_{п.н} = (p_n - p_v) v,$$

где p_k, p_v — соответственно давление воды на нагнетании и всасе насоса; v — средний удельный объем воды.

С учетом КПД насоса η_n работа сжатия воды в насосах равна

$$h_{п.н} = \frac{p_n - p_v}{\eta_n} v. \quad (8.9)$$

Этой же величине эквивалентен подогрев воды в насосе. При начальном давлении турбоустановки, не превышающем 10,0 МПа, величиной $h_{п.н}$ можно пренебречь и оценивать термический КПД по выражению

$$\eta_t = \frac{H_a}{i_o - \bar{i}_к}. \quad (8.9a)$$

Если учесть внутренний относительный КПД проточной части турбины $\eta'_{oi} = H_i / H'_a$, потери на дросселирование $\eta_{др} = H'_a / H_a$ (в обозначениях, приведенных на рис. 8.4), то внутренний относительный КПД турбины будет равен

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_a} = \frac{H_i}{H'_a} \frac{H'_a}{H_a} = \eta'_{oi} \eta_{др},$$

а внутренний абсолютный КПД турбоустановки равен

$$\eta_i = \frac{H_i}{i_o - \bar{i}_{п.н}} = \frac{H_i}{H_a} \frac{H_a}{i_o - \bar{i}_{п.н}} = \eta_t \eta_{oi}. \quad (8.10)$$

Далее, переходя к учету механических потерь в установке в виде «механического» КПД η_m и электрических потерь в генераторе η_g , находим абсолютный электрический КПД турбоустановки:

$$\eta_\Sigma = \eta_i \eta_m \eta_g = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_g. \quad (8.11)$$

Для оценки потерь теплоты в соединительных трубопроводах определим расход теплоты на турбоустановку (часовой) в виде $Q_\Sigma = D \times (i_o - \bar{i}_{п.н})$ и тепловую нагрузку котла в виде $Q_{к.у} = D_{пе} (i_{пе} - \bar{i}_{п.н})$,

где D и $D_{пе}$ — часовые расходы пара на турбину и пара, выходящего из котла, i_0 и $i_{пе}$ — энтальпия пара на входе в турбину и на выходе из котла.

Тогда КПД транспорта теплоты (КПД трубопроводов, или КПД теплового потока) определяется по выражению

$$\eta_{тр} = \frac{Q_3}{Q_{к.у}} = \frac{D(i_0 - \bar{i}_{п.н})}{D_{пе}(i_{пе} - \bar{i}_{п.н})}. \quad (8.12)$$

Наконец, учитывая КПД котла $\eta_{к.у}$, можем определить КПД электростанции (брутто):

$$\begin{aligned} \eta_c &= \eta_3 \eta_{тр} \eta_{к.у} = \\ &= \eta_i \eta_{oi} \eta_m \eta_r \eta_{тр} \eta_{к.у}. \end{aligned} \quad (8.13)$$

Если учесть расход электроэнергии на механизмы собственных нужд электростанции (привод питательных, конденсатных и циркуляционных насосов, дымососов, вентиляторов) в виде $N_{с.н}$ — рабочей мощности механизмов собственных нужд, то КПД электростанции нето записывается в виде

$$\begin{aligned} \eta_c^н &= \frac{N_3 - N_{с.н}}{Q_3} = \frac{N_3}{Q_c} (1 - \mathcal{E}_{с.н}) = \\ &= \eta_c (1 - \mathcal{E}_{с.н}), \end{aligned} \quad (8.13a)$$

где $\mathcal{E}_{с.н} = N_{с.н}/N_3$ — относительный расход электроэнергии на собственные нужды электростанции.

Численно для современных паротурбинных установок:

η_i зависит от начальных и конечных параметров пара, от совершенства тепловой схемы, т. е. термодинамического цикла установки, и находится в пределах 0,4—0,6;

η_{oi} зависит от конструкции паровой турбины, параметров пара, мощности установки и равен 0,6—0,9.

η_m и η_r зависят от мощности турбогенераторной установки, числа валов и принимаются в пределах 0,97—0,99 каждый;

$\eta_{тр}$ зависит от совершенства схемы трубопроводов, потерь пара и воды на станции и находится в пре-

делах 0,96—0,99; $\eta_{к.у}$ зависит от типа котла и равен 0,85—0,94.

Для двухконтурной АЭС в общее выражение КПД электростанции дополнительно вводятся КПД η_r и $\eta'_{тр}$, учитывающие соответственно потери в реакторе и дополнительных трубопроводах от реактора до парогенератора паротурбинной установки, а КПД котла $\eta_{к.у}$ заменяется КПД парогенератора АЭС $\eta_{шт}$. Таким образом, КПД для АЭС определяется по выражению

$$\eta_c = \eta_i \eta_{oi} \eta_m \eta_r \eta_{тр} \eta_{шт} \eta_r \eta'_{тр}, \quad (8.14)$$

где η_r — КПД реактора, учитывает охлаждение элементов реактора, охлаждение биологической защиты, а также потери теплоты с продувочной водой реактора и зависит от конструкции последнего.

Удельный расход ядерного горючего (кг/(кВт·ч) составит

$$b_{я.г} = \frac{3600}{6,7 \cdot 10^{10} \eta_c} = \frac{5,4 \cdot 10^{-8}}{\eta_c},$$

где $6,7 \cdot 10^{10}$ кДж/кг — выделенная теплота ядерным горючим с учетом образования 15% неделящихся изотопов.

Для определения общего годового расхода топлива учитывают глубину выгорания ядерного горючего a в кг на 1 т сожженного топлива по выражению

$$B_{я.г} = \frac{b_{я.г} N_3 \tau}{a},$$

где τ — число часов работы АЭС в году с мощностью N_3 .

Для ТЭЦ показатели эффективности (тепловой экономичности) их работы усложняются. Как и для комбинированного производства разных видов продукции на других промышленных предприятиях, показатели эффективности производства каждого вида энергии в отдельности являются условными и зависят от принятого принципа распределения между обоими видами продукции расхода первичной энергии.

Схема простейшей ТЭЦ показана на рис. 8.5. Особенностью ТЭЦ является выработка электроэнергии

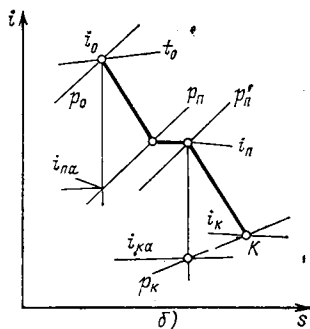
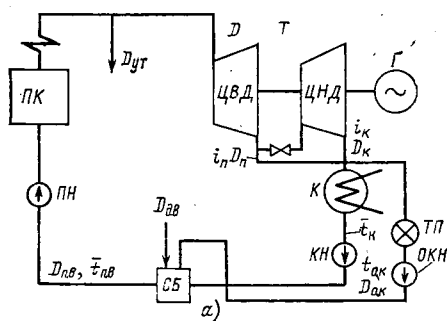


Рис. 8.5. Простейшая ТЭЦ с одним регулируемым отбором пара из турбины.

α — схема установки; δ — процесс расширения пара в турбине с отбором пара в координатах i, s ; ПК — паровой котел; Т — турбина; ЦВД — цилиндр высокого давления; ЦНД — цилиндр низкого давления; ОКН — конденсатный насос обратного конденсата; К — конденсатор; ТП — тепловой потребитель; КН — конденсатный насос; ПН — питательный насос; СБ — сборный бак; D — расход пара на турбоустановку; D_{Π} — расход пара из отбора турбины для теплового потребителя; D_K — расход пара в конденсатор; $D_{o.k}$ — величина обратного конденсата от теплового потребителя; D_{yT} — величина утечек (потери) рабочего тела (пар, вода). Остальные обозначения — см. рис. 8.4.

потоком пара D_{Π} , идущим тепловому потребителю. Изменение мощности ЦВД при изменении потока пара, идущего тепловому потребителю, компенсируется изменением потока пара, идущего в ЦНД и конденсатор D_K . Для ТЭЦ важнейшим показателем экономичности является удельная выработка электроэнергии на базе теплового потребления $\mathcal{E}$.

Потоком пара D_{Π} вырабатывается электроэнергия мощностью $N_{\Pi.э}$, равная

$$N_{\Pi.э} = D_{\Pi} (i_0 - i_{\Pi}) \eta_m \eta_r.$$

Теплота, потребляемая тепловым потребителем,

$$Q_{T.п} = D_{\Pi} (i_{\Pi} - t_{o.k}).$$

Удельная выработка электроэнергии турбоустановкой на единицу теплового потребления будет равна

$$\mathcal{E} = \frac{N_{\Pi.э}}{Q_{T.п}} = \frac{i_0 - i_{\Pi}}{i_{\Pi} - t_{o.k}} \eta_m \eta_r. \quad (8.15)$$

Особенно наглядно преимущество комбинированного производства электрической и тепловой энергии проявляется для случая применения на ТЭЦ турбин с противодавлением, соответствующим давлению потребляемого тепловым потребителем пара. Для таких установок полностью отсутствует потеря теплоты в конденсаторе.

По сравнению с отдельными установками, эквивалентными по тепловой и электрической мощности (КЭС и производственная котельная) с теми же начальными и конечными параметрами) суммарный расход теплоты на ТЭЦ уменьшается на потери теплоты при конденсации отработавшего пара в отдельной установке.

Однако показатель выработки электроэнергии на базе теплового потребления не отражает совершенства цикла ТЭЦ для потока пара, поступающего в конденсатор, и поэтому не может считаться всеобъемлющим.

Недовыработка энергии отборным паром на теплофикационных турбинах приводит к некоторому увеличению расхода пара на турбоустановку по сравнению с ее работой при выключенном отборе для получения постоянной электрической мощности $N_э$.

Расход пара на турбоустановку с отбором можно определить из энергетического баланса (по мощности) ее потоков пара, а именно

$$[(i_0 - i_{\Pi}) D_{\Pi} + (i_0 - i_K) D_K] \times \\ \times \eta_m \eta_r = N_{\Pi.э} + N_{K.э} = N_э,$$

и материального баланса $D_{\Pi} + D_K = D$.

Производя замены, получим

$$(i_0 - i_n) D_n + (D - D_n)(i_0 - i_k) = \frac{N_3}{\eta_M \eta_T},$$

откуда

$$D = \frac{N_3}{(i_0 - i_k) \eta_M \eta_T} + \frac{i_n - i_k}{i_0 - i_k} D_n = D_{к.э} + y D_n, \quad (8.16)$$

где $D_{к.э} = \frac{N_3}{(i_0 - i_k) \eta_M \eta_T}$ — расход пара

для этой же турбоустановки с отключенным отбором; $y = \frac{i_n - i_k}{i_0 - i_k}$ — ко-

эффициент недовыработки электроэнергии отборным паром.

Для турбоустановок с несколькими отборами n

$$D = D_{к.э} + \sum_1^n y_n D_n. \quad (8.16a)$$

Уменьшение пропуска пара в конденсатор, обуславливающее уменьшение потерь тепла в нем, будет равно:

$$\Delta D_K = D_{к.э} - D_K = D_{к.э} - (D - D_n) = (1 - y) D_n.$$

Для оценки эффективности комбинированного производства энергии на ТЭЦ чаще всего используются так называемые частные КПД по производству электроэнергии и по производству теплоты. С этой целью из всей затрачиваемой на турбоустановку ТЭЦ теплоты выделяют теплоту, отдаваемую тепловому потребителю, по ее реальному физическому содержанию $Q_n = D_n(i_n - i_{ок})$. Оставшуюся теплоту Q_{N_3} относят к ее затрате на производство электроэнергии, т. е.

$$Q_{N_3} = Q_3 - Q_n. \quad (8.17)$$

Тогда частный КПД турбоустановки по производству электрической энергии на ТЭЦ будет равен:

$$\eta_{N_3} = N_3 / Q_{N_3}. \quad (8.18)$$

Если тепловым потребителем используется теплота в количестве Q'_n , то КПД турбоустановки по производству (отдаче) теплоты

$$\eta_{Q_3} = Q'_n / Q_n. \quad (8.19)$$

Для определения частных КПД для ТЭЦ в целом значения КПД транспорта теплоты $\eta_{тр}$ и КПД котла $\eta_{к.у}$ принимаются одинаковыми для производства как электроэнергии, так и тепловой энергии. Тогда КПД по производству электрической энергии на электростанции (ТЭЦ) находится по выражению:

$$\eta_{N_c} = \eta_{N_3} \eta_{тр} \eta_{к.у}, \quad (8.20)$$

а КПД по производству и отпуску тепловой энергии на электростанции (ТЭЦ)

$$\eta_{Q_c} = \eta_{Q_3} \eta_{тр} \eta_{к.у}. \quad (8.21)$$

При таком определении частных КПД η_{N_3} и η_{Q_3} снижение расхода теплоты на установку в целом за счет уменьшения потерь в конденсаторе относят целиком к производству электроэнергии. В таком распределении теплоты между двумя производимыми видами энергии: электроэнергией и тепловой энергией заключается условность частных КПД.

Термодинамическая эффективность ТЭЦ оценивается по абсолютному КПД турбоустановки ТЭЦ и всей электростанции в целом

$$\eta_s^{ТЭЦ} = \frac{N_3}{Q_3}; \quad \eta_c^{ТЭЦ} = \frac{N_3}{Q_3} = \eta_s^{ТЭЦ} \eta_{тр} \eta_{к.у},$$

т. е. аналогично значениям КПД, определенных для КЭС. Наконец, общая оценка степени использования первичной энергии для суммарного производства механической и тепловой энергии может быть выражена в коэффициенте использования теплоты (или полном КПД) теплофикационной

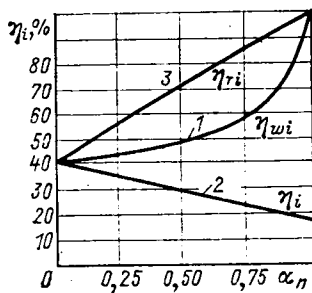


Рис. 8.6. Зависимость КПД турбоустановок от доли отбора пара.

установки:

$$\eta_{т.э} = \frac{N_э + Q_п}{Q_э} \quad (8.22)$$

Соответственно для ТЭЦ в целом

$$\eta_{т.с} = \frac{N_э + Q_п}{Q_с} = \eta_{т.э} \eta_{тр} \eta_{к.у}. \quad (8.23)$$

Этот показатель предполагает равноценность механической и тепловой энергии, что справедливо лишь в их эквивалентно-количественном исчислении, и не учитывает их качественную неравноценность. Применение коэффициента использования теплоты для ТЭЦ ограничивается лишь общим сравнением установок, имеющих одинаковое соотношение величин $N_э$ и $Q_п$.

Условность и ограниченность использования вышеприведенных КПД по оценке совершенства работы ТЭЦ обусловлена тем, что их величина изменяется в зависимости от доли отборного пара для теплового потребителя, что видно из рис. 8.6.

Построение кривых на рис. 8.6 произведено по приводимым ниже выражениям для определения соответствующих КПД в случае 1 кг пара, поступающего в турбоустановку.

Внутренний КПД турбоустановки по производству электрической энергии на ТЭЦ равен

$$\eta_{N_i} = \frac{N_i}{Q_{N_i}} = \frac{\alpha_n(i_0 - i_n) + \alpha_k(i_0 - i_k)}{\alpha_n(i_0 - i_n) + \alpha_k(i_0 - i_k)},$$

где

$$\alpha_n = \frac{D_п}{D}; \quad \alpha_k = \frac{D_k}{D}; \quad \alpha_n + \alpha_k = 1,0.$$

В значении Q_{N_i} , как это следует из его определения (8.17), не учитывается теплота, передаваемая тепловому потребителю с паром отбора $D_п(i_n - \bar{t}_{ок})$. При изменении значения α_n от 0 (ТЭЦ переходит в КЭС) до 1,0 (турбоустановка с противодавлением) η_{N_i} меняется от $\eta_{N_i}^{\alpha_n=0} = \frac{i_0 - i_k}{i_n - i_k} =$

$= \frac{H_i}{Q_0}$, т. е. от внутреннего абсолютного КПД установки [см. выражение (8.10)], до $\eta_i^{\alpha_n=1} = \frac{i_0 - i_n}{i_0 - i_n} = 1$ (кривая 1 на рис. 8.6).

Внутренний абсолютный КПД установки в соответствии с его определением равен

$$\eta_i^{ТЭЦ} = \frac{\alpha_n(i_0 - i_n) + \alpha_k(i_0 - i_k)}{\alpha_n(i_0 - \bar{t}_{ок}) + \alpha_k(i_0 - \bar{t}_k)}.$$

При изменении α_n от 0 до 1,0 абсолютный КПД будет меняться от

$$\eta_i^{ТЭЦ} = \frac{i_0 - i_k}{i_0 - \bar{t}_k} = \eta_i^{КЭС} \text{ до } \eta_i^{п*} = \frac{i_0 - i_n}{i_0 - \bar{t}_{ок}},$$

где $\eta_i^{п*}$ — КПД турбоустановки с противодавлением, т. е. с увеличением значения α_n будет падать $\eta_i^{ТЭЦ}$ (кривая 2 на рис. 8.6).

Внутренний коэффициент использования теплоты топлива при вышепринятой схеме выражения КПД через потоки пара $D_п$ и D_k будет равен

$$\begin{aligned} \eta_{ti} &= \frac{N_i + Q_п}{Q_э} = \\ &= \frac{[\alpha_n(i_0 - i_n) + \alpha_k(i_0 - i_k)] + \alpha_n(i_n - \bar{t}_{ок})}{\alpha_n(i_0 - \bar{t}_{ок}) + \alpha_k(i_0 - \bar{t}_k)}. \end{aligned} \quad (8.24)$$

При крайних значениях $\alpha_n = 0$ и $\alpha_n = 1,0$ получим $\eta_{ti}^{\alpha_n=0} = \eta_i$ и $\eta_{ti}^{\alpha_n=1} = 1,0$. Изменение $\eta_{ti} = f(\alpha_n)$ на рис. 8.6 отражено линией 3 (при $t_{о.к} \approx t_k$).

* $\eta_{ti}^{п*}$ — КПД электростанции турбоустановки с противодавлением.

Из рис. 8.6 и соответствующих выражений для подсчета КПД, характеризующих эффективность ТЭЦ, следует, что:

абсолютный КПД для ТЭЦ не отражает преимущества комбинированного производства электрической и тепловой энергий, т. е. теплофикации;

коэффициент использования теплоты, основанный на эквивалентности электрической и тепловой энергии, не отражает значимости параметров свежего и отборного пара на выработку электрической энергии на тепловом потреблении;

при принятой методике расчета экономичности производства электрической тепловой энергии, в которой экономия теплоты при использовании отборного пара тепловым потребителем условно относится к производству электрической энергии, частный КПД по производству электрической энергии на ТЭЦ достигает в турбоустановках с противодавлением абсурдной, с позиций термодинамики, величины $\eta_{N_i} = 1,0$.

В этом случае оценка эффективности ТЭЦ по этому показателю не зависит от параметров и совершенства цикла паротурбинной установки. При $\alpha_n < 1,0$ значение η_{N_i} также оказывается выше абсолютного внутреннего КПД, но этим подчеркивается в большей степени преимущество производства электроэнергии на ТЭЦ по сравнению с КЭС.

Аналогично показателям тепловой экономичности КЭС для ТЭЦ используются также удельные расходы условного топлива на производство электроэнергии и теплоты.

С учетом недостатков различных КПД для оценки эффективности ТЭЦ более полным показателем ее тепловой экономичности является расход первичной энергии (теплоты, топлива) на заданную выработку электрической и тепловой энергии. Для получения соответствующих математических выражений воспользуемся показателем удельной выработки электрической энергии на

базе теплового потребления (8.15)

$$\mathcal{E} = \frac{i_0 - i_{\text{п}}}{i_{\text{п}} - i_{\text{ок}}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}.$$

Этот показатель учитывает как начальные параметры (i_0), так и параметры пара отбора ($i_{\text{п}}$). При сравнении теплофикационных установок с различными показателями $\mathcal{E}_1$ и $\mathcal{E}_2$ более совершенной установкой будет та, которая имеет большее значение $\mathcal{E}$. Для определения разности расходов теплоты между установками необходимо учесть, что для выполнения условий сравнения расход теплоты на дополнительную выработку электроэнергии $\mathcal{E} = \mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2$ считается применительно к конденсационной установке (КЭС). Тогда экономия расхода теплоты может быть подсчитана по формуле:

$$\Delta Q = \frac{\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2}{\eta_{\text{с}}^{\text{КЭС}}} - \frac{\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} = (\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2) \left(\frac{1}{\eta_{\text{с}}^{\text{КЭС}}} - \frac{1}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} \right). \quad (8.25)$$

Поскольку $\eta_{\text{с}}^{\text{КЭС}} < \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}$, то ТЭЦ с большей удельной выработкой электрической энергии на единицу теплового потребления всегда имеет лучшую тепловую экономичность.

При сравнении комбинированной выработки электроэнергии и теплоты на ТЭЦ с отдельными установками (КЭС и отопительно-производственные котельные); экономия первичной энергии (теплоты) равна

$$\Delta Q_{\text{с}} = \mathcal{E}_{\text{с}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{с}}^{\text{КЭС}}} - \frac{1}{\eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} \right). \quad (8.25a)$$

В случае полной электрической мощности ТЭЦ $N_{\text{э}}$

$$\Delta Q_{\text{с}} = N_{\text{э}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{с}}^{\text{КЭС}}} - \frac{1}{\eta_{\text{Нс}}^{\text{ТЭЦ}}} \right).$$

В некоторых случаях бывает целесообразным определить экономию расхода топлива в единицу времени (час) по величинам удельного расхода условного топлива на произ-

водство электроэнергии на КЭС b_k и на ТЭЦ b_T , которая равна

$$\Delta B = \mathcal{E}_c (b_k - b_T) Q_{\text{п.}}$$

При сравнении различных ТЭЦ экономия топлива будет равна

$$\Delta B = (\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2) (b_k - b_T) Q_{\text{п.}}$$

При этом сравнении с допустимой точностью принималось, что удельные расходы топлива b_T на сравниваемых ТЭЦ равны.

Таким образом, решающими в достижении наибольшей экономии топлива от теплофикации являются два показателя: удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении и КПД цикла КЭС.

В инженерных расчетах наряду с оценкой тепловой экономичности производятся технико-экономические расчеты. Они учитывают также и другие затраты на реализацию того или иного варианта энергоснабжения в виде общих расчетных затрат. По последнему показателю осуществляется конечная оценка эффективности сооружения той или иной тепловой электрической станции.

8.4. ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНЫХ И КОНЕЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Экономичность тепловой электростанции в первую очередь определяется внутренним КПД турбоустановки: $\eta_i = \eta_i \eta_{oi}$. Составляющие этого КПД зависят от начальных и конечных параметров термодинамического цикла установки $\eta_i = f(p_0, t_0, p_k)$. Связь термического КПД простейшей конденсационной паротурбинной установки с ее параметрами выражается формулами (8.8) и (8.9а), для простоты пренебрегаем работой сжатия воды в питательном насосе $h_{\text{п.н}}$

$$\eta_i = \frac{H_a}{i_0 - i_k} = \frac{H_a}{Q_0}.$$

Числитель и знаменатель этого выражения определяются значениями параметров p_0 , t_0 и p_k .

Для определения общих условий, при которых η_i достигает максимального значения, необходимо решить задачу экстремума функции от того или иного параметра, например p , т. е. $\frac{\partial \eta_i}{\partial p} = 0$. В нашем слу-

чае это условие можно выразить в следующем виде:

$$\frac{\partial \eta_i}{\partial p} = \frac{\partial \left(\frac{H_a}{Q_0} \right)}{\partial p} = \frac{1}{Q_0} \frac{\partial H_a}{\partial p} - \frac{H_a}{Q_0^2} \frac{\partial Q_0}{\partial p},$$

или

$$\frac{\partial H_a}{H_a} = \frac{\partial Q_0}{Q_0};$$

если представить термический КПД в следующем виде:

$$\eta_i = \frac{H_a}{H_a + Q_k} = \frac{1}{1 + \frac{Q_k}{H_a}} = f\left(\frac{Q_k}{H_a}\right),$$

где Q_k — потеря теплоты в конденсаторе установки, то условием максимума КПД будет условие минимума отношения Q_k/H_a :

$$\frac{\partial \left(\frac{Q_k}{H_a} \right)}{\partial p} = \frac{1}{H_a} \frac{\partial Q_k}{\partial p} - \frac{Q_k}{H_a^2} \frac{\partial H_a}{\partial p} = 0$$

или

$$\frac{\partial H_a}{H} = \frac{\partial Q_k}{Q_k} = \frac{\partial Q_0}{Q_0}. \quad (8.26)$$

Для циклов с начальными параметрами сухого насыщенного пара (линия $x=1$) максимальный КПД достигается при $p_0 = 16,7$ МПа и 350°C . Для циклов с перегретым паром ($t_0 > t_{\text{н.о}}$) также может быть найдено оптимальное давление, которому соответствует максимальный КПД.

С ростом начальной температуры перегретого пара (t_0) термический КПД установки монотонно растет, а оптимальное давление повышается.

Переходя к определению внутреннего абсолютного КПД паротурбинных установок $\eta_i = \eta_i \eta_{oi}$ необходимо учитывать одновременное изменение внутреннего относительно КПД (η_{oi}) в зависимости от на-

чальных параметров. Качественно эта зависимость представляется в следующем виде: с ростом начального давления уменьшается высота лопаток первых ступеней турбины, так как увеличивается плотность пара. Повышение плотности пара и уменьшение высоты лопаток, как известно, увеличивают потери в проточной части турбины: на трение и вентиляцию, на протечки пара. Кроме того, повышение начального давления при неизменной температуре t_0' повышает влажность в последних ступенях турбины, что также увеличивает потери в лопатках турбины. Таким образом, внутренний относительный η_{oi} с повышением начального давления падает. Снижение η_{oi} смещает оптимальные давления установок в сторону их меньших значений по сравнению с оптимальными давлениями идеальной установки ($\eta_{oi}=1,0$).

Повышение начальной температуры t_0 сказывается на η_{oi} в противоположном направлении, т. е. несколько повышает этот КПД, так как уменьшается плотность пара и снижается его влажность в последних ступенях турбины. В практике выбора начальных параметров турбины используются сопряженные начальные параметры пара, т. е. такие параметры, совместный выбор которых обеспечивает допустимую влажность в последних ступенях турбины (рис. 8.7). Более высокому давлению соответствует и более высокая начальная температура перегретого пара. Для нормальной работы турбины конечная влажность пара ограничивается 10—12%. Более высокая влаж-

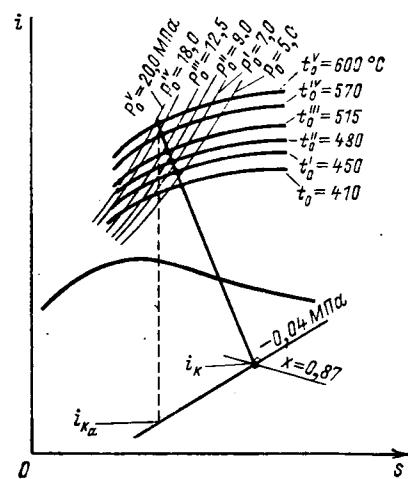


Рис. 8.7. Сопряженные начальные параметры пара.

ность пара вызывает износ лопаток каплями влаги. Каждый дополнительный 1% влажности снижает примерно на 1% КПД ступени, работающей в области влажного пара.

Возможные значения η_{oi} по корпусам (цилиндрам) современных турбин с промежуточным перегревом пара приводятся в табл. 8.1.

Конечное давление пара в турбинной установке p_k (вакуум в конденсаторе) при заданных начальных параметрах определяют по располагаемому адиабатному теплоспадению H_a и его используемой величине $H_i = H_a \eta_{oi}$ (см. рис. 8.4). С понижением конечного давления пара (увеличение вакуума) абсолютный внутренний КПД паротурбинной установки при прочих равных условиях всегда увеличивается, что следует из его определения (при допустимой конечной влажности пара)

$$\eta_i = \frac{H_a}{Q_0} \eta_{oi}.$$

Таблица 8.1. Значения η_i по цилиндрам современных турбин

Параметры пара, p_0 , МПа; $t_0/t_{\text{шт}}$, °C	Внутренний относительный КПД, %		
	ЦВД	ЦСД	ЦНД
13,0; 535/565	83,8	91,6	88,9
16,5; 565/565	83,6	91,8	87,8
24,0; 535/580	83,4	92,1	87

Однако реализация глубокого вакуума сталкивается со значительными техническими трудностями. От конечного давления зависит температура конденсации отработавшего в турбине пара t_k . Температура же конденсации пара при заданной температуре охлаждаю-

шей воды, поступающей в конденсатор $t'_в$, определяет необходимую поверхность охлаждения конденсатора

$$F_k = \frac{D_k(i_k - \bar{t}_k)}{K\Delta t_{ср}} = \frac{G_{о.в}(t''_в - t'_в)}{K\Delta t_{ср}},$$

где D_k — расход пара, поступающего в конденсатор; K — коэффициент теплопередачи; $\Delta t_{ср}$ — средняя (среднелогарифмическая) разность температур охлаждающей воды и конденсирующегося пара:

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_k - t'_в) - (t_k - t''_в)}{2,31 \lg \frac{t_k - t'_в}{t_k - t''_в}};$$

$G_{о.в}$ — расход охлаждающей воды, проходящей через конденсатор, остальные обозначения см. рис. 8.4.

Поскольку $\Delta t_{ср}$ для реальных условий представляет собой небольшую величину ($\sim 10^\circ$), то даже небольшое снижение p_k , соответствующее нескольким градусам снижения t_k , потребует большого увеличения поверхности охлаждения конденсатора. Для современных турбоустановок это соответствует нескольким тысячам квадратных метров поверхности охлаждающих труб конденсатора.

Поэтому выбор оптимального вакуума в конденсаторе является технико-экономической задачей. При определении p_k^{opt} необходимо учитывать, помимо экономии топлива от более глубокого вакуума и возрастания стоимости конденсатора, дополнительные затраты, связанные с изменением расхода охлаждающей воды, изменением ЧНД и др.

Для примера в табл. 8.2 показано влияние некоторых факторов на оптимальное конечное давление пара p_k^{opt} для турбоустановок сверхкритических параметров.

8.5. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ ПАРА НА КЭС, АЭС И ТЭЦ

Современные паротурбинные электростанции, базирующиеся на простейшем термодинамическом

Таблица 8.2. Оптимальное давление в конденсаторе

Расчетная стоимость топлива, руб/т	Средняя температура охлаждающей воды, °C	Оптимальное конечное давление пара p_k^{opt} , кПа			
		Расчетная стоимость 1 м² поверхности охлаждения конденсатора, руб/м²			
		15		20	
		Расчетная стоимость дополнительного расхода охлаждающей воды, руб/м³			
		10	20	10	20
3	10	3,4	3,9	3,6	4
	15	4,1	4,7	4,2	4,8
8	10	2,8	3,2	2,9	3,3
	15	3,4	3,8	3,6	3,9
10	10	2,5	2,8	2,6	2,9
	15	3,1	3,4	3,2	3,5

цикле Ренкина, прошли длительную эволюцию. Прогресс в развитии тепловых электростанций связан с ростом начальных параметров пара, увеличением единичной мощности агрегатов и совершенствованием технологической схемы преобразования первичной тепловой энергии в механическую и затем в электрическую энергию. Эти мероприятия имели своей целью как повышение тепловой экономичности электростанций, так и снижение удельных суммарных затрат на производство электроэнергии. Для реальных теплоэнергетических установок необходимо считаться не только с термодинамическим совершенствованием исходного цикла, но и с инженерно-техническими путями его осуществления, дополнительными потерями при реализации и эксплуатации вводимых новых элементов электростанции.

Помимо внедрения более прогрессивных начальных параметров на тепловых электростанциях вводят некоторые изменения в термодинамический цикл Ренкина и общую технологическую схему электростанции (например, промежуточный перегрев пара, регенеративный подогрев воды и др.).

Промежуточный перегрев пара на КЭС осуществляется по схеме, показанной на рис. 8.8.

нительном цикле (на рис. заштрихован); Q_0 и Q_Δ аналогичны N_0 и N_Δ — количество теплоты, подведенной в исходном и дополнительном циклах.

Преобразуем выражение (8.27)

$$\eta = \frac{N_0 + N_\Delta}{Q_0 + Q_\Delta} = \frac{Q_0 \eta_0 + Q_\Delta \eta_\Delta}{Q_0 + Q_\Delta} = \eta_0 \frac{Q_0 + \frac{\eta_\Delta}{\eta_0} Q_\Delta}{Q_0 + Q_\Delta},$$

где η_0 — КПД исходного цикла; η_Δ — КПД дополнительного цикла.

Из полученного выражения следует, что повышение экономичности цикла с промежуточным перегревом пара зависит от отношения η_Δ/η_0 . При равенстве КПД исходного и дополнительного циклов экономичность цикла с промежуточным перегревом равна КПД исходного цикла без промежуточного перегрева.

При $\eta_\Delta < \eta_0$ КПД сложного цикла (с промежуточным перегревом) меньше КПД исходного цикла $\eta < \eta_0$; при $\eta_\Delta > \eta_0$ КПД сложного цикла больше КПД исходного цикла $\eta > \eta_0$.

Для нахождения максимального значения КПД сложного цикла и условий его получения необходимо приравнять производную $\frac{\partial \eta}{\partial T_1}$ нулю, так как от значения T_1 зависят и Q_Δ и η_Δ (см. рис. 8.10, а). Применительно к выражению (8.27)

$$\frac{\partial \eta}{\partial T_1} = Q \frac{\partial N_\Delta}{\partial T_1} - N \frac{\partial Q_\Delta}{\partial T_1} = 0 \quad (8.28)$$

или

$$Q \frac{\partial N_\Delta}{\partial T_1} = N \frac{\partial Q_\Delta}{\partial T_1},$$

где $Q = Q_0 + Q_\Delta$ и $N = N_0 + N_\Delta$.

Заменим N_Δ и Q_Δ выражениями

$$Q_\Delta = c_p (T_2 - T_1); \quad N_\Delta = Q_\Delta - Q_k = c_p (T_2 - T_1) - \Delta s T_k, \quad \text{где } \Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1},$$

c_p — средняя теплоемкость пара

в процессе промежуточного перегрева.

Учитывая, что $T_2 = \text{const}$ (заданная величина), находим

$$\frac{\partial Q_\Delta}{\partial T_1} = -c_p; \quad \frac{\partial N_\Delta}{\partial T_1} = -c_p \left(1 - \frac{T_k}{T_1} \right).$$

Произведя соответствующие замены в выражении (8.28), получим:

$$N c_p = Q c_p \left(1 - \frac{T_k}{T_1} \right)$$

или

$$\eta_{\text{макс}} = \frac{N}{Q} = 1 - \frac{T_k}{T_1}. \quad (8.29)$$

Оптимальное значение T_1 по полученному выражению для максимального значения $\eta_{\text{макс}}$ можно определить в порядке последовательного приближения. Для этого при нескольких значениях T_1 вычисляют КПД цикла с промежуточным перегревом η по выражению (8.29), а также и по выражению (8.27) до их совпадения.

Для примерной оценки оптимального давления промежуточного перегрева можно принимать $p_{\text{пп}} = (0,15 - 0,25) p_0$. Снижение расхода топлива на установке в результате осуществления промежуточного перегрева пара в реальных условиях достигает 4—7%.

Расход пара на турбоустановку с промежуточным перегревом в единицу времени в соответствии с энергетическим балансом определяется по выражению

$$D_{\text{пп}} = \frac{N_3}{\eta_m \eta_r \Sigma H_a \eta_{oi}} = \frac{N_3}{\eta_m \eta_r \eta_{oi}^{\text{cp}} \Sigma H_a}, \quad (8.30)$$

где

$$\Sigma H_a \eta_{oi} = H_{1a} \eta'_{oi} + H_{2a} \eta''_{oi} = (H_{1a} + H_{2a}) \eta_{oi}^{\text{cp}}$$

(см. рис. 8.9)

Удельный расход теплоты на 1 кВт·ч полученной энергии равен

$$q_3 = \frac{D_{\text{пп}}}{N_3} (i_0 + \Delta i_{\text{пп}} - \bar{i}_{\text{пв}}) = \frac{i_0 + \Delta i_{\text{пп}} - \bar{i}_{\text{пв}}}{\eta_m \eta_r \Sigma (H_a \eta_{oi})}.$$

КПД электростанции с промежуточным перегревом

$$\eta_c^{\text{пр}} = \eta_i^{\text{пр}} \eta_{oi}^{\text{ср}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{к.у.}}$$

Введение на паротурбинных установках газового промежуточного перегрева требует установки дополнительных трубопроводов пара на соответствующие параметры ($p_{\text{пп}}$, t_2 и t_1), усложняет регулирование турбоустановки из-за большей емкости дополнительных трубопроводов; требует установки защитных клапанов перед ЦСД или ЦНД, перепускающих заключенный в промежуточных трубопроводах пар в конденсатор при внезапных сбросах нагрузки (см. рис. 8.8).

Температура промежуточного перегрева пара t_2 обычно принимаемая равной температуре перегрева в первичном пароперегревателе.

Промежуточный перегрев пара на ТЭЦ, как и на КЭС, повышает ее экономичность. Однако оптимальное давление промежуточного перегрева на ТЭЦ оказывается несколько выше, чем для КЭС.

Для анализа эффективности промежуточного перегрева пара на ТЭЦ рассмотрим два цикла: цикл для потока пара, идущего в отбор, $\alpha_{\text{п}}$ (рис. 8.10, б), и цикл для потока пара, идущего в конденсатор, $1 - \alpha_{\text{п}}$ (рис. 8.10, в).

Эффективность применения промежуточного перегрева для ТЭЦ можно оценить по увеличению внутреннего абсолютного КПД ТЭЦ $\eta_i^{\text{ТЭЦ}}$ при заданной доли отбора $\alpha_{\text{п}}$ и температуре промежуточного перегрева, принимаемой равной t_0 .

Принимая также, что конденсат отбора, возвращаемый от потребителя, имеет температуру $T_{\text{к}}$, K , определим $\eta_i^{\text{ТЭЦ}}$ по выражению

$$\eta_i^{\text{ТЭЦ}} = \frac{\alpha_{\text{п}} Q \eta_i^{\alpha} + (1 - \alpha_{\text{п}}) Q \eta_i^{(1-\alpha)}}{Q} = \alpha_{\text{п}} \eta_i^{\alpha} + (1 - \alpha_{\text{п}}) \eta_i^{(1-\alpha)}, \quad (8.31)$$

где Q — суммарно подводимая теплота в циклах для $\alpha_{\text{п}}$ и для $1 - \alpha_{\text{п}}$, соответственно равная: $Q = Q_0 + Q_2$; η_i^{α} ; $\eta_i^{(1-\alpha)}$ — внутренние абсолютные

КПД для рассматриваемых циклов.

Из последнего выражения следует, что внутренний абсолютный КПД ТЭЦ в целом является средневзвешенной величиной КПД циклов α и $1 - \alpha$ и его величина удовлетворяет неравенству:

$$\eta_i^{\alpha} < \eta_i^{\text{ТЭЦ}} < \eta_i^{(1-\alpha)},$$

т. е. повышение КПД ТЭЦ от промежуточного перегрева оказывается меньше, чем на КЭС.

Промежуточный перегрев пара на АЭС, работающих в большинстве случаев на насыщенном паре, предупреждает повышение влажности пара в части низкого давления (ЧНД) турбины выше допустимого. Снижение конечной влажности пара осуществляется при помощи сепарации влаги из пара, прошедшего часть высокого давления (ЧВД) турбины (рис. 8.11, а).

Промежуточный перегрев пара на АЭС, работающих на насыщенном паре в части высокого давления, осуществляется в паро-паровом пароперегревателе, устанавливаемом в сочетании с предварительным сепаратором (см. рис. 6.48).

Дополнение сепаратора промежуточным пароперегревателем позволяет при допустимой конечной влажности повысить начальное и разделительное давление пара между ЧВД и ЦНД, а следовательно, повысить КПД АЭС. Перегрев пара в этом случае осуществляется свежим паром начальных параметров в паро-паровом теплообменнике. Перегрев пара будет на величину недогрева θ меньше температуры конденсации пара начальных параметров p_0 , t_0 . При использовании сепаратора внутрен-

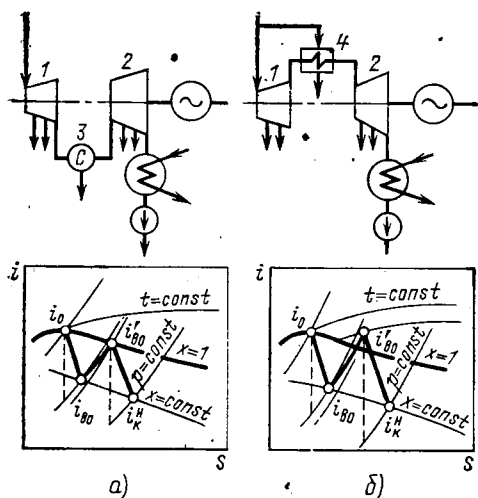


Рис. 8.11. Схемы сепарации (а) и промежуточного перегрева пара (б) свежим паром, применяемые на АЭС, и i, s -диаграммы для каждой из них.

1, 2 — части высокого и низкого давления турбин; 3 — сепаратор; 4 — теплообменник.

ний КПД установки будет равен:

$$\eta_i = \frac{H'_i + H''_i(1 - \Delta x)}{(i_0 - \bar{i}_{п.в})}, \quad (8.32)$$

при использовании только парового перегревателя

$$\eta_i = \frac{H'_i + H''_i}{(i_0 - \bar{i}_{п.в})(1 + \alpha_{пп})}, \quad (8.33)$$

где Δx — снижение влажности пара после сепаратора влаги; $\alpha_{пп}$ — доля свежего пара (от расхода пара в собственно турбину), поступающего в паровой пароперегреватель. Остальные величины показаны на рис. 8.11.

8.6. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Регенеративный подогрев питательной воды, осуществляемый отборным, проработавшим в турбине паром, в наибольшей степени увеличивает экономичность цикла конденсационной паротурбинной установки.

Простейшая схема электростанции с одноступенчатым регенеративным подогревом питательной воды показана на рис. 8.12.

Отборный пар, вырабатывая некоторое количество механической (электрической) энергии, подогревая питательную воду в теплообменнике, не имеет потерь теплоты в конденсаторе («холодном источнике»). Можно также объяснить повышение экономичности установки с регенеративным подогревом питательной воды, рассматривая ее как ТЭЦ с внутренним потреблением теплоты для подогрева питательной воды, т. е. представляя производство электрической энергии на базе теплового потребления.

Противоречия с положениями термодинамики в этом случае не возникает, так как полностью ликвидировать потери теплоты в конденсаторе в этом случае нельзя. Уменьшая эти потери, цикл Ренкина лишь совершенствуется.

Термический КПД установки, изображенной на рис. 8.12, можно определить в соответствии с материальным ($D = D_1 + D_K$) и энергетическим балансом, а именно

$$\eta_t^r = \frac{N_{1a} + N_{Ka}}{D_1(i_0 - i_{1a}) + D_K(i_0 - \bar{t}_K)} = \frac{(i_0 - i_{1a})\alpha_1 + (i_0 - i_{Ka})\alpha_K}{(i_0 - i_{1a})\alpha_1 + (i_0 - \bar{t}_K)\alpha_K}$$

или

$$\eta_t^r = \frac{i_0 - i_{Ka}}{i_0 - \bar{t}_K} \frac{1 + \frac{(i_0 - i_{1a})\alpha_1}{(i_0 - i_{Ka})\alpha_K}}{1 + \frac{(i_0 - i_{1a})\alpha_1}{(i_0 - \bar{t}_K)\alpha_K}} = \eta_t \frac{1 + \frac{\omega_{1a}}{\omega_{Ka}}}{1 + \frac{\omega_{1a}}{\omega_{Ka}}}, \quad (8.34)$$

где $\alpha_1 = D_1/D$; $\alpha_K = D_K/D$ — доли отборного пара и пара, прошедшего в конденсатор, от общего расхода пара в турбину; ω_{1a} и ω_{Ka} — удельная выработка механической энергии отборным паром и паром, идущим в конденсатор в случае идеального процесса работы пара в турбине; η_t — термический КПД исходного цикла без регенеративного подогрева.

Внутренний абсолютный КПД установки с регенеративным подогревом имеет выражение

$$\eta_i' = \eta_i \frac{1 + \frac{\omega_1}{\omega_k}}{1 + \eta_i \frac{\omega_1}{\omega_k}}, \quad (8.34a)$$

где ω_1 , ω_k , η_i — вышеприведенные обозначения величин в случае реального процесса расширения пара в турбине (с учетом η_{oi}).

Из выражений (8.34) и (8.34a) можно установить, что КПД установки с регенеративным подогревом питательной воды всегда выше, чем КПД установки без него:

$$\eta_i' > \eta_i \text{ и } \eta_i^r > \eta_i.$$

Конкретные значения η_i' и η_i^r зависят от отношения ω_{1a}/ω_{ka} или ω_1/ω_k . Температура подогрева питательной воды зависит от давления отбора. В смешивающем подогревателе предельная температура подогрева воды $t_{п.в}$ равна температуре конденсации греющего пара отбора $t_{н1}$. Количество же отбираемого пара определяется тепловым и материальным балансом подогревателя:

$$\begin{aligned} \alpha_1 i_1 + \alpha_k \bar{i}_k &= (\alpha_1 + \alpha_k) \bar{i}_{п.в} = 1 \bar{i}_{п.в} \\ \text{и} \quad \alpha_1 + \alpha_k &= 1, \end{aligned}$$

откуда

$$\alpha_1 = \frac{\bar{i}_{п.в} - \bar{i}_k}{i_1 - \bar{i}_k} = \frac{\bar{i}_{н1} - \bar{i}_k}{i_1 - \bar{i}_k}.$$

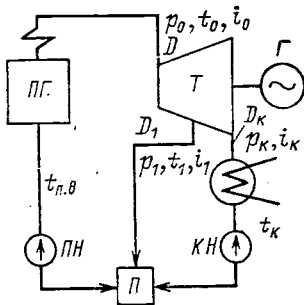


Рис. 8.12. Принципиальная тепловая схема станции с регенеративным подогревом воды в смешивающем подогревателе. D_1 — количество отбираемого из турбины пара; p_1 , i_1 , i_1 — давление, температура и энтальпия отбираемого пара. Остальные обозначения — см. рис. 8.4.

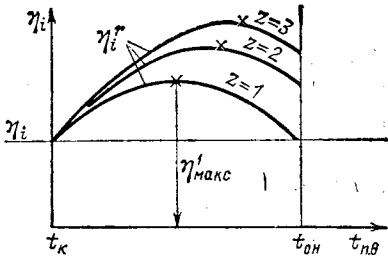


Рис. 8.13. Изменение внутреннего КПД турбоустановки с регенеративным подогревом питательной воды в зависимости от $t_{п.в}$ и числа отборов z (ступеней подогрева питательной воды).

Таким образом,

$$\begin{aligned} \frac{\omega_1}{\omega_k} &= \frac{\alpha_1 (i_0 - i_1)}{\alpha_k (i_0 - i_k)} = \frac{1}{\alpha_k} \frac{\bar{i}_{н1} - \bar{i}_k}{i_1 - \bar{i}_k} \times \\ &\times \frac{i_0 - i_1}{i_0 - i_k} = f(t_{н1} = t_{п.в}). \end{aligned}$$

При одноступенчатом подогреве питательной воды (число отборов $z=1$) при давлении отбора p_1 , близком к давлению в конденсаторе p_k , $\eta_i^r = \eta_i$, так как $\alpha_1 = 0$, то $\omega_1/\omega_k = 0$ и $t_{п.в} = t_k$. При давлении отбора, близком к начальному давлению $p_1 = p_0$, разность энтальпий $i_0 - i_1 = 0$, поэтому $\omega_1/\omega_k = 0$ и $t_{п.в} = t_{он}$. Следовательно, и в этом случае $\eta_i^r = \eta_i$. При $t_{п.в}$, отличных от $t_{он}$ и t_k , η_i^r проходит через максимальное значение (рис. 8.13). В первом приближении оптимальное значение $t_{п.в}^{opt} \approx \frac{t_{он} + t_k}{2}$.

Относительное повышение экономичности установки при этом составляет 7—8%.

Применение регенеративного подогрева питательной воды дает еще больший эффект, если увеличить число отборов пара и ступеней подогрева воды в подогревателях.

Распределяя подогрев питательной воды до выбранного значения $t_{п.в}$ между несколькими подогревателями паром от соответствующего числа отборов, можно установить, что $\Sigma \omega_z = \alpha_1 h_1 + \alpha_2 h_2 + \dots + \alpha_z h_z$ будет

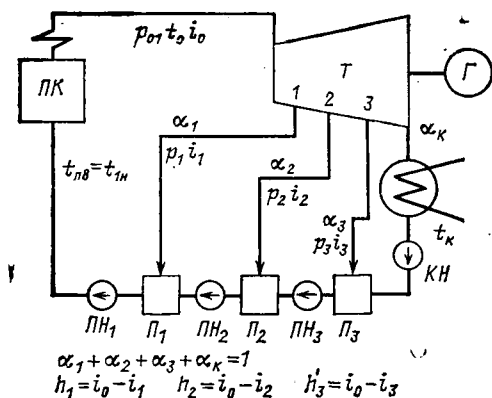


Рис. 8.14. Принципиальная тепловая схема станции с регенеративным подогревом питательной воды в трех смешивающих подогревателях Π_1 , Π_2 и Π_3 паром трех отборов.

Π_1 , Π_2 , Π_3 — перекачивающие насосы. 1, 2, 3 — номера отборов.

расти, а $\omega_k = \alpha_k H_0$ будет уменьшаться.

На рис. 8.13 показано изменение η_i в зависимости от $t_{п.в.}$ и числа отборов z . Оптимальное значение температуры питательной воды при увеличении z растет и примерно равно:

$$\bar{t}_{п.в.} = \bar{t}_{он} - \frac{\bar{t}_{он} - \bar{t}_к}{z + 1}$$

или

$$\bar{t}_{п.в.} = \bar{t}_к + z \frac{\bar{t}_{он} - \bar{t}_к}{z + 1}.$$

Относительное повышение экономичности цикла с увеличением числа ступеней подогрева питательной воды также растет, но в несколько замедленном темпе и достигает на современных электростанциях с большим числом отборов (6—8) 14—15%.

Использование для подогрева питательной воды смешивающих подогревателей позволяет нагревать воду до температуры насыщения парагреющего отбора. Так как давление в смешивающем подогревателе становится равным давлению поступающего из отбора пара, то после каждого подогревателя необходима установка перекачивающего насоса (рис. 8.14). После

подогревателя перекачивающим насосом становится питательный насос (ПН) с напором, соответствующим давлению в барабане котла. При большом числе ступеней подогрева усложняется эксплуатация всей установки, перекачивающей конденсат турбины, а также существенно увеличивается ее стоимость. Эти недостатки отпадают, если использовать поверхностные подогреватели, осуществляющие передачу теплоты конденсирующегося пара питательной воде через поверхность нагрева. Схема включения регенеративных подогревателей поверхностного типа в тракт подачи конденсата от конденсатора до котла показана на рис. 8.15.

При использовании поверхностных подогревателей достаточно установка только двух насосов: конденсатного (КН) и питательного (ПН). Конденсатный насос — на давление, несколько превышающее давление пара третьего отбора (для схемы, приведенной на рис. 8.15), и питательный насос — на давление, соответствующее ему давлению котла плюс сопротивление водяного тракта. Однако стоимость таких подогревателей из-за применения в них поверхностей нагрева, разделяющих греющую среду (пар) и нагреваемую (воду), возрастает. Кроме того, по условиям теплообмена нагрев конденсата в подогревателе не может достигать температуры конденсации пара отбора. Нагрев воды $t_{п.}$, обеспечиваемый конденсацией греющего пара, будет отличаться от температуры насыщения греющего пара на некоторую величину недогрева $\delta = t_{н.} - t_{п.}$. От недогрева зависит средняя разность температур меж-

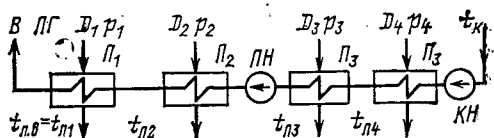


Рис. 8.15. Схема включения поверхностных регенеративных подогревателей в тракт подачи конденсата турбины в парогенератор.

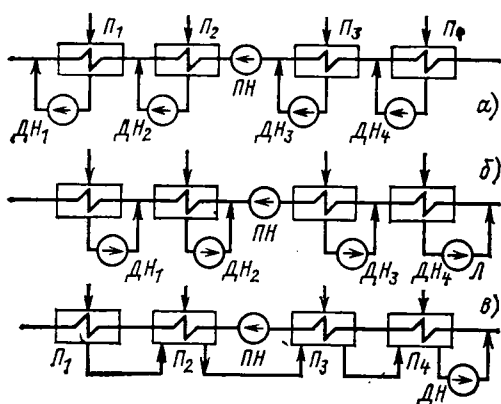


Рис. 8.16. Схемы слива конденсата пара отборов из поверхностных подогревателей. ДН — дренажные насосы. П₁ — П₄ — подогреватели.

ду греющей и нагреваемой сред, а следовательно, и поверхность нагрева подогревателя. Давление отборного пара при подогреве воды в поверхностных подогревателях до той же температуры, что и в смешивающем подогревателе, должно быть несколько выше, чем при использовании смешивающих подогревателей, так как определяющая давление пара температура его конденсации $t_n = t_n + \theta$ оказывается выше на величину недогрева. Это обстоятельство влечет за собой уменьшение выработки энергии отборным паром, поскольку теплорепад $h_{от}$ для отборного пара с более высоким давлением становится меньше. Следовательно, несколько снижается выработка электроэнергии паром отборов, т. е. снижается эффективность применения регенеративного подогрева питательной воды. В результате недогрев θ должен определяться технико-экономическими расчетами. В расчетах сопоставляются изменения затрат на поверхность нагрева подогревателя (обычно это пучки труб небольшого диаметра) и затрат на топливо. Затраты на поверхности нагрева и топливо при изменении θ изменяются в противоположных направлениях. В реальных условиях значение θ находится в пределах 2—5° С.

В качестве компромисса применяются схемы с двумя подогревателями низкого давления смешивающего типа, расположенными для естественного перетока питательной воды на разных уровнях один над другим (чем исключается применение перекачивающего насоса), и с остальными подогревателями поверхностного типа.

Применение в тепловых схемах станции поверхностных подогревателей требует организации слива и включения в основной поток питательной воды образующегося конденсата пара отборов.

На рис. 8.16 показаны три схемы слива конденсата подогревателей. В схемах рис. 8.16, а и б применяются относительно небольшие дренажные насосы для каждого подогревателя. В схеме рис. 8.16, в применен каскадный слив конденсата из вышележащих подогревателей в нижележащие и один дренажный насос.

При каскадном сливе используется снижение давления пара отборов от выше к ниже расположенным подогревателям (по расположению отборов в соответствии с движением пара в турбине).

В энергетическом отношении схема на рис. 8.16, а ближе к схемам со смешивающими подогревателями: величина θ несколько снижается в результате смешения потоков основного конденсата с конденсатом пара отборов. Схема на рис. 8.16, в почти полностью исключает дополнительные дренажные насосы. Каскадный слив несколько снижает экономичность установки, так как более горячий конденсат вышележащих подогревателей частично вытесняет греющий пар отборов в нижележащих подогревателях и, следовательно, уменьшает выработку энергии паром этих отборов.

По совокупности оценок схем слива конденсата на современных паротурбинных установках в основном применяется схема каскадного слива.

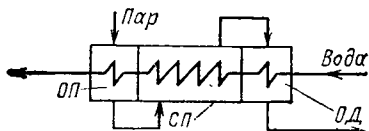


Рис. 8.17. Схема включения встроенных охладителей перегрева пара и дренажа.

СП — собственно подогреватель; ОП — охладитель перегрева пара; ОД — охладитель дренажа.

Дальнейшим совершенствованием регенеративного подогрева питательной воды является применение охладителей перегрева пара отборов и охладителей дренажа (рис. 8.17). Охладитель перегрева пара отбора обеспечивает более высокий подогрев питательной воды по сравнению с подогревом без него в основном подогревателе. В основном подогревателе подогрев воды определяется температурой конденсации пара отбора, а в охладителе перегрева пара — более высокой температурой перегретого отборного пара (особенно для отборов после промежуточного перегрева и отборов из головной части турбины). Более высокий подогрев питательной воды увеличивает суммарное количество отбираемого пара, и, следовательно, повышает эффективность регенеративного подогрева питательной воды.

Охладители дренажа применяются при каскадном сливе кон-

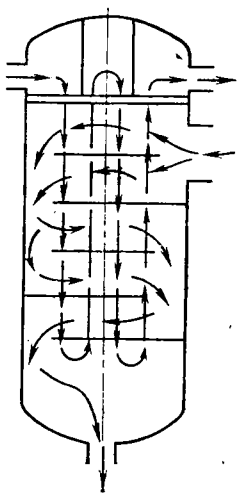


Рис. 8.18. Подогреватель низкого давления. Схема движения пара и подогреваемого конденсата в ПНД-2 энергоблока 800 МВт.

денсата пара отборов для охлаждения последнего ниже температуры насыщения. В этом случае слив дренажа «вытесняет» меньшее количество греющего пара в расположенных ниже подогревателях и таким образом увеличивает выработку электроэнергии отборным паром.

Регенеративные подогреватели являются теплообменниками между греющим паром отборов и нагреваемой питательной водой (или конденсатом отработавшего пара). Конструктивно поверхностные регенеративные подогреватели выполняются двух типов: подогреватели высокого давления (ПВД), работающие под давлением воды питательных насосов, и подогреватели низкого давления (ПНД), работающие под давлением воды конденсатных насосов (рис. 8.18, 8.19). Поверхностью нагрева в подогревателях являются пучки труб диаметром от 16 до 32 мм, оформленные в виде спиралей для ПВД (рис. 8.19) или в виде U-образных труб для ПНД (рис. 8.18). Концы трубных спиралей ПВД привариваются к вертикальным коллекторам, распределяющим подогреваемую воду по спиральям. Концы U-образных труб ПНД ввальцовываются в трубные доски, распределяющие воду по пучку труб.

Вся система пучков труб или спиралей поверхности нагрева заключается в цилиндрический корпус диаметром до 3 м и более. В корпус подается греющий пар отборов, омывающий поверхность нагрева.

Охладители пара и дренажа выполняются или встроенными в основной корпус подогревателя, или в виде самостоятельных выносных теплообменников.

8.7. ОПТИМАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДОГРЕВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ ПО РЕГЕНЕРАТИВНЫМ ПОДОГРЕВАТЕЛЯМ ТЭС

От правильного выбора давления отбираемого из турбины пара зависит степень эффективности регене-

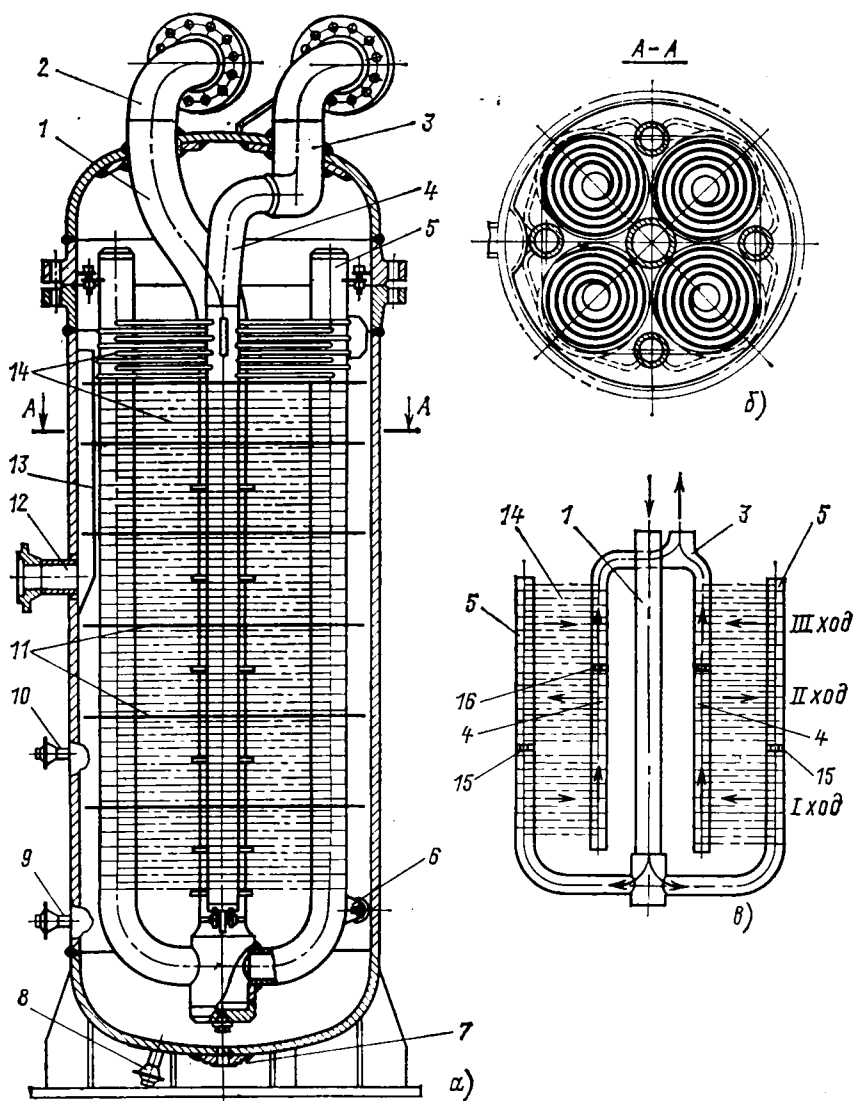


Рис. 8.19. Поверхностный регенеративный подогреватель высокого давления.

а — вертикальный разрез; б — поперечное сечение; в — схема движения воды в трубной системе (условно показаны две колонны спиралей между коллекторными трубами вместо четырех колонн); 1 — водоподводящая труба; 2 — входной патрубок питательной воды; 3 — выходной патрубок питательной воды; 4 — приемные коллекторные трубы; 5 — питающие коллекторные трубы; 6 — кронштейн с роликом; 7 — отверстие для слива конденсата греющего пара; 8 и 9 — патрубки для присоединения трубок к поплавковой камере конденсатотводчика; 10 — патрубок отсоса воздуха; 11 — направляющие перегородки; 12 — впускной патрубок греющего пара; 13 — направляющий желоб греющего пара; 14 — двойные спирали труб; 15 и 16 — перегородки коллекторных труб.

ративного подогрева питательной воды на паротурбинных установках. Эту зависимость проще всего анализировать по суммарной величине вырабатываемой энергии отборным паром $\Sigma \omega_{от}$ на 1 кг (1 т) пара, поступающего в конденсатор, поскольку отборный пар дополнитель-

но вырабатывает энергию без потерь теплоты в «холодном источнике» (конденсаторе). Иначе говоря, дополнительно вырабатывается энергия на базе «внутреннего» теплового потребления цикла Ренкина. Для выявления общей зависимости между параметрами пара

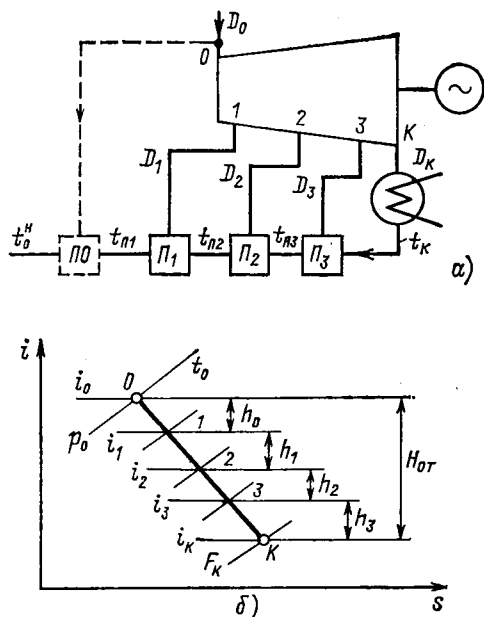


Рис. 8.20. Схема турбоустановки с регенеративным подогревом питательной воды в смешивающих подогревателях и процесс расширения пара в турбине в t, s -координатах.

0 — начало процесса; 1—3 — номера отборов.

отборов и подогревом воды в подогревателях рассмотрим установку с регенеративными подогревателями смешивающего типа (рис. 8.20).

Обозначим, в отличие от ранее принятого, величины отборного пара в долях от расхода пара в конденсаторе:

$$\alpha_1 = \frac{D_1}{D_K}; \quad \alpha_2 = \frac{D_2}{D_K}; \quad \alpha_3 = \frac{D_3}{D_K};$$

$$\alpha_K = \frac{D_K}{D_K} = 1.$$

Энергия, вырабатываемая отборным паром, равна:

$$\sum_0^3 \omega_{OT} = \alpha_1(i_0 - i_1) + \alpha_2(i_0 - i_2) +$$

$$+ \alpha_3(i_0 - i_3)$$

или

$$\sum_0^3 \omega_{OT} = \alpha_1 i_0 + \alpha_2(h_0 + h_1) +$$

$$+ \alpha_3(h_0 + h_1 + h_2),$$

где $h_1 = i_1 - i_2$; $h_2 = i_2 - i_3$.

Для упрощения дальнейших математических выкладок составим общий тепловой баланс подогрева основного конденсата отборным паром в смешивающих подогревателях

$$\bar{t}_0 - \bar{t}_K = \Delta = \alpha_0(i_0 - \bar{t}_0) + \alpha_1(i_1 - \bar{t}_0) +$$

$$+ \alpha_2(i_2 - \bar{t}_0) + \alpha_3(i_3 - \bar{t}_0)$$

или

$$\bar{t}_0 - \bar{t}_K = (\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)(i_0 - \bar{t}_0) -$$

$$- [\alpha_1 h_0 + \alpha_2(h_0 + h_1) + \alpha_3(h_0 + h_1 + h_2)]$$

Величина в квадратных скобках равна

$$\sum_1^3 \omega_{OT}. \text{ Таким образом,}$$

$$\bar{t}_0 - \bar{t}_K = (i_0 - \bar{t}_0) \sum_0^3 \alpha_r - \sum_1^3 \omega_{OT}.$$

Из этого выражения можно установить,

что максимуму $\sum_1^r \omega_{OT}$ соответствует макси-

мум суммы отбора пара $\sum_0^r \alpha_r$. Включенный

в тепловой баланс условный отбор свежего пара α_0 для подогрева питательной воды до температуры t_0 в смешивающем подогревателе Π_0 (см. рис. 8.20) эквивалентен подогреву питательной воды в котле. В вы-

ражение $\sum_0^r \omega_{OT}$ величина α_0 не входит,

т. е. постановку задачи в энергетическом отношении введение подогревателя не искажает. Величины отборов пара определяются из тепловых балансов смешивающих подогревателей:

$$\alpha_3 = \frac{\tau_3}{q_3}; \quad \alpha_2 = (1 + \alpha_3) \frac{\tau_2}{q_2};$$

$$\alpha_1 = (1 + \alpha_2 + \alpha_3) \frac{\tau_1}{q_1};$$

$$\alpha_0 = (1 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) \frac{\tau_0}{q_0},$$

где $\tau_0, \tau_1, \tau_2, \tau_3$ — подогрев воды в подогревателях, $\tau_r = \bar{t}_r - \bar{t}_{r+1}$; q_0, q_1, q_2, q_3 — удельная теплота конденсации отборного пара, $q_r = i_r - \bar{t}_r$.

Тогда сумма отборов

$$\sum_0^3 \alpha_r = (1 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) \frac{\tau_0}{q_0} +$$

$$+ (1 + \alpha_2 + \alpha_3) \frac{\tau_1}{q_1} + (1 + \alpha_3) \frac{\tau_2}{q_2} + \frac{\tau_3}{q_3},$$

или, заменяя α_r их значениями, получаем:

$$\sum_0^3 \alpha_r = \frac{\tau_3}{q_3} + \frac{\tau}{q_2} \left(1 + \frac{\tau_3}{q_3}\right) + \\ + \frac{\tau_1}{q_1} \left[1 + \frac{\tau_3}{q_3} + \frac{\tau_2}{q_2} \left(1 + \frac{\tau_3}{q_3}\right)\right] + \\ + \frac{\tau_0}{q_0} \left\{ \left(1 + \frac{\tau_3}{q_3}\right) + \frac{\tau_2}{q_2} \left(1 + \frac{\tau_3}{q_3}\right) + \right. \\ \left. + \frac{\tau_1}{q_1} \left[\left(1 + \frac{\tau_3}{q_3}\right) + \frac{\tau_2}{q_2} \left(1 + \frac{\tau_3}{q_3}\right) \right] \right\},$$

или

$$\sum_0^3 \alpha_r = \left(1 + \frac{\tau_3}{q_3}\right) \left(1 + \frac{\tau_2}{q_2}\right) \times \\ \times \left(1 + \frac{\tau_1}{q_1}\right) \left(1 + \frac{\tau_0}{q_0}\right) - 1.$$

Для нахождения максимума полученной функции $\sum_0^3 \alpha_r = f(\tau_r, q_r)$ воспользуемся из-

вестным методом условного экстремума Лагранжа. Кроме того, для упрощения решения задачи примем, что значения q_r в области максимума функции, отличаясь каждое друг от друга, остаются в своей зоне постоянными величинами, т. е. зависимость q_r от τ_r слабая.

Метод Лагранжа дает возможность составить следующее выражение:

$$\frac{\partial \sum_0^r \alpha_r}{\partial \tau_r} - \lambda = 0,$$

где λ — неопределенный множитель Лагранжа, в дальнейшем исключаемый.

Конкретно для переменных τ_0 , τ_1 , τ_2 и τ_3 получим уравнения

$$0) \frac{\partial \sum_0^r \alpha_r}{\partial \tau_0} - \lambda = \frac{1}{q_0} \left(1 + \frac{\tau_1}{q_1}\right) \times \\ \times \left(1 + \frac{\tau_2}{q_2}\right) \left(1 + \frac{\tau_3}{q_3}\right) - \lambda = 0;$$

$$1) \frac{\partial \sum_0^r \alpha_r}{\partial \tau_1} - \lambda = \frac{1}{q_1} \left(1 + \frac{\tau_0}{q_0}\right) \times \\ \times \left(1 + \frac{\tau_2}{q_2}\right) \left(1 + \frac{\tau_3}{q_3}\right) - \lambda = 0;$$

$$2) \frac{\partial \sum_0^r \alpha_r}{\partial \tau_2} - \lambda = \frac{1}{q_2} \left(1 + \frac{\tau_0}{q_0}\right) \times \\ \times \left(1 + \frac{\tau_1}{q_1}\right) \left(1 + \frac{\tau_3}{q_3}\right) - \lambda = 0;$$

$$3) \frac{\partial \sum_0^r \alpha_r}{\partial \tau_3} - \lambda = \frac{1}{q_3} \left(1 + \frac{\tau_0}{q_0}\right) \times \\ \times \left(1 + \frac{\tau_1}{q_1}\right) \left(1 + \frac{\tau_2}{q_2}\right) - \lambda = 0.$$

Решая попарно полученные четыре уравнения, находим

$$q_0 + \tau_0 = q_1 + \tau_1 = q_2 + \tau_2 = q_3 + \tau_3. \quad (8.35)$$

Имея в виду, что $q_0 - q_1 = h_0 - \tau_0$; $q_1 - q_2 = h_1 - \tau_1$; $q_2 - q_3 = h_2 - \tau_2$, находим

$$\left. \begin{aligned} \tau_1 &= h_0; \\ \tau_2 &= h_1; \\ \tau_3 &= h_2. \end{aligned} \right\} \quad (8.36)$$

Определение величин подогрева воды в каждом из подогревателей, отвечающих условию (8.36), возможно осуществить графически. Для этого по процессу расширения пара конкретной турбины строятся зависимости $h_{0r} = f(\bar{t}_r^H)$ (рис. 8.21), где h_{0r} — теплоперепад потока пара, идущего в отбор, сработанный в отсеке турбины между данным и предыдущим отборами. С помощью вспомогательной линии $A-A$, проводимой под углом 45° , в порядке последовательного приближения осуществляется построение, соответствующее условию (8.36).

По результатам такого графического решения находятся τ_1 , τ_2 и τ_3 , значения $\bar{t}_{r1}^H$, $\bar{t}_{r2}^H$ и $\bar{t}_{r3}^H$ и по последним давления отборного пара p_1 , p_2 и p_3 , соответствующие максимальной эффективности регенератив-

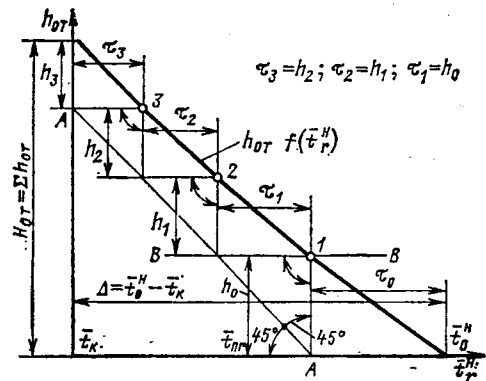


Рис. 8.21. Оптимальное распределение регенеративного подогрева питательной воды по ступеням.

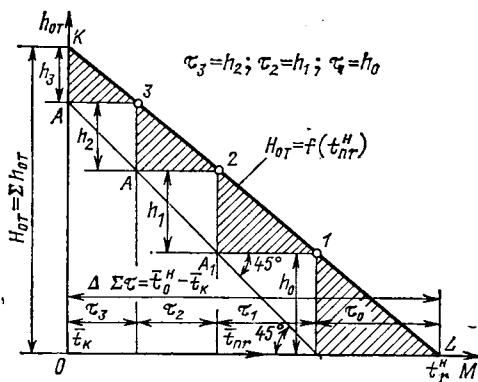


Рис. 8.22. Оптимальное распределение регенеративного подогрева питательной воды на реальных ТЭС.

ного подогрева питательной воды с помощью нескольких отборов.

Как видно из результатов проведенного исследования, конечный подогрев питательной воды t_0 (от $\bar{t}_{\text{III}}$ до $\bar{t}^{\text{II}}_0$) лишь для удобства анализа условно осуществлялся свежим паром. В реальных условиях проще и в целом рациональнее осуществлять этот подогрев в котле (в водяном экономайзере). В тех случаях, когда по тем или иным соображениям конечный подогрев питательной воды до $t_{\text{п.в}} = \bar{t}_{\text{III}}$ является заданным (техничко-экономические расчеты, конструктивные требования и т. п.), условия оптимального распределения сокращаются и представляются в виде

$$\left. \begin{aligned} \tau_2 &= h_1; \\ \tau_3 &= h_2. \end{aligned} \right\} \quad (8.37)$$

Так как параметры первого отбора определяются заданным значением $t_{\text{п.в}} = \bar{t}^{\text{II}}_1$, то графическое нахождение подогрева воды τ_2 и τ_3 должно осуществляться с линии B—B на рис. 8.21, отстоящей от оси абсцисс на величину h_0 . В этом случае необходимо также воспользоваться вспомогательной линией A—A, располагаемой под углом 45° и дающей возможность выполнить условие (8.37).

От графоаналитического оптимального распределения подогрева питательной воды можно перейти к чисто аналитическому решению.

Для реальных паротурбинных установок с достаточной точностью зависимость $h_{\text{OT}} = f(t^n)$ можно принять линейной. Графическое определение величин τ_1 , τ_2 , τ_3 и тепловых перепадов h_0 , h_1 , h_2 , h_3 , отвечающих условию (8.36), остается прежним (рис. 8.22).

В этом случае заштрихованные треугольники на этом рисунке подобны друг другу и треугольнику OKL со сторонами Σh_{OT} и $\Delta = \bar{t}^{\text{II}}_0 - \bar{t}_K$. Из условия подобия

устанавливаем:

$$\frac{\tau_0}{h_0} = \frac{\tau_1}{h_1} = \frac{\tau_2}{h_2} = \frac{\tau_3}{h_3} = \frac{\Delta}{\Sigma h_{\text{OT}}} = m.$$

Используя ранее полученные условия оптимального регенеративного подогрева питательной воды $\tau_1 = h_0$, $\tau_2 = h_1$, $\tau_3 = h_2$, можно получить формулы для нахождения этих величин:

$$\frac{\tau_0}{\tau_1} = \frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{\tau_2}{\tau_3} = m = \frac{\Delta}{\Sigma h_{\text{OT}}}; \quad (8.38)$$

$$\frac{h_0}{h_1} = \frac{h_1}{h_2} = \frac{h_2}{h_3} = m = \frac{\Delta}{\Sigma h_{\text{OT}}}. \quad (8.39)$$

Эти уравнения представляют собой геометрические прогрессии с показателем $m =$

$$= \frac{\Delta}{\Sigma h_{\text{OT}}} = \frac{\bar{t}^{\text{II}}_0 - \bar{t}_K}{\Sigma h_{\text{OT}}}.$$

Выведенные уравнения позволяют достаточно просто решить задачу оптимального распределения подогрева по подогревателям и оптимального распределения тепловых перепадов между отборами, а следовательно, и параметры отборов не прибегая к графическим построениям.

В случае необходимости оптимального распределения подогрева при заданной температуре питательной воды $t_{\text{п.в}}$, а следовательно, и определения параметров первого отбора уравнения (8.38) и (8.39) трансформируются в уравнения

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{\tau_2}{\tau_3} = m = \frac{\Delta}{\Sigma h_{\text{OT}}},$$

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{h_2}{h_3} = m = \frac{\Delta}{\Sigma h_{\text{OT}}}.$$

В соответствии с параметрами заданного первого отбора находят $h_0 = i_0 - i_1$ и $\tau_0 = \bar{t}^{\text{II}}_0 - \bar{t}^{\text{II}}_1$. Естественно, что полученные выражения распространяются на установки с любым количеством отборов пара.

Для паротурбинных установок с промежуточным перегревом пара задача оптимального распределения подогрева воды в смешивающих регенеративных подогревателях, решается аналогично, и для схемы, приведенной на рис. 8.23, оптимальные отношения запишутся в виде

$$\frac{\tau_1}{\tau_2 + \Delta h_{\text{пп}}} = \frac{\tau_2}{\tau_3} = m; \quad (8.40)$$

$$\frac{h_1 - \Delta h_{\text{пп}}}{h_2} = \frac{h_2}{h_3} = m, \quad (8.41)$$

где $\Delta h_{\text{пп}} = \Delta i_{\text{пп}} \frac{h_0}{i_0 - \bar{t}^{\text{II}}_1}$ — предварительно

вычисляемая величина по заданным параметрам промежуточного перегрева пара.

Из приведенных выражений видно, что величины τ_1 и h_1 существенно больше, чем аналогичные величины для нижележащих отборов и подогревов. Обычно $\tau_1 \approx 1,7\tau_2$. Для турбоустановок, имеющих несколько

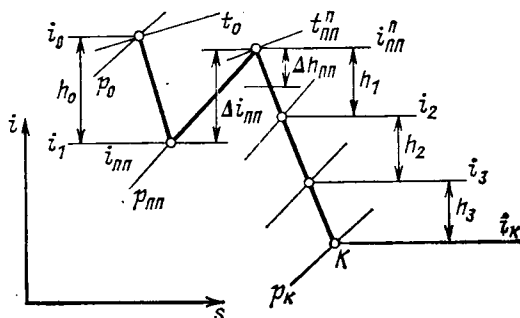
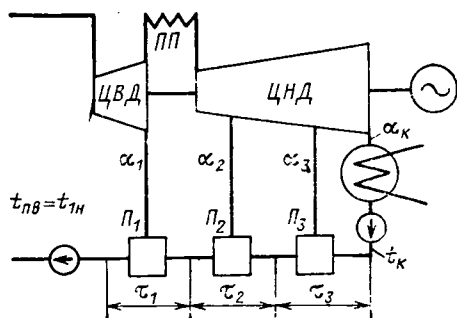


Рис. 8.23. Схема турбоустановки с промежуточным перегревом пара, регенеративным подогревом питательной воды в смешивающих подогревателях и процесс расширения пара в турбине в i, s -координатах.

P_1, P_2, P_3 — подогреватели; $ПП$ — промежуточный пароперегреватель; K — параметры в конденсаторе.

отборов и подогревателей до промежуточного перегрева пара, распределение подогрева питательной воды и тепловых перепадов между отборами должно осуществляться так же, как для установок без промежуточного перегрева, но в пределах процесса расширения пара от начальных параметров p_0, t_0 (или первого заданного отбора p_1, t_1) до параметров начала промежуточного перегрева $p_{пп}$ и $t_{пп}$.

Регенеративный подогрев питательной воды на ТЭЦ. Несмотря на то что экономичность ТЭЦ по сравнению с КЭС в результате выработки электроэнергии на базе теплового потребления резко увеличивается, введение регенеративного подогрева на ТЭЦ себя вполне оправдывает. Простейшая схема ТЭЦ с регенеративным подогревом питательной воды в поверхностных подогревателях показана на рис. 8.24.

Регенеративный подогрев питательной воды дополнительно увеличивает выработку энергии на тепловом потреблении, но в данном случае на внутреннем теплоснабжении. В этом отношении ТЭЦ, имея большие потери конденсата у теплового потребителя $D_{ут}$, а вследствие этого и большие количества добавочной воды, компенсирующей потери конденсата, создали более благоприятные условия для увеличения отбора пара, нагревающего питательную воду в подогревателях. Распределение подогрева воды между подогревателями осуществляется так же, как на КЭС, но при зафиксированном давлении теплофикационного отбора и, следовательно, зафиксированной температуре подогрева воды в подогревателе, присоединенном к этому отбору. Регенеративные подогреватели выполняются в виде поверхностных теплообменников и включаются в тепловую схему, как показано на рис. 8.24.

Поскольку на ТЭЦ существенно больший эффект в абсолютном значении дают подогреватели, расположенные по давлению пара выше теплофикационных отборов, подогреватели на вакуумных отборах не устанавливают. Поток конденсата, проходящий через них, обычно не велик, следовательно, и отбор греющего пара тем более оказывается незначительным.

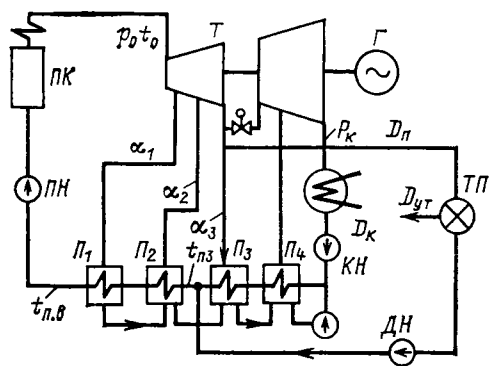


Рис. 8.24. Тепловая схема ТЭЦ с поверхностными регенеративными подогревателями.

8.8. ПОТЕРИ ПАРА И КОНДЕНСАТА И ИХ ВОСПОЛНЕНИЕ

Вследствие образования неплотностей во фланцах трубопроводов, арматуре, предохранительных клапанах и другом оборудовании ТЭС имеют место некоторые потери рабочего тела цикла в виде пара или воды. Имеются также потери через лабиринтовые уплотнения валов турбины в процессе пуска и прогрева трубопроводов и оборудования установки. Безвозвратно теряется пар, используемый в мазутном хозяйстве станции для прогрева и распыла мазута в топочных форсунках, пар, используемый для обдувки поверхностей нагрева котлов от золы и шлака и т. д. Такого рода потери рабочего тела называют внутренними потерями или потерями утечек $D_{ут}$. Наконец много котловой воды теряется с периодической и непрерывной продувкой котлов. Для ТЭЦ наряду с внутренними потерями возникают внешние потери $D_{вн}$. Это потери пара или его конденсата в технологических установках теплового потребителя. Такие потери характерны для открытых схем ТЭЦ (см. рис. 8.5). Эту потерю рабочего тела станции можно исключить, применяя закрытую схему ТЭЦ, приводимую на рис. 8.25.

В закрытых схемах отборный пар турбины не попадает непосредственно к тепловому потребителю. С помощью отборного пара в теплообменниках - паропреобразователях получают вторичный пар, который затем используется тепловым потребителем. Конденсат отборного пара из паропреобразователя с помощью дренажного насоса (ДН) возвращается в основной поток питательной воды. Внешние потери пара и конденсата относятся к вторичному контуру, материально не связанному с потоками пара и воды станции.

Если внешнее теплотребление удовлетворяется горячей водой для отопления и других целей, то вместо паропреобразователя устанавли-

ваются пароводяные подогреватели, так называемые бойлеры, или сетевые подогреватели.

Для уменьшения внутренних потерь (утечек теплоносителя) ($D_{ут}$) фланцевые соединения трубопроводов и арматуры часто заменяют сварными соединениями, а также предъявляют большие требования к плотности предохранительных клапанов, арматуры, в большей мере используют сбор дренажей трубопроводов и оборудования и т. д.

По правилам технической эксплуатации потери от внутренних утечек для КЭС не должны превышать 0,8—1,1%, а для ТЭЦ — 1,5—1,8%.

Потери котловой воды с непрерывной продувкой $D_{пр}$ сопровождаются потерей теплоты. Снижение этих потерь, т. е. в первую очередь снижение размера продувки, достигается улучшением качества питательной воды, применением ступенчатого испарения в котлах докритического давления. Величина продувки определяется солевым балансом котла и равна

$$p_{пр} = \frac{c_{п.в} - c_{п}}{c_{пр} - c_{п.в}} 100\%, \quad (8.42)$$

где $c_{п.в}$, $c_{пр}$, $c_{п}$ — содержание примесей (мкг-экв/кг или мкг/кг) в питательной, продувочной воде и в паре соответственно. Качество питательной воды нормируется правилами технической эксплуатации по жесткости воды, содержанию в ней кремниевой кислоты, железа и меди в зависимости от типа котла и электростанции, от давления пара.

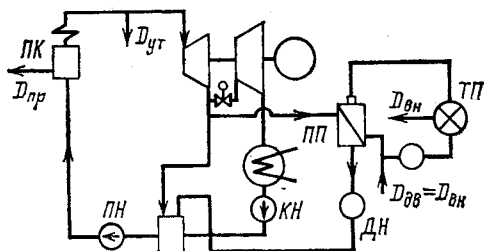


Рис. 8.25. Закрытая схема ТЭЦ с паропреобразователем (ПП).

Содержание примесей в продувочной воде соответствует допустимому содержанию их в котловой воде по условиям работы поверхностей нагрева и паросепарационных устройств котла. Это допустимое содержание примесей водного теплоносителя определяется конструкцией котла, наличием ступенчатого испарения, конструкцией сепарационных устройств и устанавливается теплотехническими испытаниями. Содержанием примесей в паре при определении величины непрерывной продувки можно пренебречь. Величина непрерывной продувки котлов не должна превышать 0,5—1%, если потери воды восполняются дистиллятом испарителей или обессоленной водой, и 0,5—3%, при восполнении потерь химически очищенной водой.

Для снижения материальных и тепловых потерь с продувочной водой для котлов с естественной циркуляцией предусматривается установка расширителя и охладителя продувки по схеме, изображенной на рис. 8.26.

Расширитель продувки представляет собой цилиндрический сосуд, в который вводится продувочная вода, имеющая высокую температуру, равную температуре кипения в котле при рабочем давлении пара $t_{пр} = t_{вк}$. С помощью редуктора (дроссельного клапана) давление в расширителе p поддерживается значительно меньше давления пара в паровом котле. При этом давлении продувочная вода оказывается перегретой по отношению к температуре кипения, соответствующей давлению в расширителе, $t_{вп} < t_{пр}$. В результате поступающая в расширитель продувочная вода будет вскипать, выделяя пар в количестве $D'_{п}$, эквивалентном разности энтальпии $i_{пр} - i'_{п}$.

Растворимые примеси, содержащиеся в продувочной воде, в образующийся пар почти не переходят, поэтому пар этот используется в тепловой схеме станции в регенеративных подогревателях. Тепловой

баланс расширителя позволяет определить как количество образовавшегося пара $D'_{п}$, так и оставшийся концентрат продувочной воды $D'_{пр}$

$$D_{пр} \bar{i}_{пр} = D'_{п} i'_{п} + D'_{пр} \bar{i}'_{пр}.$$

Учитывая также, что $D_{пр} = D'_{п} + D'_{пр}$, определяем

$$D'_{пр} = \frac{i_{п} - \bar{i}_{пр}}{i_{п} - \bar{i}'_{пр}} D_{пр}, \quad (8.43)$$

где $i'_{п}$ — энтальпия образующегося в расширителе насыщенного пара при давлении $p_{р}$; $\bar{i}_{пр}$ — энтальпия воды при $\bar{i}'_{пр} = \bar{i}_{вп}$.

Для использования теплоты концентрата продувки последний направляется в охладитель продувки (ОП), в котором продувочная вода охлаждается химически очищенной водой, предназначенной для покрытия потерь рабочего тела в контуре станции.

Расширитель продувки позволяет сократить потери рабочего тела с продувочной водой на 15—30%.

Потери рабочего тела, состоящие из утечек и удаляемой продувочной воды, восполняются добавочной водой. Для обеспечения высокого качества питательной воды

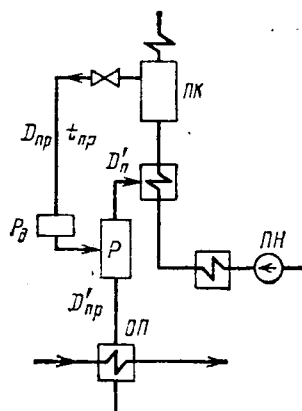


Рис. 8.26. Схема установки расширителя с охладителем продувки на ТЭС.

P — расширитель; $ОП$ — охладитель продувки; P_d — редуктор.

необходима предварительная подготовка добавочной воды. Применяется или химическая, или термическая подготовки добавочной воды.

Термическая подготовка добавочной воды в отличие от химической вносит некоторые структурные изменения в тепловую схему ТЭС и поэтому требует более детального рассмотрения. Термическая подготовка представляет собой дистилляцию добавочной воды, т. е. состоит из двух процессов: превращения исходной воды в пар (парообразования) и последующей конденсации образовавшегося пара — получения дистиллята. Содержащиеся в исходной воде растворимые минеральные примеси в образующийся пар (при низком давлении) почти не переходят, поэтому конденсат этого пара свободен от примесей исходной воды. Превращение добавочной воды в пар происходит в теплообменниках, называемых в этом случае испарителями.

Конденсация образовавшегося пара происходит или в регенеративных подогревателях турбинной установки, или в самостоятельных конденсаторах испарителей. Греющим агентом в испарителях является отборный пар турбины. Включение испарителей в тепловую схему станции осуществляется или без конденсатора испарителя (рис. 8.27, а), или с самостоятельным конденсатором испарителя (рис. 8.27, б). Исходная добавочная вода перед испарителем должна пройти упрощенную (содово-известковую) химическую обработку для предупреждения сильного накипобразования на поверхностях нагрева испарителя.

Испарители аналогично энергетическим котлам оборудуются непрерывной продувкой, чтобы концентрация растворимых примесей в водяном объеме испарителя поддерживалась на допустимом уровне в соответствии с рабочим давлением вторичного пара.

Включение испарителя по схеме рис. 8.27, а несколько снижает экономичность турбоустановки. Снижение экономичности происходит в результате вытеснения вторичным паром испарителя некоторого количества пара, поступающего в нижележащий регенеративный подогреватель из второго отбора. Такое вытеснение уменьшает выработку электроэнергии отборным паром (на внутреннем тепловом потреблении) на величину, пропорциональную теплоперепаду $\Delta i = i_1 - i_2$ на 1 кг вытесненного пара. Такого вытеснения не происходит, если испаритель имеет собственный конденсатор вторичного пара, расположенный между первым и вторым подогревателями (рис. 8.27, б). Подогрев питательной воды паром первого отбора осуществляется в двух теплообменниках. Начальный подогрев происходит в конденсаторе испарителя вторичным паром, полученным за счет эквивалентного количества отборного пара. Завершение подогрева происходит в регенеративном подогревателе этого отбора. Суммарная величина отбора пара в этом случае почти не изменяется. Таким образом, экономичность турбоустановки с испарителем, имеющим самостоятельный конденсатор вторичного пара, не снижается.

Однако при окончательном выборе схемы включения конденсатора испарителя необходимо учитывать, что реализация схемы по рис. 8.27, б требует дополнительного аппарата (конденсатора испарителя), что несколько усложняет и повышает стоимость установки. Однако использование конденсатора испарителя для подогрева питательной воды дает возможность соответственно уменьшить поверхность нагрева сопряженного с ним регенеративного подогревателя (П1).

Тепловой баланс испарителя представляется в следующем виде:

$$D_{\text{н}}(i_{\text{от}} - \bar{i}_{\text{от}})\eta_{\text{н}} = D_{\text{н1}}(i_{\text{н1}} - \bar{i}_{\text{в}}) + D_{\text{н.р}}(\bar{i}_{\text{н1}} - \bar{i}_{\text{в}}), \quad (8.44)$$

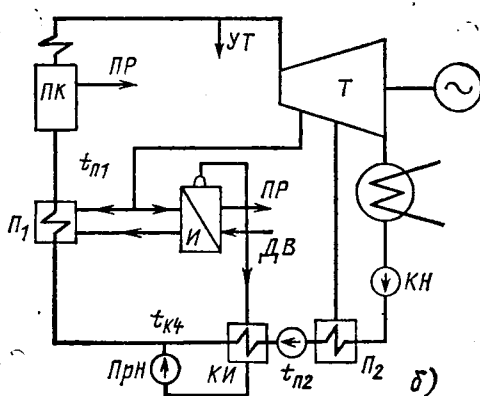
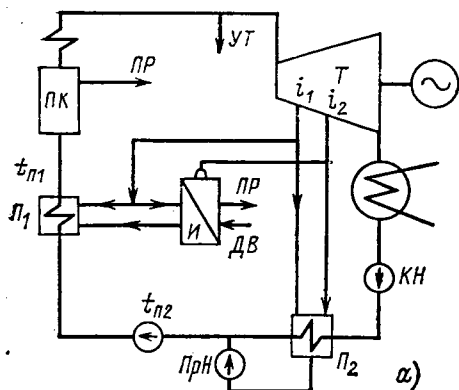


Рис. 8.27. Схема включения испарителя.

а — без специального конденсатора; б — с самостоятельным конденсатором вторичного пара; И — испаритель; П — регенеративные подогреватели; КИ — конденсатор испарителя; ПРН — перекачивающий насос; ПР — продувка котла и испарителя; УТ — утечки (потери) рабочего тела.

где $D_{\text{к}}$, $D_{\text{пр}}$ — расходы греющего, вторичного пара испарителя и продувочной воды соответственно; $i_{\text{от}}$ и $i_{\text{кп}}$ — энтальпии греющего отборного и вторичного пара испарителя; $i_{\text{от}}^{\text{в}}$, $i_{\text{кп}}^{\text{в}}$ и $i_{\text{в}}$ — энтальпии воды при температуре конденсации греющего пара отбора, вторичного пара испарителя и питающей испаритель воды соответственно; $\eta_{\text{кп}}$ — КПД испарителя (учитывает потери теплоты на охлаждение корпуса испарителя), равный около 0,98—0,99.

Из теплового баланса может быть определен расход греющего пара из отбора турбины. Заданным является расход вторичного пара, равный количеству добавочной воды для установки:

$$D_{\text{кп}} = D_{\text{д.в}} = D_{\text{г.т}} + D'_{\text{пр}}.$$

Давление вторичного пара определяют из необходимого для парообразования температурного напора (Δt) между конденсирующимся греющим паром и образующимся вторичным паром

$$\Delta t = i_{\text{от}}^{\text{в}} - i_{\text{кп}}^{\text{в}}.$$

От температурного перепада Δt зависит также величина поверхности нагрева испарителя. Обычно $\Delta t = 12 + 25^\circ\text{C}$. Для схем без конденсатора испарителя $i_{\text{кп}}^{\text{в}}$ должна быть равна температуре насыщенного пара отбора, к которому подключается вторичный пар испарителя, так как их давления согласно схеме рис. 8.27, а должны быть равными.

По давлению вторичного пара находят энтальпию насыщенного пара $i_{\text{кп}}$.

Расход продувочной воды $D_{\text{пр}}$ определяется по солевому балансу испарителя аналогично котлам.

Тепловой баланс конденсатора испарителя для схемы рис. 8.27, б представляется в следующем виде:

$$D_{\text{кп}}(i_{\text{кп}} - i_{\text{кп}}^{\text{в}})\eta_{\text{к.к}} = D_{\text{к}}(i_{\text{к.к}} - i_{\text{к}}),$$

где дополнительно к балансу испарителя

введены величины: $D_{\text{к}}$ — расход питательной воды, проходящей через конденсатор испарителя; $i_{\text{к}}$, $i_{\text{к.к}}$ — энтальпии питательной воды на входе и выходе конденсатора испарителя. Энтальпия воды на входе $i_{\text{к}}$ равна энтальпии воды на выходе из примыкающего к конденсатору регенеративного подогревателя; $\eta_{\text{к.к}}$ — КПД конденсатора испарителя, равный обычно 0,98—0,99.

Количество дистиллята, получаемого от испарителя с самостоятельным конденсатором, не может быть равным и тем более большим, чем количество пара, необходимо для регенеративного предвключенного подогревателя. Количество пара отбора, поступающего в подогреватель, в этом случае определяется выражением

$$D_{\text{от}} = D_{\text{к}} \frac{\tau_0}{q_{\text{от}}},$$

где τ_0 — исходная заданная величина подогрева питательной воды в этом регенеративном подогревателе; $q_{\text{от}}$ — теплота конденсации пара отбора.

С включением испарителя с самостоятельным конденсатором, исходный подогрев питательной воды распространяется на два слагаемых: $\tau_{\text{к.к}}$ — подогрев воды в конденсаторе испарителя и $\tau_{\text{п}}$ — подогрев воды в подогревателе:

$$\tau_0 = \tau_{\text{п}} + \tau_{\text{к.к}}.$$

Подогрев воды в конденсаторе зависит от параметров вторичного пара: $i_{\text{к.к}} = i_{\text{кп}} - \theta$.

Таким образом, $\tau_{\text{к.к}} = f(i_{\text{кп}}) = i_{\text{к.к}} - i_{\text{к}}$. Количество же вторичного пара испарителя, которое может быть сконденсировано в конденсаторе, будет определяться по выражению

$$D_{\text{кп}} = D_{\text{к}} \frac{\tau_{\text{к.к}}}{q_{\text{к}}},$$

где $q_{\text{к}}$ — теплота конденсации вторичного пара испарителя.

Используя выражение для определения расхода пара из отбора ($D_{от}$), получаем

$$D_{н1} = D_{от} \frac{q_{от}}{q_n} \frac{\tau_{к.н}}{\tau_0}. \quad (8.45)$$

Таким образом, количество получаемого дистиллята составляет некоторую долю расхода пара на регенеративный предвключенный подогреватель, примерно равную $\tau_{кн}/\tau_0$.

Для увеличения количества дистиллята необходимо увеличить подогрев воды в конденсаторе испарителя $\tau_{кн}$. Для этого необходимо увеличивать давление вторичного пара, а следовательно, уменьшить температурный напор в испарителе, увеличивать его поверхность нагрева, т. е. повышать стоимость испарителя и получаемого дистиллята.

Испаритель с самостоятельным конденсатором обеспечивает получение добавочной воды в размере 3—4% расхода пара на турбоустановку. Испарители без самостоятельного конденсатора имеют несколько большую производительность, но, как говорилось выше, снижают экономичность установки.

8.9. ТЕРМИЧЕСКАЯ ДЕАЭРАЦИЯ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

При эксплуатации паротурбинных электростанций возможна коррозия металла пароводяного тракта (как трубопроводов, так и отдельных элементов оборудования) агрессивными газами, растворенными в питательной воде. Такими агрессивными газами являются кислород воздуха и углекислота CO_2^* . Источниками попадания этих газов в питательную воду являются присосы воздуха в элементах тепловой схемы, находящейся под вакуумом (конденсатор, вакуумные отборы и подогреватели), и добавочная вода, содержащая карбонатные и бикар-

бонатные соли, выделяющие при высокой температуре углекислоту CO_2 . Правилами технической эксплуатации в случае так называемых традиционных водных режимов установлена норма содержания кислорода в питательной воде: 20 мкг/кг для установок с давлением 4,0—10,0 МПа и 10 мкг/кг с давлением выше 10,0 МПа. Аналогично норма содержания углекислоты в питательной воде для установок с давлением до 100 МПа — не более 5—10 мкг/кг и с давлением выше 10,0 МПа — 2—7 мкг/кг.

Для обеспечения указанных норм содержания газов в питательной воде на современных станциях предусматривается деаэрация (дегазация) питательной воды. Основным способом освобождения воды от растворенных в ней газов является термическая деаэрация.

Термическая деаэрация основана на физическом законе Дальтона — Генри, по которому концентрация газа, растворенного в воде, пропорциональна давлению этого газа над поверхностью воды (для смеси газов, например, для воздуха, пропорциональна парциальному давлению каждого газа). Когда температура воды достигает температуры кипения, парциальное давление газов над поверхностью жидкости падает, так как газы вытесняются водяными парами, образующимися над поверхностью при этой температуре.

Изменение содержания кислорода в воде в зависимости от ее температуры показано на рис. 8.28.

Таким образом, основными задачами термической деаэрации являются доведение температуры воды до температуры кипения для принятого давления, недопущение контакта воды с наружной средой, надежность и быстрота удаления выделяющихся газов. Эти задачи достаточно полно решаются в смешивающих подогревателях — термических деаэраторах (рис. 8.29).

* В последнее время в связи с внедрением на крупных паротурбинных блоках окислительных водных режимов в питательную воду дозируют определенные количества чистого кислорода (200—300 мкг/кг) или перекиси водорода. При этом удаление из воды углекислоты является строго обязательным.

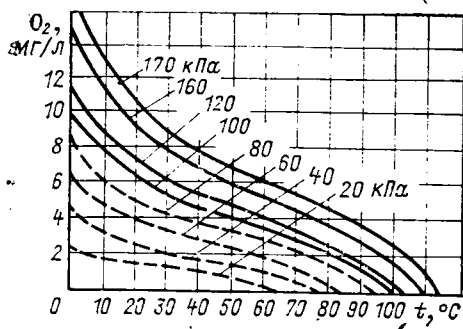


Рис. 8.28. Зависимость содержания в воде растворенного кислорода от температуры и давления.

Как видно из рис. 8.29, вода, подлежащая деаэрации, подводится в деаэрационную колонку на расположенные одна под другой разбрызгивающие тарелки с небольшими отверстиями. Эта конструкция, разбивая всю массу воды на мелкие струи и капли, увеличивает поверхность, разделяющую жидкость от внешней среды.

Падающие струи и капли воды подогреваются подводимым снизу греющим паром до температуры, близкой к температуре кипения. Такой прогрев воды обеспечивает выделение растворимых в ней газов. Выделившиеся газы с некоторой примесью водяных паров — паровоздушная смесь удаляется из верхней части колонки. Содержащийся в паровоздушной смеси пар конденсируется в дополнительном подогревателе, подогревая поступающую в колонку воду.

Из нижней части колонки деаэрированная вода откачивается насосом.

Необходимость нагрева воды до температуры насыщения (кипения) дает возможность одновременного использования деаэратора в качестве смешивающего регенеративного подогревателя. Деаэрационную колонку устанавливают над сборным цилиндрическим баком, емкость которого используется как демпферный запас воды, компенсирующий кратковременные несоот-

ветствия между потреблением питательной воды и поступлением конденсата из конденсатора паровой турбины. Одновременно деаэратор и сборный бак являются местом смешения различных потоков воды и дренажей тепловой схемы станции.

Включение деаэраторов в тепловую схему электростанции осуществляется или на самостоятельном отборе (рис. 8.30, а), или как предвключенная ступень на отборе более высокого давления, питающем поверхностный подогреватель (рис. 8.30, б).

При включении деаэратора на самостоятельный отбор турбины при изменении электрической нагрузки меняется давление в отборах, а следовательно, и в деаэраторе, что несколько затрудняет наладку работы деаэратора и ухудшает условия работы питательного насоса. При присоединении деаэратора по предвключенной схеме это затруднение отпадает, так как при нормальном режиме давление в деаэраторе меньше давления пара в отборе. При такой схеме поверхность нагрева регенеративного подогревателя, спаренного с деаэратором, может быть соответственно уменьшена.

Рабочее давление в деаэраторе в настоящее время выбирают повышенным (0,6—0,8 МПа), что позво-

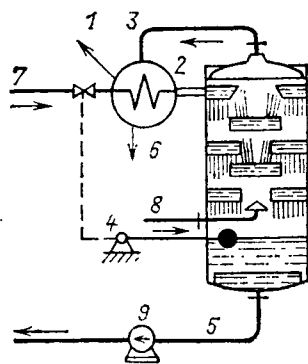


Рис. 8.29. Схема термического деаэратора атмосферного или повышенного давления. 1 — воздух; 2 — охладитель выпара; 3 — паровоздушная смесь; 4 — регулятор уровня воды; 5 — отвод деаэрированной воды; 6 — отвод конденсата выпара; 7 — подвод деаэрируемой воды; 8 — подвод греющего пара; 9 — питательный насос.

ляет подключить его к отборам повышенного давления (до 1,0—1,2 МПа), сокращая число подогревателей высокого давления по сравнению с вариантом применения атмосферного деаэратора (давление в деаэраторе 0,1—0,11 МПа). Применение деаэраторов с давлением выше 0,8 МПа значительно повышает стоимость корпуса деаэратора из-за увеличения толщины стенок и усложнения его конструкции. Кроме того, в этом случае повышается температура воды, поступающей в питательный насос, что значительно ухудшает условие его работы.

Тепловой расчет деаэратора заключается в определении расхода пара для деаэрации на базе теплового и материального баланса.

Тепловой баланс деаэратора как смешивающего подогревателя имеет следующее выражение:

$$D_d = i_d + D_{kd} \bar{i}_{kd} + \Sigma D_{dr} \bar{i}_{dr} = D_{п.в} \bar{i}_d + Q_p, \quad (8.46)$$

где D_d и i_d — расход и энтальпия греющего пара из отбора турбины, идущего в деаэратор; D_{kd} и $\bar{i}_{kd}$ — расход и энтальпия основного потока конденсата турбины, поступающего в деаэратор; ΣD_{dr} и $\bar{i}_{dr}$ — расход и энтальпия дренажей из регенеративных подогревателей; $D_{п.в}$ и $\bar{i}_d$ — расход и энтальпия питательной воды, выходящей из деаэратора; Q_p — потери теплоты в окружающую среду.

Материальный баланс деаэратора будет иметь следующий вид:

$$D_{п.в} = D_{kd} + \Sigma D_{dr} + D_d.$$

В конкретных случаях эти уравнения могут расширяться дополнительными слагаемыми, отражающими дополнительные потоки, направляемые в деаэратор, например: потоки дистиллята из испарителей или добавочной воды из химводоочистки и так далее.

При жестких требованиях к содержанию агрессивных газов к питательной воде добавочная вода, поступающая в контур ТЭС, должна иметь предварительную деаэра-

цию. Деаэрация добавочной воды независимо от метода подготовки (химводоочистка или термическая подготовка) осуществляется в дополнительных деаэраторах на атмосферном давлении ($p_d = 0,1 \div 0,11$ МПа). Первичная деаэрация добавочной воды при ее химической обработке может осуществляться и в основном конденсаторе паровой турбины с последующей деаэрацией всей питательной воды в деаэраторе повышенного давления.

8.10. ОТПУСК ТЕПЛОТЫ ОТ ТЭЦ

Комбинированное производство электрической и тепловой энергии на ТЭЦ предполагает отпуск теплоты или для технологических нужд промышленности (обычно в виде пара необходимых параметров), или для целей отопления и горячего водоснабжения жилых, общественных и промышленных зданий (обычно в виде горячей воды достаточно высокой температуры). Эти внешние потребители теплоты имеют по своей сути различный характер потребления. Технологическое теплоснабжение промышленными предприятиями, как правило, имеет круглогодичную маломеняющуюся нагрузку. Отопительная же нагрузка меняется в течение года от почти нулевого до максимального значения и определяется температурой наружного воздуха. Покрытие переменной отопительной нагрузки требует специальных инженерных решений по изменению тепловой схемы и оборудования ТЭЦ.

Покрытие парового теплоснабжения может быть осуществлено непосредственно из регулируемых отборов теплофикационных турбин, как это показано на рис. 8.24.

В большинстве случаев технологический пар $D_{п.в}$ полностью используется на предприятиях. Если же конденсат его сильно загрязняется или имеются большие потери пара и его конденсата, то для таких ТЭЦ возникает необходи-

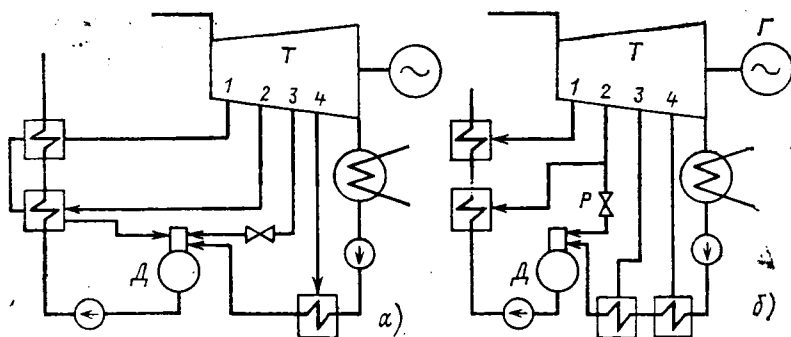


Рис. 8.30. Схемы включения деаэратора.

а — включение деаэратора на самостоятельном отборе турбины; б — включение деаэратора по предвключенной схеме; D — деаэратор; P — автоматический регулятор давления. 1—4 — номера отборов.

мость подачи значительного количества добавочной воды, восполняющей эти потери.

Добавочная вода должна пройти или химическую очистку (химическое обессоливание), или термическую в испарительных установках.

Выбор той или иной схемы подготовки добавочной воды решается в результате технико-экономических расчетов в зависимости от качества исходной воды, затрат на химодоочистку или испарительную установку. Наряду с открытой схемой ТЭЦ с паровой технологической нагрузкой может применяться закрытая схема с использованием паропреобразователей (см. рис. 8.25). Внешние потери пара и конденсата на ТЭЦ в этом случае существенно уменьшаются или совсем отпадают, но уменьшается выработка энергии на базе теплового потребления, так как давление отборного пара необходимо увеличивать на величину, соответствующую температурному перепаду в паропреобразователе ($t_{\text{отб}} - t_{\text{потр}} \approx 12 \div 15^\circ \text{C}$). При технико-экономических сравнениях вариантов ТЭЦ с технологической нагрузкой для закрытых схем необходимо помимо затрат на преобразователь учитывать дополнительные затраты на топливо, компенсирующее недопроизводство электроэнергии, на подготовку добавочной воды в паро-

преобразователях, которые восполняют внешние потери пара и воды. Поскольку параметры пара паропреобразователя не велики, то водоподготовка добавочной воды для нее будет простейшей (содово-известкование) и относительно недорогой. Тепловой расчет паропреобразователя заключается в определении расхода греющего отборного пара по уравнению теплового баланса и аналогичен расчету испарительных установок.

Отопительная нагрузка, покрываемая ТЭЦ, $Q_{\text{от}}$ состоит из расхода теплоты на собственно отопление зданий Q_0 , расхода теплоты на вентиляцию жилых, промышленных и общественных зданий Q_v и расхода теплоты на бытовые цели — горячее водоснабжение $Q_{\text{г.в}}$.

$$Q_{\text{от}} = Q_0 + Q_v + Q_{\text{г.в.}}$$

Расход теплоты на отопление Q_0 , кВт — преобладающая часть отопительной нагрузки и может быть определен из выражения, учитывающего теплообмен зданий с окружающим воздухом

$$Q_0 = x_0 V (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}) 10^{-3}, \quad (8.47)$$

где x_0 — отопительная характеристика зданий, зависящая от его конструкций и качества сооружения; для жилых зданий $x_0 = 0,3 \div 0,5 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$; V — объем отапливаемых зданий по наружному об-

меру, м^3 ; $t_{\text{п}}$ — температура внутри отапливаемого помещения, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{н}}$ — температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

Температура отапливаемых помещений $t_{\text{п}}$ принимается в размере $18-20^{\circ}\text{C}$, как обеспечивающая нормальные гигиенические и комфортные условия для людей.

Расход теплоты на вентиляцию помещений производственного характера и общественных зданий определяется из условия необходимой кратности n обмена воздуха в помещении и его нагрева от температуры наружного воздуха до принятой температуры внутри помещений по следующему выражению:

$$Q_{\text{в}} = nV_{\text{в}}c(t_{\text{п}} - t_{\text{н}}). \quad (8.48)$$

Здесь c — объемная теплоемкость воздуха, равная $1,26 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$; $V_{\text{в}}$ — внутренний объем отапливаемых помещений, $\text{м}^3 \cdot \text{K}$.

Расход теплоты на отопление и вентиляцию зданий зависит линейно от температуры наружного воздуха и достигает максимума при ее минимальном значении для того или иного географического района. Однако минимальная температура наружного воздуха обычно кратковременна и имеет место не каждый год. Для расчета максимума теплового потребления $Q_{\text{от}}^{\text{макс}}$ принимают более высокую расчетную температуру наружного воздуха $t_{\text{н}}^{\text{р}}$. За расчетную температуру наружного воздуха принимают среднюю температуру наиболее холодных пятидневок из четырех наиболее холодных зим за 25-летний период. Для основных климатических, географических поясов СССР расчетная температура равна -22 , -26 , -30°C .

Нулевое значение отопительно-вентиляционной нагрузки соответствует температуре наружного воздуха $+18 \div +20^{\circ}\text{C}$. На практике отопление зданий прекращается (или начинается) при температуре наружного воздуха выше (или ниже) $+8 \div +10^{\circ}\text{C}$ в течение 3 сут подряд. Изменение тепловой нагрузки в зависимости от темпера-

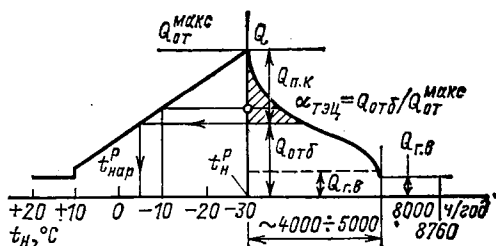


Рис. 8.31. Зависимость расхода теплоты от температуры наружного воздуха.

туры наружного воздуха и продолжительности пониженных температур в году τ показано на рис. 8.31. При температуре $+8^{\circ}\text{C}$, как сказано выше, отопление прекращается.

Длительность отопления для средней полосы Советского Союза составляет $4500-5000 \text{ ч}$ в год. В остальное время года (из 8760 ч) сохраняется лишь бытовое и коммунальное потребление тепла в виде горячей воды. Необходимое количество теплоты для горячего водоснабжения в единицу времени определяется по выражению

$$Q_{\text{г.в}} = mgc(t_{\text{г}} - t_{\text{х}}), \quad (8.49)$$

где m — число жителей данного района теплоснабжения; g — среднесуточная норма расхода горячей воды на человека в единицу времени (ч); $t_{\text{г}}$, $t_{\text{х}}$ — температура горячей (60°C) и холодной водопроводной воды, используемой для горячего водоснабжения; c — теплоемкость воды.

Для усредненных расчетов принимают, что расход теплоты на горячее водоснабжение составляет около $10-15\%$ (большая цифра — зимой, меньшая — летом) максимального расхода теплоты на отопление.

На паротурбинных ТЭЦ большая часть отопительной нагрузки удовлетворяется теплотой отборного пара из паровых турбин $Q_{\text{отб}}$ (см. рис. 8.31). Пиковую часть тепловой нагрузки равную ($Q_{\text{от}}^{\text{макс}} - Q_{\text{отб}} = Q_{\text{п.к}}$) целесообразно покрывать от постороннего источника теплоты. Обычно для этого на ТЭЦ устанавливают самостоятельные

пиковые водогрейные котлы, простые по конструкции и относительно не дорогие. Такое распределение тепловой нагрузки между турбинной и пиковыми водогрейными котлами дает более равномерную нагрузку в течение отопительного сезона отборов пара из паровых турбин и, следовательно, повышает экономичность работы электростанции.

Годовое покрытие пиковой части нагрузки соответствует заштрихованной области на графике тепловых нагрузок. Доля покрытия максимальной тепловой нагрузки теплотой отборного пара носит название коэффициента теплофикации ТЭЦ

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}} = Q_{\text{отб}} / Q_{\text{от}}^{\text{макс}}. \quad (8.50)$$

Величина $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ определяется технико-экономическими расчетами, в которых сопоставляется экономия расходов на топливо при увеличении коэффициента теплофикации с увеличением капитальных затрат на ТЭЦ по сравнению с использованием пиковых водогрейных котлов. Дополнительная экономия топлива с приближением $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ к единице относительно падает, а капитальные затраты растут независимо от этой экономии. В результате может быть найдено отопительное значение $\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{опт}}$. В современных условиях $\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{опт}}$ колеблется в пределах 0,5—0,7.

Оптимальному значению коэффициентов теплофикации соответствует, как это видно из рис. 8.31, расчетная температура наружного воздуха $t_{\text{нар}}^{\text{р}}$, при которой происходит максимальная загрузка отборов пара турбины. Для средних расчетных условий $t_{\text{нар}}^{\text{р}} = +2 \div -5^\circ \text{C}$.

Промежуточным теплоносителем от ТЭЦ до тепловых распределительных пунктов, располагаемых в зоне жилых массивов, является сетевая вода. Схема тепловых сетей может быть двухтрубной, т. е.

с подающим и обратным трубопроводами и однотрубной. Система горячего водоснабжения в двухтрубной схеме может быть открытой и закрытой. В первом случае для горячего водоснабжения используется сетевая вода, а во втором водопроводная, нагреваемая в подогревателях горячего водоснабжения. Количество сетевой воды в единицу времени $G_{\text{с}}$, необходимой для заданной тепловой нагрузки, определяется из выражения

$$Q_{\text{от}} = G_{\text{с}} (\bar{i}_{\text{п.с}} - \bar{i}_{\text{о.с}}), \quad (8.51)$$

где $\bar{i}_{\text{п.с}}$ и $\bar{i}_{\text{о.с}}$ — энтальпия воды в падающей и обратной магистралях сетевой воды (энтальпия прямой и обратной сетевой воды).

Схема тепловых сетей может быть и однотрубной открытой, если прямая сетевая вода после отопления зданий полностью (или близко к этому) используется потребителями горячей воды. Такая схема особенно рациональна, если ТЭЦ удалена от потребителей тепла на значительное расстояние, поскольку уменьшаются затраты на сооружение тепловых сетей (обратной магистрали).

Выбор температуры прямой и обратной сетевой воды является технико-экономической задачей. С увеличением температуры прямой сетевой воды, а следовательно, и разности $\bar{i}_{\text{п.с}} - \bar{i}_{\text{о.с}}$ для заданной максимальной тепловой нагрузки $Q_{\text{от}}$ уменьшается необходимое количество сетевой воды $G_{\text{с}}$ [см. выражение (8.51)]. Снижение количества сетевой воды уменьшает как диаметр трубопроводов магистралей, так и расход электроэнергии для транспорта сетевой воды от ТЭЦ до тепловых потребителей.

С другой стороны, повышение температуры прямой сетевой воды потребует повышения давления отборного пара, так как температура конденсации отборного пара для обеспечения подогрева сетевой воды в сетевом подогревателе должна быть выше температуры подогреваемой воды на выходе из подогревателя.

Перемещение отбора пара в зону больших давлений в проточной части турбины уменьшает выработку энергии на базе теплового потребления, т. е. уменьшает эффективность комбинированного производства электрической и тепловой энергии. Для компенсации недовыработки электроэнергии потребуются затратить некоторое дополнительное количество топлива на конденсационных электростанциях.

Технико-экономическое сопоставление затрат на тепловые сети и топливо в зависимости от температуры прямой сетевой воды дает возможность определить оптимальное значение последней.

Максимальная температура сетевой воды для городских ТЭЦ со средней длиной тепловых сетей принята равной 150°C . При большой длине основных магистралей сетевой воды $t_{п.с}$ повышают до $170\text{--}180^{\circ}\text{C}$. Для магистралей загородных ТЭЦ, удаленных на несколько десятков километров (обычно это однотрубные системы теплоснабжения), оправдана температура прямой сетевой воды $180\text{--}200^{\circ}\text{C}$.

Соответствующая наибольшая температура обратной сетевой воды по условиям теплообмена на установках теплопотребления — тепловых распределительных пунктах принимается равной $55\text{--}70^{\circ}\text{C}$.

Вышеуказанные температуры прямой и обратной сетевой воды соответствуют максимальной отопительной нагрузке района при низшей расчетной температуре воздуха $t_{п.в}$. Для температур наружного воздуха не столь низких снижение и

регулирование подачи теплоты от ТЭЦ рациональней всего осуществлять снижением температуры прямой сетевой воды. По условиям теплообмена в установках теплопотребления снижается и температура обратной сетевой воды.

На рис. 8.32 показано изменение $t_{п.с}$ и $t_{о.с}$ в зависимости от температуры наружного воздуха (температурный график сетевой воды).

Температура прямой сетевой воды по условиям горячего водоснабжения не должна опускаться ниже $60\text{--}70^{\circ}\text{C}$. Регулирование отопления в этом случае осуществляется периодическими отключениями абонентских установок потребителя теплоты (комплекс водо-водяных подогревателей) от магистральных тепловых сетей.

Расход сетевой воды поддерживается постоянным, что благоприятно сказывается на гидравлическом режиме тепловых сетей. До расчетной температуры наружного воздуха $t_{нар}^p$, как это было рассмотрено ранее, тепловая нагрузка и подогрев до соответствующей температуры прямой сетевой воды обеспечивается только отборным паром в сетевых подогревателях.

При температурах наружного воздуха более низких подключаются пиковые водогрейные котлы, которые обеспечивают более высокую температуру сетевой воды в соответствии с необходимой тепловой нагрузкой. Температура сетевой воды после сетевых подогревателей $t''_{с.п}$, однако, тоже повышается. Это достигается изменением давления отбираемого пара с помощью регулятора давления. Повышение $t''_{с.п}$ идет эквидистантно повышению температуры обратной сетевой воды (см. рис. 8.32), что соответствует максимальному отбору пара из турбины, достигнутому при расчетной температуре наружного воздуха для выбранного значения $\alpha_{ТЭЦ}^{опт}$.

Поскольку имеется предел повышения давления отборного пара, после достижения которого температура подогрева воды остается

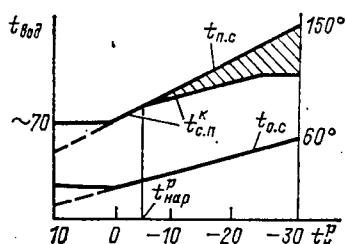


Рис. 8.32. Температурный график сетевой воды.

постоянной, тепловая нагрузка отборов даже несколько падает, а нагрузка пиковых водогрейных котлов возрастает в большей степени (см. рис. 8.32, заштрихованная часть графика). В первых выпусках теплофикационных турбоустановок подогрев сетевой воды в сетевых подогревателях (бойлерах) осуществлялся одним регулируемым по давлению отбором пара из турбины. В дальнейшем, поскольку подогрев сетевой воды в сетевых подогревателях мог быть доведен до 60—80° С, стал использоваться аналогично регенеративному подогреву питательной воды многоступенчатый подогрев сетевой воды от нескольких отборов пара из турбины. Распределение подогрева сетевой воды между несколькими отборами увеличивает выработку энергии на базе теплового потребления, т. е. повышает эффективность применения ТЭЦ.

На рис. 8.33 показана схема отпуска теплоты для отопительных целей от теплофикационной турбоустановки Т-100 с двумя регулируемыми отборами. Кроме того, на этой установке предусмотрено включение в периоды максимальной отопительной нагрузки третьей ступени подогрева сетевой воды в дополнительном подогревателе, встроенном в конденсатор (ТК — теплофикационный пучок конденсатора). При включении этого пучка прекращается подача циркуляционной воды в основную поверхность охлаждения конденсатора. Давление пара в конденсаторе повышается, так что температура конденсации его становится выше температуры обратной сетевой воды. Таким образом, поступающий в конденсатор пар обеспечивает некоторый предварительный подогрев сетевой воды (на 5—10° С). В этом режиме нет потерь теплоты в конденсаторе.

Тепловой расчет сетевых подогревателей сводится к определению расхода пара из отборов для заданных тепловых нагрузок. Так, для сетевого подогревателя верхней

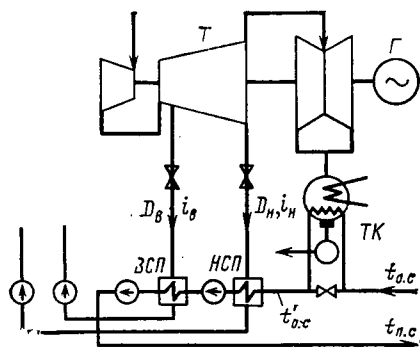


Рис. 8.33. Схема включения сетевой подогревательной установки турбины Т-100-130. ВСП — верхний сетевой подогреватель; НСП — нижний сетевой подогреватель; ТК — теплофикационный пучок конденсатора.

ступени расход пара определяется из выражения

$$Q_v = D_v (i_v - \bar{i}_v^n) \eta_{п} = G_c (\bar{i}_{вс} - \bar{i}_{нс}),$$

а для сетевого подогревателя нижней ступени из выражения

$$\begin{aligned} Q_n &= D_n (i_n - \bar{i}_n^n) \eta_{п} = \\ &= G_c (\bar{i}_{нс} - \bar{i}'_{о.с.}), \end{aligned}$$

где Q_v и Q_n — тепловая нагрузка верхнего и нижнего сетевых подогревателей; D_v и D_n — расход пара на верхний и нижний подогреватели; i_v и i_n — энтальпия пара верхнего и нижнего отборов; $\bar{i}_v^n$ и $\bar{i}_n^n$ — энтальпия конденсата греющего пара верхнего и нижнего отборов; G_c — расход сетевой воды в единицу времени (час); $\bar{i}_{вс}$ и $\bar{i}_{нс}$ — энтальпия сетевой воды после верхнего и нижнего сетевых подогревателей. Соответствующие энтальпиям температуры меньше температуры конденсата греющего пара на величину недогрева $\phi = 4 \div 6^\circ \text{С}$; $\bar{i}'_{о.с.}$ — энтальпия обратной сетевой воды после теплофикационного пучка конденсатора. Если этот пучок отключен, $\bar{i}'_{о.с.} = \bar{i}_{о.с.}$.

Обычно в зависимости от расчетной температуры наружного воздуха задается суммарная тепловая нагрузка турбины $Q_{отб} = Q_v + Q_n$. Распределение этой нагрузки между верхним и нижним сетевыми подогревателями производится пропорционально подогревам сетевой

воды в них, т. е.

$$\frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{н}}} = \frac{\bar{t}_{\text{вс}} - \bar{t}_{\text{нс}}}{\bar{t}_{\text{нс}} - \bar{t}'_{\text{о.с}}}$$

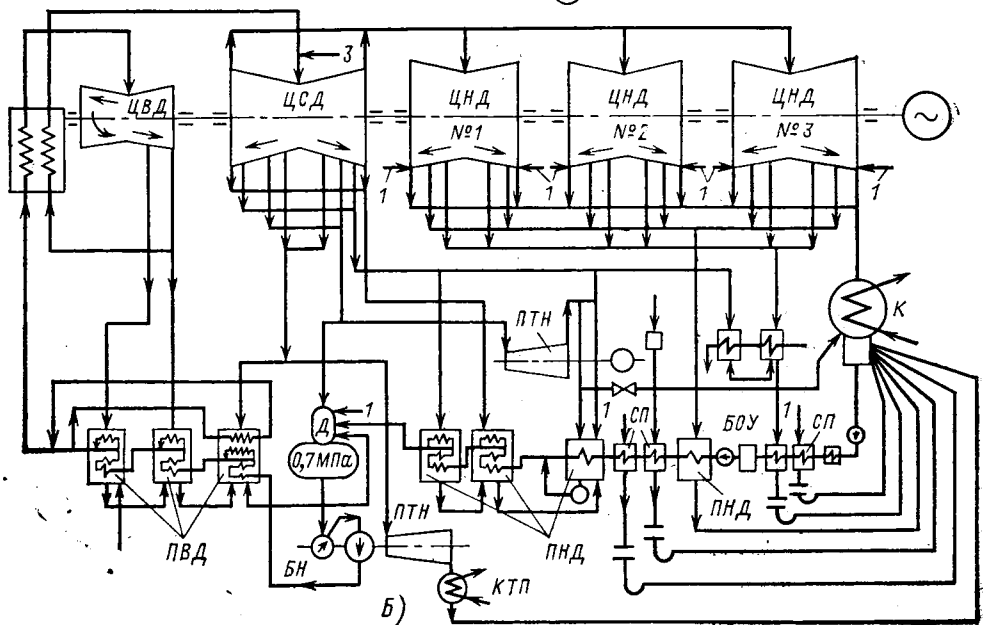
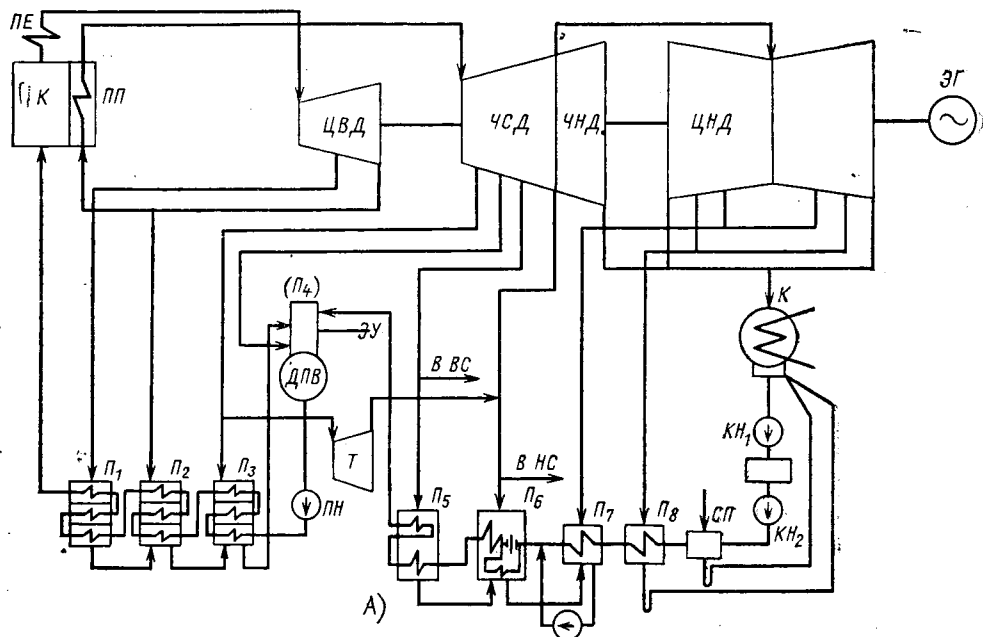
Температура воды после верхнего подогревателя $t_{\text{вс}}$ определяется по температурному графику сетевой воды (см. рис. 8.32), а температура после нижнего подогревателя $t_{\text{нс}}$ — по давлению пара в нижнем подогревателе.

Давление пара для верхнего подогревателя должно устанавливаться в соответствии с температурой его конденсации:

$$t_{\text{в}}^{\text{н}} = t_{\text{вс}} + \theta.$$

8.11. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТЭС И АЭС

Схематическое однолинейное изображение движения основного рабочего тела (пар — вода для па-



ротурбинных ТЭС) последовательно через основные агрегаты, реализующие процессы принятого термодинамического цикла преобразования тепловой энергии в механическую, называется принципиальной тепловой схемой (ПТС) ТЭС. Для ТЭС в ПТС входит также схематическое изображение установок, необходимых для отпуска теплоты (пар, горячая вода) тепловым потребителям и их связей с основным оборудованием станции.

ПТС паротурбинных ТЭС должна показать, для каких типов, мощности, начальных и конечных параметров турбогенераторов и котлов она составлена. В ПТС должно быть отражено, какие мероприятия, повышающие экономичность работы ТЭС, и по какой схеме применены (вторичный перегрев, регенеративный подогрев, охладители перегрева пара и дренажа отборов и др.). В схеме показывается, куда вводится добавочная вода, место включения и тип привода питательных и прочих насосов (конденсат-

ных, перекачивающих), как обеспечивается деаэрация питательной и добавочной воды и т. д.

На рис. 8.34 показаны ПТС различных типов ТЭС, схема блока электрической мощностью 300 МВт представлена на рис. 8.34, а, ПТС блока 800 МВт — на рис. 8.34, б. Оба эти блока с конденсационными турбинами и вырабатывают только электроэнергию. Тепловая схема теплофикационного блока с турбиной Т-100-130 показана на рис. 8.34, в.

ПТС атомных электростанций выполняются одноконтурными, двухконтурными или трехконтурными (см. рис. 5.1).

В качестве примера на рис. 8.35 приведена ПТС блока АЭС с реактором РБМК-1000 (канальный реактор электрической мощностью турбин 1000 МВт). Применение реактора РБМК-1000 дало возможность использования основного преимущества канальных систем — перегрузки топлива (твэлов) во время работы реактора, что повышает коэффициент использования мощности АЭС и снижает потери в поглотителях системы управления, и др.

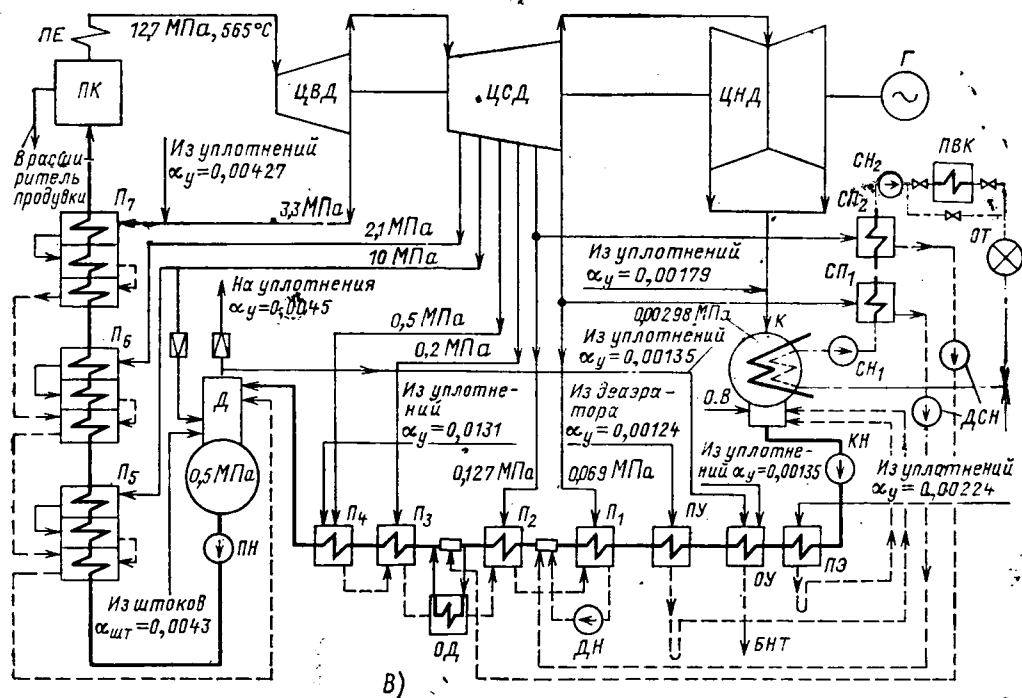


Рис. 8.34. Принципиальные тепловые схемы.

а — энергоблока 300 МВт (К-300-240); б — энергоблока 800 МВт (К-800-240); в — теплофикационного энергоблока 100 МВт (Т-100-130).

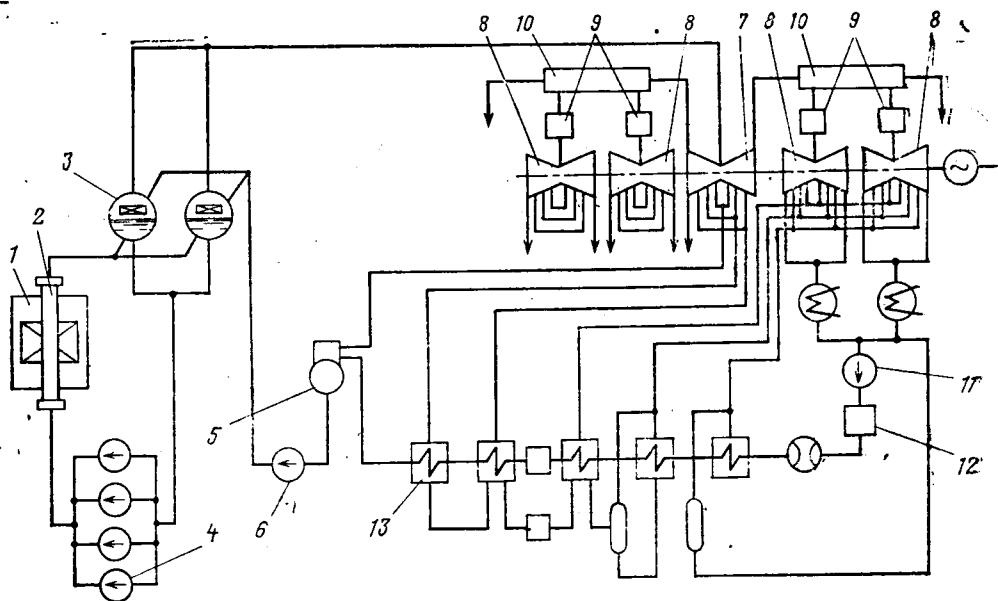


Рис. 8.35. Принципиальная тепловая схема АЭС с каналным реактором РБМК-1000.

1 — реактор; 2 — испарительный канал; 3 — сепаратор; 4 — циркуляционные насосы; 5 — деаэратор; 6 — питательный насос; 7 — цилиндр высокого давления; 8 — цилиндр низкого давления; 9 — пароперегреватель; 10 — сепаратор; 11 — конденсатный насос; 12 — конденсатоочистка; 13 — регенеративные подогреватели.

Расчет принципиальных тепловых схем ставит своей целью определение параметров пара регенеративных отборов (если они не заданы заводом — изготовителем турбины) при оптимальном подогреве питательной воды по ступеням, определение расхода пара по элементам ПТС (из котла в турбину, из отборов в регенеративные подогреватели, в деаэратор, для турбопривода питательного насоса, в сетевые подогреватели и т. д.). Заканчивается расчет определением показателей экономичности ТЭС.

Схематически расчет ведется следующим образом:

1. По заданным начальным и конечным параметрам пара в турбине и принятым КПД ее проточной части строится на i , s -диаграмме процесс расширения пара в турбине.

По методике, изложенной в § 8.7, определяется оптимальное распределение подогрева питательной воды в регенеративных подогревателях. С учетом недогрева воды в поверхностных подогревателях находится температура конденсации и соответствующее давление пара отбора перед подогревателями. Вводя поправку на потерю давления в соединительных трубопроводах, определяют давление пара отборов в турбине. По давлению отборного пара и процессу расширения пара в турбине находят остальные параметры отборного пара (энтальпию и температуру перегрева).

В случае, если рассматривается ТЭС с освоенными заводами-изготовителями турбоагрегатами, то давление отборного

пара фигурирует в заводских характеристиках турбин и поэтому не требует своего определения.

2. Результаты предыдущего этапа, расчета позволяют составлять тепловые балансы подогревателей и определять долевые расходы пара (от расхода пара в турбину) в каждом из них. Для решения уравнений тепловых балансов используются материальные балансы потоков и точек смешения рабочего тела. Материальные балансы должны учитывать потери пара и конденсата в технологическом цикле станции и восполнение их добавочной водой.

Для упрощения расчетов схем с охладителями перегрева отборного пара дополнительный нагрев питательной воды в них можно предварительно оценивать (в пределах $2-5^\circ\text{C}$) с последующей проверкой.

Для примера приведем тепловой и материальный балансы первого подогревателя высокого давления ПТС конденсационного типа.

Тепловой баланс

$$\alpha_1(i_1 - \bar{i}_{д1})\eta_{п1} = \alpha_{п.в}(\bar{i}_{п1} - \bar{i}_{д2}).$$

Материальный баланс

$$\alpha_{п.в} = 1 + \alpha_{д.в} = 1 + \alpha_{ут},$$

где α_1 , $\alpha_{п.в}$, $\alpha_{д.в}$, $\alpha_{ут}$ — эоловый расход пара или воды соответственно в первый подогреватель, питательной воды, добавочной воды и утечек (последняя величина задается или принимается в зависимости от типа ТЭС); i_1 и $\bar{i}_{д1}$ — энтальпия пара и дренажа и входе и выходе первого подогревателя. Температура дренажа $\bar{i}_{д1}$ прини-

мается из условий теплообмена на $10-15^{\circ}\text{C}$ выше температуры воды, поступающей в подогреватель; $\bar{i}_{п1}$ и $\bar{i}_{п2}$ — энтальпия питательной воды после первого и второго подогревателей; $\eta_{п}$ — коэффициент, учитывающий потери теплоты подогревателем в окружающую среду, принимаемый в пределах $0,98-0,99$.

Из уравнения теплового баланса находим

$$\alpha_1 = \alpha_{п.в} \frac{\bar{i}_{п1} - \bar{i}_{п2}}{\bar{i}_1 - \bar{i}_{д1}} \frac{1}{\eta_{п}}.$$

3. Заключительным этапом расчета ПТС является определение конкретных значений расходов пара по элементам схемы и показателей тепловой экономичности ТЭС.

Определение расхода пара на турбину осуществляется по энергетическому уравнению турбины с отборами применительно к доле определению отборов по выражениям (8.16), (8.16а):

$$D = \frac{D_{кз}}{1 - \Sigma y_{\alpha}}, \text{ где } D_{кз} = \frac{N_{э}}{\eta_{м}\eta_{г}\Sigma H_{\alpha}\eta_{ол}}.$$

По найденному значению расхода пара в турбину D находят все остальные потоки.

Показатели тепловой экономичности определяют в соответствии с выражениями § 8.3.

В некоторых случаях (для ТЭЦ) расчет ПТС удобнее вести по принятому (заданному) расходу пара в турбину. В этом случае расходы пара из отборов турбины определяются из тепловых балансов подогревателей в их конкретном значении, находится мощность, вырабатываемая каждым отбором. По разности $D - \Sigma D_{от}$ определяется поток пара, проходящий в конденсатор и мощность, им создаваемая. Затем определяется суммарная мощность турбоагрегата. При несовпадении этой мощности с номинальной мощностью турбины расчет повторяется при соответственно измененном расходе пара в турбину.

Особенности расчета ПТС паротурбинной части АЭС заключаются во введении в уравнения тепловых и материальных балансов показателей, характеризующих работу промежуточных сепараторов влаги после части высокого давления турбины, а также паровых промежуточных подогревателей. По этим же причинам видоизменяется энергетический баланс (энергетическое уравнение) потоков пара, определяющих получение заданной номинальной мощности турбоагрегата и расхода пара на турбину.

Расчет ПТС ведется, или на номинальную (максимальную) нагрузку станции для возможности выбора всего вспомогательного оборудования, обеспечивающего работу ТЭС в этом режиме, или на частичные нагрузки, соответствующие предполагаемому режиму работы станции, для определения технико-экономических показателей при выбранном вспомогательном оборудовании.

8.12. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И СООРУЖЕНИЯ ТЭС

Для промышленной реализации термодинамических процессов преобразования тепловой энергии в механическую и затем в электрическую помимо оборудования главного здания ТЭС должна иметь и вспомогательные установки: техническое водоснабжение, топливное хозяйство, устройства для золоулавливания и золоудаления.

Техническое водоснабжение покрывает потребность ТЭС в воде для конденсации отработавшего пара в конденсаторе паровых турбин, для охлаждения масла, для охлаждающих устройств электрогенератора, для восполнения потерь воды в цикле станции, для золоулавливания, золоудаления и прочих хозяйственных нужд. Наибольшее количество воды — до 95% расходуется для конденсации пара в конденсаторах.

Количество циркулирующей воды в конденсаторе определяется его тепловым балансом:

$$D_{к}(i_{к} - \bar{i}_{к}) = G_{д}(\bar{i}_{в2} - \bar{i}_{в1}),$$

где $D_{к}$ и $G_{д}$ — расход конденсирующегося пара и циркуляционной охлаждающей воды; $i_{к}$ и $\bar{i}_{к}$ — энтальпия отработавшего пара и его конденсата; $\bar{i}_{в1}$ и $\bar{i}_{в2}$ — энтальпия охлаждающей воды до и после конденсатора.

Из теплового баланса конденсатора определяют кратность охлаждения m , соответствующую расходу охлаждающей воды на

единицу конденсирующегося пара:

$$m = \frac{G_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}} = \frac{i_{\text{к}} - \bar{i}_{\text{к}}}{t_{\text{в2}} - t_{\text{в1}}} \quad (8.52)$$

Температура воды на выходе из конденсатора $t_{\text{в2}}$, по условиям теплообмена, должна быть меньше температуры конденсации пара $t_{\text{к}}$ на величину недогрева воды $\phi = 3 \div 5^\circ\text{C}$. Обычно подогрев воды $t_{\text{в2}} - t_{\text{в1}}$ составляет $8 \div 12^\circ\text{C}$. В этих условиях кратность охлаждения получается равной $40 \div 60$. Для современных ТЭС расход охлаждающей воды достигает $50 \div 100 \text{ м}^3/\text{с}$ и более.

Естественными источниками водоснабжения могут быть крупные реки, минимальный дебит которых (летом, зимой) покрывает расход охлаждающей воды на ТЭС, или крупные проточные озера, или море. В этих случаях системы водоснабжения называются прямоточными.

При недостаточном дебете воды в реке, при отсутствии реки или крупных проточных водоемов или по экономическим причинам применяют обратную систему.

При этой системе водоснабжения циркуляционная вода после конденсатора направляется в искус-

ственный охладитель и после него вновь подается в конденсатор паровой турбины. Образуется постоянный кругооборот охлаждающей воды, не требующий мощного природного источника.

В качестве искусственных охладителей циркуляционной воды применяются пруды-охладители, брызгальные устройства и градирни.

Пруды-охладители представляют собой искусственно создаваемые водоемы на базе небольших рек, достаточно большой поверхностью, для естественного охлаждения циркуляционной воды. Сброс и забор воды осуществляется в противоположных, максимально удаленных друг от друга концах пруда-охладителя.

Брызгальные устройства служат для охлаждения циркуляционной воды. Разбрызгиваемая фонтанами вода собирается в бассейне и вновь направляется с помощью циркуляционных насосов в конденсаторы паровых турбин.

Градирни — наиболее распространенный вид искусственных охладителей воды. Градирия состоит из оросительного устройства и вытяжной башни (рис. 8.36). С помощью оросительного устройства охлаждаемая вода распределяется

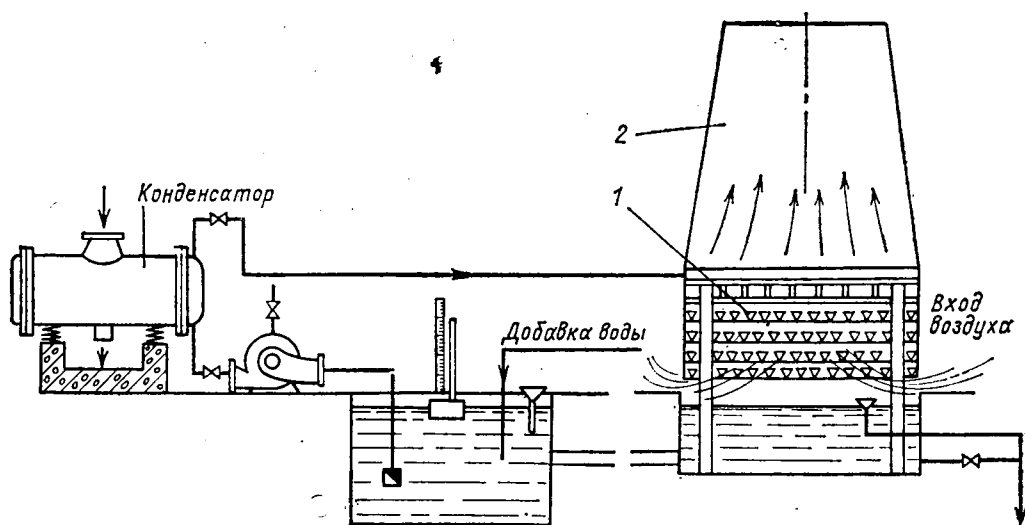


Рис. 8.36. Обратное водоснабжение ТЭС с градирнями.

1 — оросительное устройство; 2 — вытяжная башня.

на мелкие струи, капли или стекает по щитам в виде пленки. Вытяжная башня высотой до 90—150 м обеспечивает вентиляцию оросительного устройства потоком наружного воздуха. Вентилирующий воздух обеспечивает охлаждение капель, струек или пленки циркуляционной воды главным образом за счет испарения. Градирни по сравнению с другими искусственными охладителями требуют меньшей площади и имеют меньшие потери воды. Схема трубопроводов для оборотного водоснабжения с градирнями показана на рис. 8.36.

Топливное хозяйство ТЭС включает сооружения и устройства для приема и разгрузки топлива, внутреннего транспорта, хранения и дробления (твердого топлива), подачи его в котельную.

Различают топливные хозяйства для твердого, жидкого или газообразного топлива. Наиболее сложным и дорогим является топливное хозяйство для твердого топлива. Схемы топливного хозяйства и их характеристики приведены в гл. 4. Для надежной работы электростанции все элементы топливного хозяйства дублируют создавая 100%-ный резерв. Современное топливное хозяйство имеет высокую степень механизации; так, при разгрузке топлива применяют вагоноопрокидыватели, бурорыхлительные машины для смерзшегося топлива, ленточные транспортеры для внутреннего транспорта. Для топливных складов используют мостовые краны, роторные перегружатели, скрепёрные устройства; для дробления крупных фракций твердого топлива (больше 15—25 мм) применяют молотковые дробилки; различные питатели с электроприводом для перегрузки топлива в местах сопряжения элементов топливоподдачи и т. д. Склады для каменных углей имеют емкость, обеспечивающую работу электростанции в течение месяца.

Емкость мазутохранилищ рассчитывается на 15-дневный расход мазута, если он доставляется на

ТЭС по железной дороге и является основным топливом.

Золоулавливание на ТЭС предусматривает очистку дымовых газов от летучей золы после котельной установки перед выбросом их в атмосферу через дымовую трубу. Санитарной инспекцией СССР предписывается предельно допустимая концентрация золы в атмосфере: разовая $0,5 \text{ мг/м}^3$ и среднесуточная $0,15 \text{ мг/м}^3$.

Устанавливаемые на ТЭС аппараты для очистки дымовых газов от летучей золы инерционного типа выполняются или в виде батарейных циклонов, или в виде орошаемых водой больших циклонов (мокропрутковых золоуловителей или золоуловители с трубой Вентури). Степень очистки газов для батарейных циклонов составляет 80%, для мокропрутковых 88—92%. Из-за недостаточно высокой степени очистки газов в сухих инерционных и мокрых золоуловителях более широкое распространение получили электрические золоуловители — электрофильтры. В электрофильтрах (рис. 8.37) под воздействием постоянного тока высокого напряжения 80 кВ создается коронный разряд между коронирующим и осадительным электродами. Частицы золы в потоке дымовых газов, омывающих электроды, под воздействием электрического поля и ионов получают импульс к движению к осадительным электродам. Осадительные электроды с осевшей золой периодически встряхиваются и зола осыпается в бункера под электродами.

К достоинствам электрофильтров относятся высокая степень очистки (до 98—99,5%) малый расход электроэнергии, небольшое аэродинамическое сопротивление потоку газов. Недостатком электрофильтров является их более высокая стоимость, большие габариты, определяемые необходимостью небольшой скорости газов между электродами (1,5—2,5 м/с) по сравнению с другими типами золоуловителей.

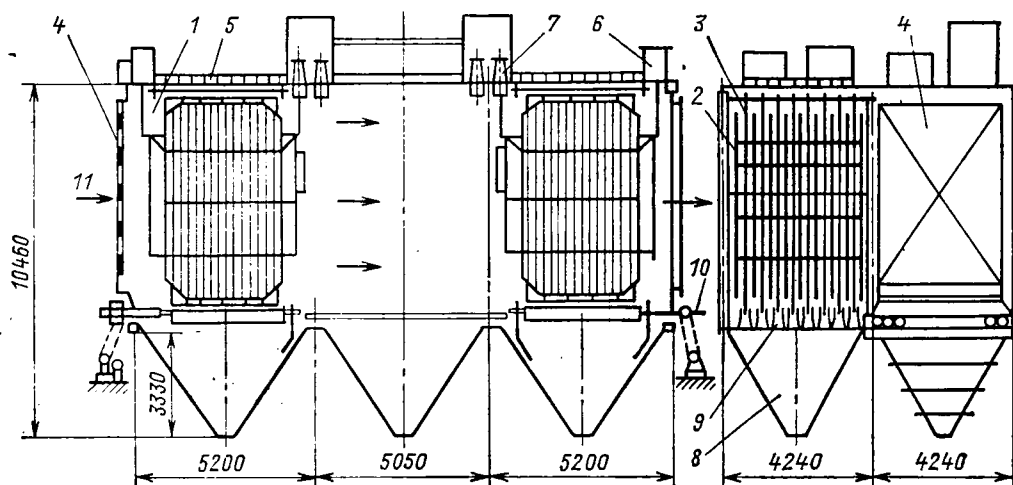


Рис. 8.37. Электрофильтр типа ДГП-42-3.

1 — корпус; 2 — коронирующие электроды; 3 — осадительные электроды; 4 — газораспределительная решетка; 5 — монтажный люк; 6, 7 — изоляторные коробки; 8 — бункер; 9 — промежуточный бункер; 10 — привод встряхивания осадительных электродов; 11 — вход газов.

Золошлакоудаление для ТЭС, работающих на органическом топливе, требует применения специфического оборудования, обеспечивающего механизацию и непрерывность процесса удаления образующихся при сжигании топлив больших количеств золы и шлака. В отечественной энергетике в основном применяется гидрозолошлакоудаление. Выпадающие в бункерах котлов зола и шлак смываются водой и транспортируются в пределах котельной по смывным каналам. Да-

лее золошлаковая смесь (пульпа) транспортируется с помощью багерных насосов на золоотвалы, расположенные в пределах 1—3 км от электростанции.

Золошлаковая смесь в золоотвалах отстаивается, а вода может быть вновь использована для транспорта (рис. 8.38). Багерные насосы, как подверженные интенсивному износу, выполняются специальной конструкции с применением износостойчивых материалов. Перед багерными насосами устанавливаются дробилки

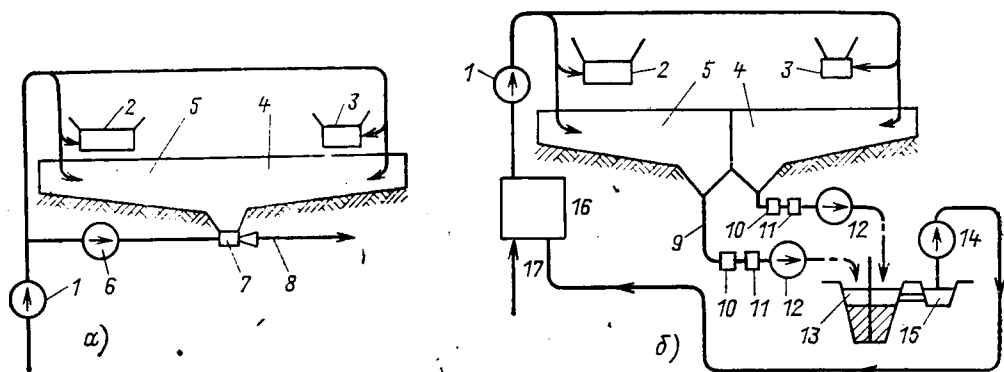


Рис. 8.38. Системы золоудаления.

а — совместный гидротранспорт золы и шлака эжекторными гидроаппаратами; б — разделительный гидротранспорт шлака багерными насосами и золы шламовыми насосами; 1 — насос смывной воды; 2 — устройство для удаления образовавшегося в топке шлака; 3 — золосмываемый аппарат; 4, 5 — золошлаковый канал; 6 — насос эжектирующей воды; 7 — эжекторный гидроаппарат; 8, 9 — золошлакопровод; 10 — центральная дробилка; 11 — металлоуловитель; 12 — багерный насос; 13 — золошлакоотвал; 14 — насос осветленной воды; 15 — бассейн осветленной воды; 16 — резервуар осветленной воды; 17 — подпитка.

для измельчения крупных кусков шлака и золы. В процессе эксплуатации необходимо учитывать расход электроэнергии для работы системы шлакоудаления, убыль воды и замену изнашиваемых элементов дробилок, багерных насосов и др.

8.13. КОМПОНОВКИ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС И АЭС В ГЛАВНОМ ЗДАНИИ

Оборудование ТЭС, технологически обеспечивающее преобразование первичной энергии топлива в электрическую и тепловую (на ТЭЦ), размещается в главном здании электростанции. Так для ТЭС, работающей на твердом органическом топливе в главном здании размещается оборудование системы пылеприготовления, котельные установки, золоулавливающие и золоудаляющие устройства, паротурбинные установки, электрические генераторы и т. д. Размещение такого громоздкого и металлоемкого оборудования, технологически связанного между собой трубопроводами, газовоздухопроводами и электрическими коммуникациями, обусловило его компоновку главного здания.

К рациональной компоновке ТЭС предъявляют следующие основные требования:

1. Обеспечение надежного бесперебойного и удобного осуществления технологических процессов, определяющих работу станции.

2. Экономичность сооружения и эксплуатации ТЭС.

3. Удобство эксплуатации сооружения и монтажа оборудования.

4. Обеспечение должных санитарно-гигиенических условий труда персонала станции и защиты окружающей среды от загрязнения вредными отходами производства.

5. Обеспечение радиационной безопасности для АЭС.

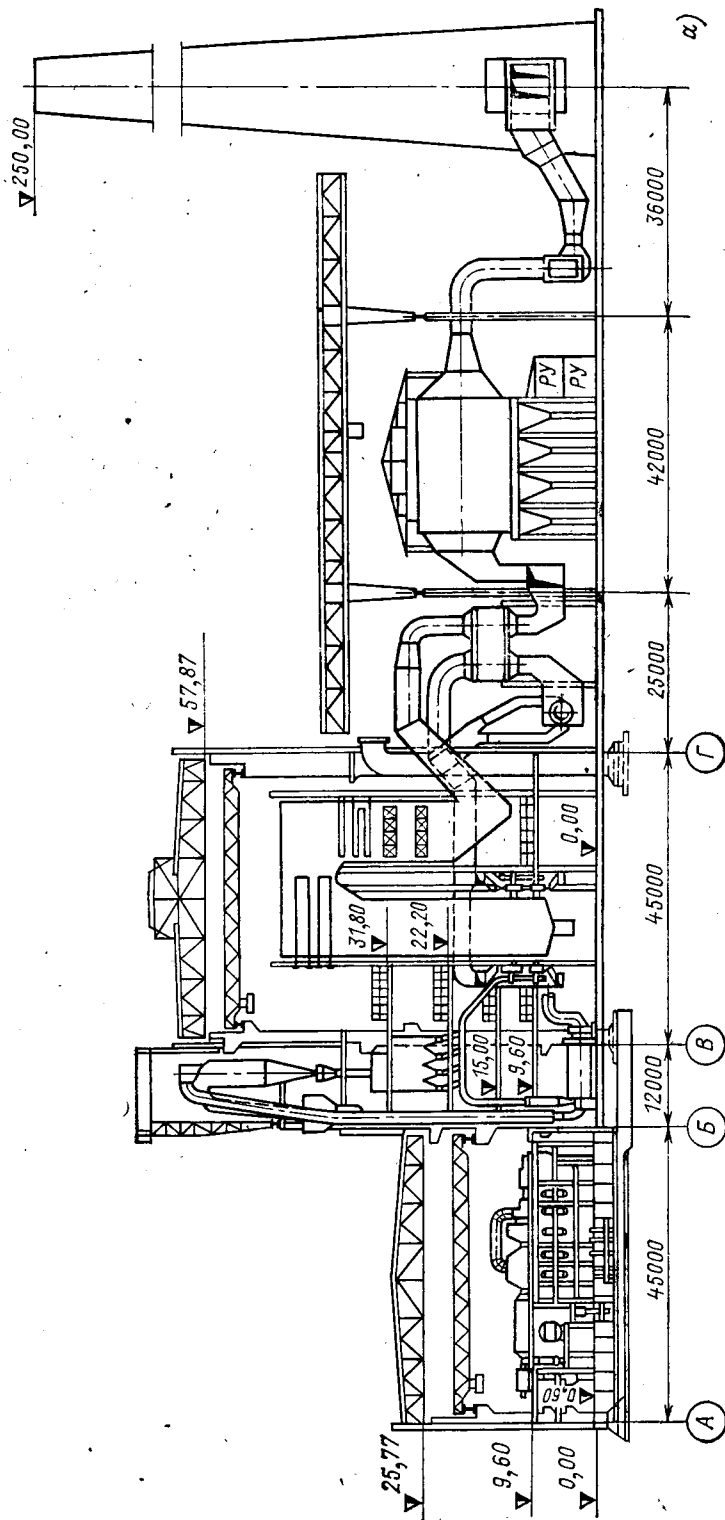
На рис. 8.39 приведены примеры компоновки оборудования в главном здании для электростанций, работающих на твердом (рис. 8.39,а) и газомазутном топливе (рис.

8.39,б). В машинном зале установлены турбина, электрогенератор и их вспомогательное оборудование. В котельном зале — котлы с вспомогательными механизмами на открытом воздухе, воздухоподогреватель, а также золоочистные сооружения. Между машинным и котельным залами сооружается промежуточное помещение, которое в случае работы электростанции на твердом топливе служит для размещения оборудования пылеприготовления, установки деаэраторов и щитов управления блоками, а на газомазутных ТЭС — для установки деаэраторов и щитов управления блоками, а также блочных обессоливающих установок.

На рис. 8.40 приведен поперечный разрез АЭС с реактором ВВЭР-1000. Реакторное помещение выделено в зону строгого режима, в которой пребывание людей во время работы реактора не допускается.

В реакторном помещении устанавливаются реактор, парогенераторы, циркуляционные насосы первого контура, размещаемые в отдельных помещениях-боксах. Все это оборудование заключено в железобетонную башню, рассчитанную, как и отдельные боксы, на поглощение радиоактивного излучения.

Для АЭС из двух блоков, ВВЭР-1000 (реактор и два парогенератора по 500 МВт) между реакторными помещениями предусмотрено сооружение корпуса вспомогательных устройств: спецводоочистки, спецвентиляции и другого вспомогательного оборудования. Машинный зал с турбинами, конденсаторами, регенеративными подогревателями, питательными и дренажными насосами и т. д., а также деаэраторная этажерка для данной двухконтурной схемы, поскольку пар не радиоактивен, относятся к чистой зоне. Турбоагрегаты в машинном зале расположены поперек его продольной оси. Поперечное расположение машин сокращает коммуникации трубопроводов от



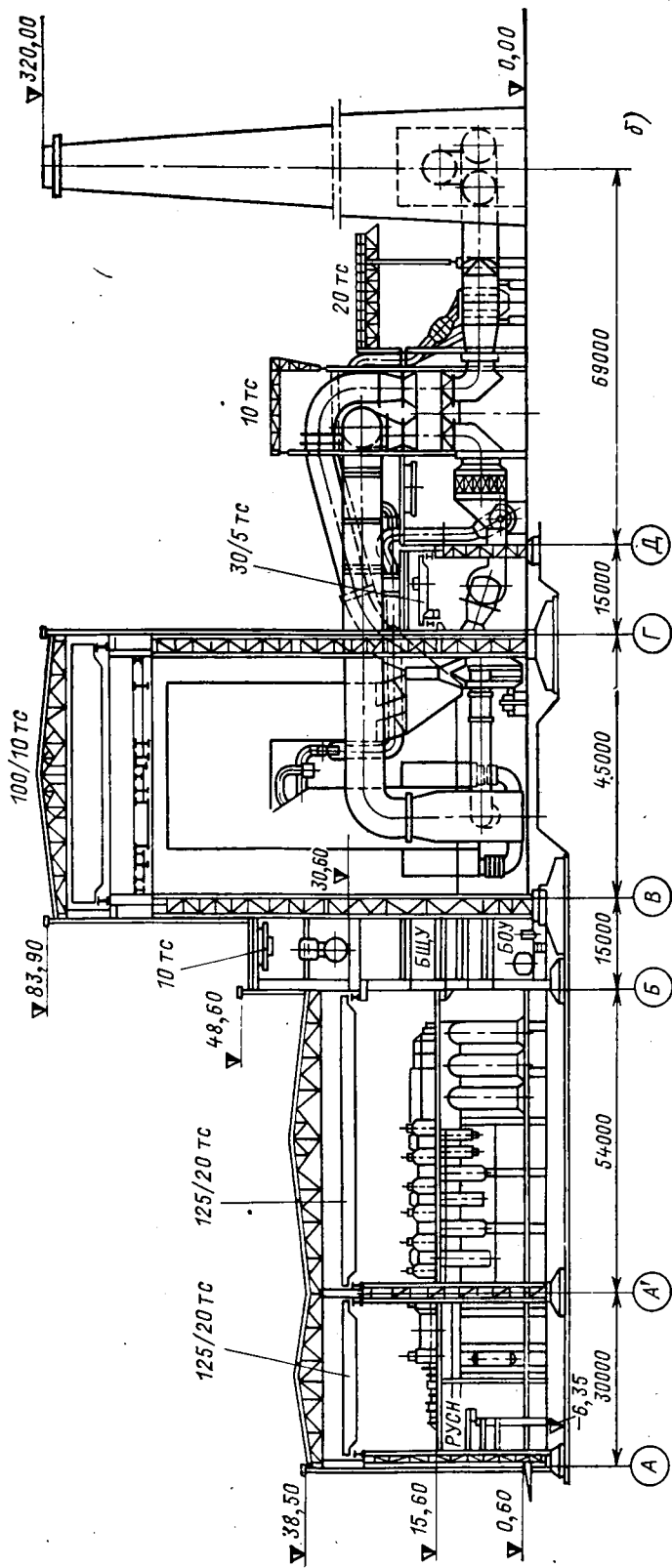


Рис. 8.39. Поперечный разрез ТЭС.

а — Ладужинской ГРЭС с блоками К-300-240; б — Костромской ГРЭС с блоками К-1200-240.

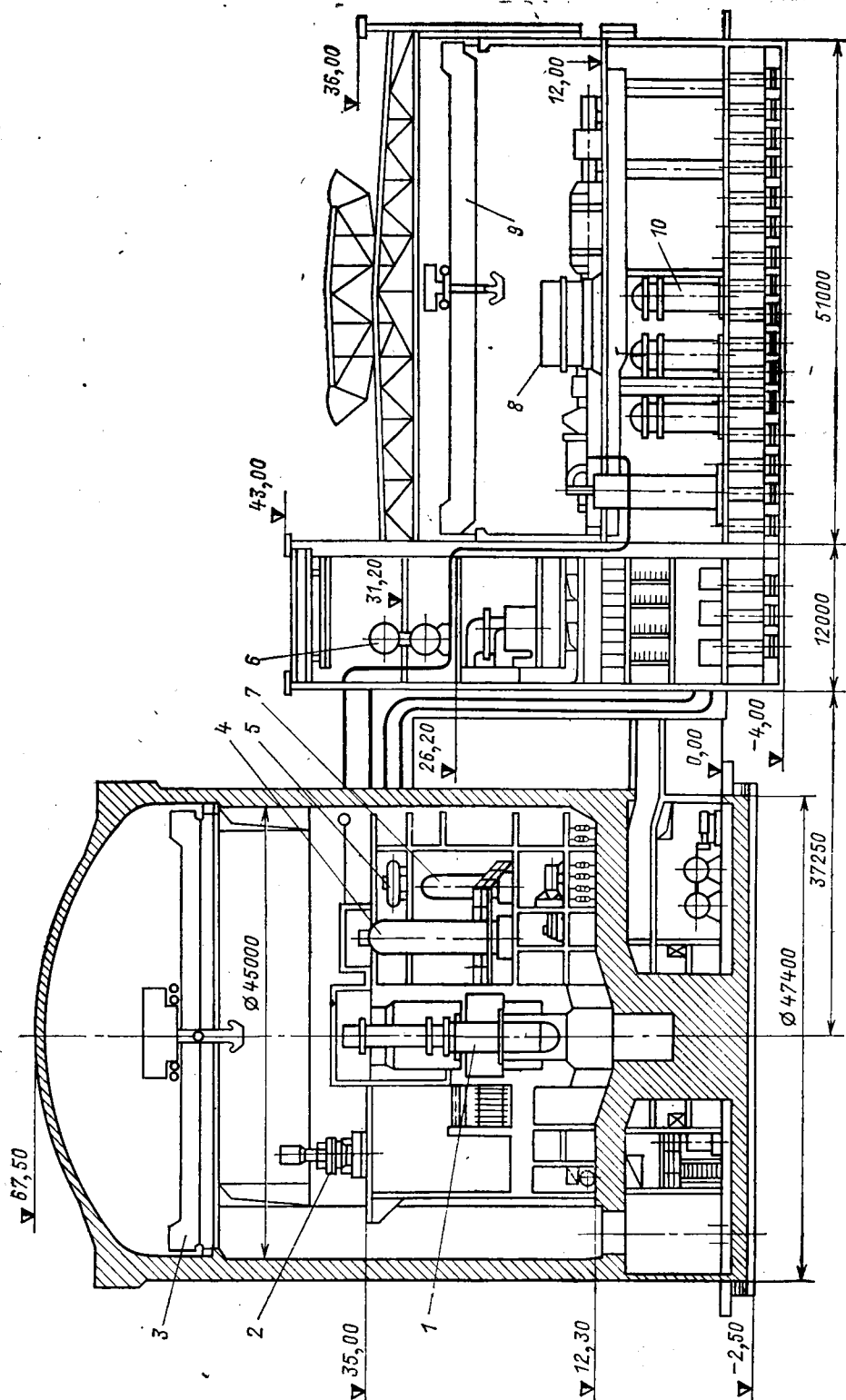


Рис. 8.40. Компоновка главного здания АЭС с реакторами ВВЭР-1000.

а — поперечный разрез; *1* — реактор; *2* — машина для перегрузки кассет; *3* — кран реакторного отделения; *4* — компенсатор объема; *5* — барботер; *6* — деаэрагор; *7* — газгольдер; *8* — турбогенератор; *9* — кран турбинного отделения; *10* — регенеративные подогреватели турбины.

реакторного помещения к турбинам, но требует большого пролета машинного зала и монтажно-ремонтного крана. Длина машинного зала в этом случае сокращается. Такая компоновка в целом оказалась дешевле компоновки с продольным расположением машин, применяемой на АЭС с реакторами РБМК, где реакторные помещения и помещение спецводоочистки соизмеримы с машинным залом.

Машинный зал делится на уровень обслуживания турбоагрегатов и уровень размещения конденсатора, регенеративных подогревателей, питательных, дренажных насосов и др. (так называемое конденсационное помещение).

В одноконтурных АЭС (например, с реакторами РБМК-1000), поскольку пар радиоактивен, турбинное отделение относят также к зоне строгого режима с соответствующей защитой. Корпус же турбины, обеспечивающий достаточную биологическую защиту, является зоной ограниченного доступа, т. е. зоной для периодического кратковременного обслуживания.

В блок входят реактор с циркуляционной системой, паровой и конденсатно-питательный тракт и два паротурбогенератора по 500 МВт каждый. В контуре циркуляции установлены два барабана-сепаратора и четыре циркуляционных насоса.

В барабане-сепараторе (расширителе) выделяется из перегретой воды насыщенный пар, который по восьми трубопроводам поступает к турбинам с давлением около 6,5 МПа. Между цилиндрами высокого давления и частями низкого давления турбины предусматривается сепарация влаги из пара и промежуточный паровой перегрев. Давление пара между ЧВД и ЧНД равно 0,3 МПа. Регенеративный подогрев питательной воды осуществляется в пяти подогревателях низкого давления и деаэраторе. Питательные насосы, установленные после деаэратора, подают воду в барабан-сепаратор. Коэффициент полезного действия $\eta_a = 32,5\%$, а КПД электростанции нетто — 30,4%.

Раздел третий

Гидроэнергетические установки

Глава девятая

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТУРБИНЫ

9.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРОТУРБИН

Гидравлической турбиной называется двигатель, преобразующий энергию движущейся воды в механическую энергию вращения его рабочего колеса. Из основного закона механики жидкости — закона Бернулли следует, что удельная энергия, т. е. энергия единицы массы, H на входе в рабочее колесо составляет

$$H_1 = \frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1, \quad (9.1)$$

на выходе из рабочего колеса

$$H_2 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2. \quad (9.2)$$

Обозначения всех входящих в формулы (9.1) и (9.2) величин приведены в § 3.2.

В зависимости от того, какие из трех членов уравнения Бернулли главным образом использованы в конструкции машины, различаются типы турбин.

Отданная водой рабочему колесу энергия равна разности энергий в потоке до и после рабочего колеса

$$H = H_1 - H_2 = z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}. \quad (9.3)$$

Таким образом, вся энергия потока состоит из энергии положения $z_1 - z_2$, энергии давле-

ния $\frac{p_1 - p_2}{\rho g}$ (образующих вместе потенциальную энергию), а также кинетической энергии $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}$.

Турбины, хотя бы частично использующие потенциальную энергию, называются реактивными. В таких турбинах

$$z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} > 0 \quad (9.4)$$

и, следовательно, процесс преобразования энергии на рабочем колесе происходит с избытком давления. Кроме того, в рабочем колесе частично используется и кинетическая энергия потока.

Если в гидротурбинах используется только кинетическая энергия потока, то они называются активными.

В таких турбинах $z_1 = z_2$, $p_1 = p_2$, т. е. вода поступает на рабочее колесо без избыточного давления. Для достижения высокого КПД в них почти весь напор преобразуется в скорость.

Мощность турбины согласно уравнению (3.54) может быть выражена

$$N_T = 9,81 Q_T H_T \eta_T. \quad (9.5)$$

В практике принято гидротурбины подразделять на классы, системы, типы и серии. Существует два класса гидротурбин: активные и реактивные.

Класс реактивных турбин объединяет следующие системы: осевые-пропеллерные и поворотно-лопастные, диагональные поворотно-лопастные и радиально-осевые турбины.

В класс активных турбин входят системы ковшовых, наклонно-струйных турбин и турбин двойного действия. Последние две системы не имеют столь широкого распространения, как ковшовые.

Каждая система турбин содержит несколько типов, имеющих геометрически подобные проточные части и одинаковую быстроходность, но различающихся по размерам. Геометрически подобные турбины различных размеров образуют серию.

Кроме того, все турбины условно делятся на низко-, средне- и высоконапорные. Низконапорными принято считать турбины, работающие при $H < 25$ м, средненапорными при $25 \leq H \leq 80$ м и высоконапорными при $H > 80$ м.

Турбины подразделяются на малые, средние и крупные.

К малым турбинам относятся те, у которых диаметр рабочего колеса $D_1 \leq 1,2$ м при низких напорах и $D_1 \leq 0,5$ м при высоких, а мощность составляет не более 1000 кВт.

К средним — те турбины, у которых $1,2 \leq D_1 \leq 2,5$ м при низких напорах и $0,5 \leq D_1 \leq 1,6$ м при высоких, а мощность $1000 \text{ кВт} < N \leq 15000 \text{ кВт}$.

К крупным турбинам относятся те, которые имеют D_1 и N_1 больше, чем у средних. Подчеркнем, однако, условность и историчность такого деления гидротурбин.

9.2. АКТИВНЫЕ ГИДРОТУРБИНЫ

Наиболее распространенными активными гидротурбинами и являются ковшовые. Принципиальная схема ковшовой турбины приведена на рис. 9.1. Вода из верхнего бьефа подводится трубопрово-

15*

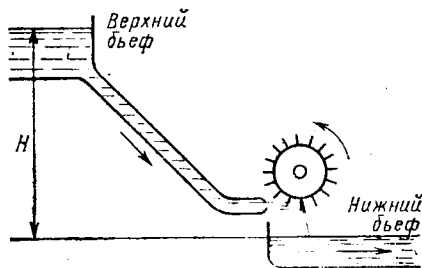


Рис. 9.1. Схема ковшовой турбины.

дом к рабочему колесу, выполненному в виде диска, закрепленного на валу турбины, и вращающемуся в воздухе. По окружности диска расположены ковшеобразные лопасти (ковши) (рис. 9.2). На ковшах происходит преобразование гидравлической энергии, заключенной в струе, в механическую. Ковши равномерно распределяются по ободу рабочего колеса и последовательно один за другим при его вращении принимают струю.

Подвод воды к рабочему колесу осуществляется посредством сопла, внутри которого расположена регулирующая игла. Сопло представляет собой сходящийся насадок, из отверстия которого при работе турбины выбрасывается струя воды. В сопле вся энергия воды, подведенная к нему по трубопроводу за вычетом потерь, обращается в кинетическую.

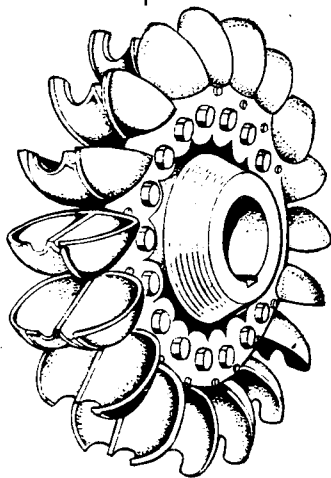


Рис. 9.2. Рабочее колесо ковшовой турбины.

Игла, перемещаясь в сопле в продольном направлении, меняет его выходное сечение и тем самым диаметр выходящей струи. При изменении диаметра струи изменяется расход через сопло.

Игла в одном из крайних своих положений полностью закрывает сопло и останавливает турбину. Вода, отдав свою энергию рабочему колесу, стекает с него в отводящий канал.

Для быстрого отвода струи от рабочего колеса, необходимого для предотвращения гидравлического удара, возникающего при медленном закрытии сопла иглой, применяется отклонитель, отбрасывающий воду в сторону. Перемещение иглы и отклонителя производится одновременно.

Таким образом, в ковшовых турбинах осуществляется регулирование расхода и мощности турбины.

Конструктивные формы ковшовых турбин довольно разнообразны и могут различаться по расположению вала (вертикальные и горизонтальные), по числу сопл и рабочих колес на одном валу. Турбины используются в диапазоне напора 300—2000 м с диаметром рабочего колеса до 7,5 м. Известна турбина мощностью 200 МВт (ГЭС Мон-Сени, Франция).

9.3. РЕАКТИВНЫЕ ГИДРОТУРБИНЫ

К реактивным гидротурбинам относятся: радиально-осевые пропеллерные, поворотн-лопастные (включая двухперовую) и диагональные. Общий вид рабочих колес представлен на рис. 9.3.

Для реактивных турбин характерны следующие основные признаки.

Рабочее колесо располагается полностью в воде, поэтому поток воды отдает энергию одновременно всем лопастям рабочего колеса.

Перед рабочим колесом только часть энергии воды находится в кинетической форме, остальная же — потенциальная энергия, соответствующая разности давлений до и после колеса.

Избыточное давление $p/\rho g$ по мере протекания воды по проточному тракту рабочего колеса расходуется на увеличение относительной скорости, т. е. на создание реактивного давления потока на лопасти. Изменение направления потока за счет кривизны лопастей приводит к возникновению активного давления потока. Таким образом, действие потока на лопасти рабочего колеса складывается из реактивного воздействия, возникающего из-за увеличения относительной скорости, и активного дав-

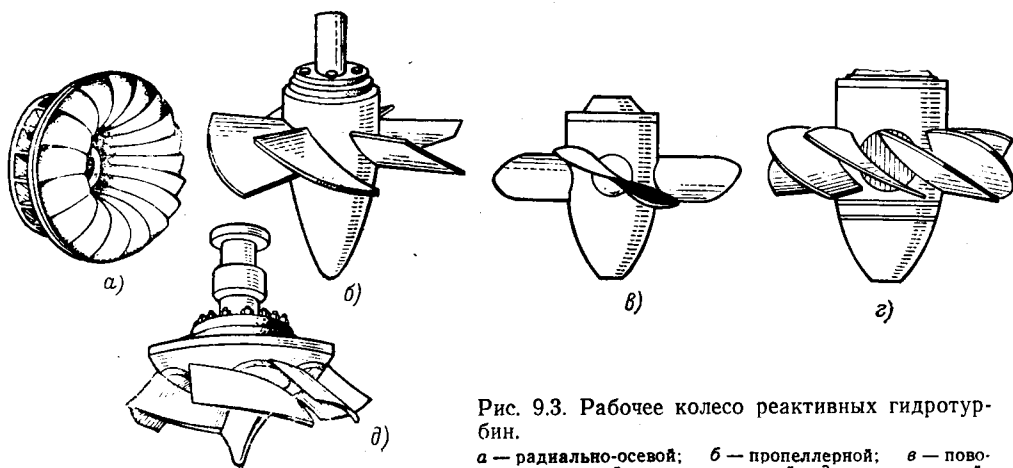


Рис. 9.3. Рабочее колесо реактивных гидротурбин.

а — радиально-осевой; б — пропеллерной; в — поворотн-лопастной; г — двухперовой; д — диагональной.

ления, возникающего из-за изменения направления потока.

Радиально-осевые турбины (РО) (за рубежом их называют турбинами Френсиса) характерны тем, что вода при входе на рабочее колесо движется в радиальной плоскости, а после рабочего колеса — в осевом направлении, и используются в довольно широком диапазоне напоров — от 30—40 м до 500—550 м. Такой большой диапазон обеспечивается конструктивными изменениями рабочего колеса и всей турбинной установки.

Рабочее колесо радиально-осевой турбины состоит из ряда лопастей 2 сложной пространственной формы, равномерно распределенных по окружностям ступицы 1 (верхний обод) и нижнего обода 3 (рис. 9.3,а и 9.4). Все три части объединены между собой и представляют одну жесткую конструкцию. Число лопастей может колебаться от 9 для низконапорных до 21 для высоконапорных турбин. За диаметр рабочего колеса принимается максимальный диаметр по входным кромкам лопастей D_1 .

Лопастей рабочих колес крупных гидротурбин имеют в сечении по линии потока обтекаемую форму, что позволяет делать их значительной толщины для достижения необходимой прочности.

С увеличением используемого напора форма рабочего колеса радиально-осевых турбин меняется, отношение выходного диаметра к входному D_2/D_1 уменьшается.

Так, для Красноярской ГЭС ($H_{\max} \approx 101$ м) $D_2/D_1 = 1,13$, а для Ингурской ГЭС ($H_{\max} \approx 410$ м) $D_2/D_1 = 0,68$.

Высоконапорные турбины оборудуются холостыми выпусками для отвода воды от рабочего колеса и уменьшения за этот счет гидравлического удара при сбросе нагрузки. Самая мощная турбина такого типа в СССР (650 МВт) установлена на Саяно-Шушенской ГЭС.

Пропеллерные турбины (Пр). Рабочее колесо такой турбины рас-

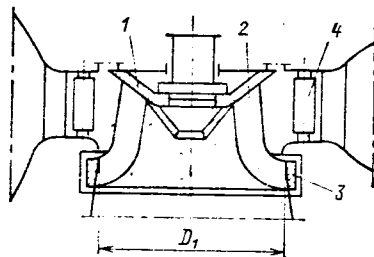


Рис. 9.4. Рабочее колесо радиально-осевой турбины.

1 — ступица; 2 — лопасти; 3 — нижний обод; 4 — лопатки направляющего аппарата.

полагается в камере ниже направляющего аппарата. Поэтому между направляющим аппаратом и рабочим колесом осуществляется нерабочий поворот потока. На лопасти рабочего колеса поток поступает только в осевом направлении, из-за чего такие турбины называются осевыми.

Рабочее колесо (рис. 9.3,б и 9.5) состоит из втулки 1 с обтекателем 2 и рабочих лопастей 3 и, как видно из рисунков, отличается от колес радиально-осевых турбин отсутствием нижнего обода, меньшим числом лопастей и их формой (в данном случае она похожа на форму гребного винта или пропеллера).

Число лопастей зависит от напора и может колебаться от трех до восьми (растет с увеличением напора). Лопастей закреплены на втулке под постоянным углом $\varphi = -10^\circ; -5^\circ; 0^\circ; +5^\circ; +10^\circ; 15^\circ; +20^\circ$, отсчитываемым от некоторого среднего положения ($\varphi = 0$). Обычно на

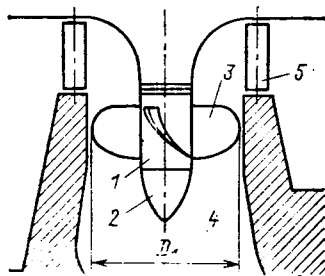


Рис. 9.5. Рабочее колесо пропеллерной турбины.

1 — втулка; 2 — обтекатель; 3 — лопасти; 4 — камера рабочего колеса; 5 — лопатки направляющего аппарата.

турбинах с диаметром рабочего колеса $D_1 \geq 1,6$ м имеется возможность перестановки лопастей при останове турбины на тот или иной угол, если такая потребность возникнет во время эксплуатации.

Основным достоинством пропеллерных турбин является простота конструкции и сравнительно высокий КПД. Однако турбины имеют существенный недостаток, заключающийся в том, что с изменением нагрузки резко изменяется и КПД. Зона высоких значений КПД наблюдается только в узком диапазоне изменения мощности. Этот недостаток существенно снижает эффективность пропеллерных турбин при использовании их в системах с дефицитом энергии. Однако это несущественно, если основным назначением ГЭС является работа в пиковой части графика нагрузки, т. е. при малом числе часов использования установленной мощности ГЭС. Иногда на крупных ГЭС пропеллерные турбины устанавливаются совместно с радиально-осевыми или поворотно-лопастными, которые имеют более растянутый диапазон максимального значения КПД.

Поворотно-лопастные турбины (ПЛ). По конструктивному выполнению поворотно-лопастные турбины (за рубежом их называют турбины Каплана) отличаются от пропеллерных только тем, что у них лопасти рабочего колеса в процессе работы могут поворачиваться вокруг своих осей, перпендикулярных оси вала (см. рис. 9.3, в).

Мощность, отдаваемая рабочим колесом такой турбины, и его КПД при постоянном напоре зависят как от открытия лопаток направляющего аппарата (см. § 9.4), так и от угла поворота лопастей по отношению к втулке. Изменяя угол установки лопастей при различных открытиях направляющего аппарата, а следовательно, при различной мощности, можно найти такое положение лопастей, при котором КПД турбины будет иметь наибольшее значение. Конструктивно поворотно-лопа-

стные турбины выполняются таким образом, что лопасти рабочего колеса на ходу турбины могут автоматически поворачиваться на некоторый (оптимальный) угол ϕ (отсюда название поворотно-лопастные), одновременно с изменением открытия направляющего аппарата. Такое двойное регулирование дает очень большие преимущества, так как обеспечивает автоматическое поддержание высокого значения КПД в широком диапазоне изменения мощности.

Поворотно-лопастные турбины используются в диапазоне напоров от 3—5 до 35—45 м. В последнее время, стремясь использовать некоторые преимущества этих турбин перед радиально-осевыми предпринимаются небезуспешные попытки применять их на напоры до 70—75 м. Наиболее мощная поворотно-лопастная турбина (178 МВт) изготовлена в СССР и установлена на ГЭС Джердан на Дунае.

Двухперовая турбина. Увеличение числа лопастей рабочего колеса поворотно-лопастной турбины по мере повышения используемого напора приводит к возрастанию относительного диаметра втулки ($d_{вт}/D_1$) и последующему ухудшению энергетических качеств турбины. Для смягчения этого недостатка применяются спаренные (двухперовые) рабочие лопасти, имеющие общий фланец и общую цапфу (рис. 9.3, г; 9.6), что позволяет повысить пропускаемый турбиной расход. Двухперовые турбины не имеют пока широкого распространения.

Диагональные турбины (Д). Появление этих турбин обусловлено теми же причинами, что и двухперовых, т. е. стремлением обеспечить возможность работы осевых турбин двойного регулирования в области напоров, используемых радиально-осевыми турбинами.

Отличие диагональных турбин от поворотно-лопастных заключается в конструкции рабочего колеса, которая представляет собой конусообразную втулку с расположенны-

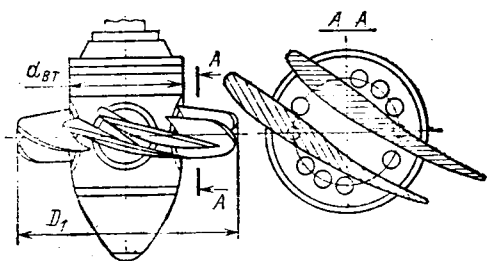


Рис. 9.6. Рабочее колесо двухперовой турбины.

ми на ней под некоторым углом к оси вращения колеса лопастями (число их доходит до 14), могущими поворачиваться вокруг своих осей (рис. 9.3, д). При этом втулка рабочего колеса, несмотря на свои относительно большие размеры по сравнению с втулкой у поворотно-лопастных турбин не создает стеснения потока. Благодаря этому за рабочим колесом нет участка с резким расширением сечения, как в осевых турбинах, что в сочетании с другими особенностями диагональных турбин обеспечило им более высокие энергетические и кавитационные (см. § 9.5) качества. Максимальное значение КПД диагональной турбины на 1,5—2,5% выше, чем осевой. Вместе с тем они сложнее по конструкции, чем осевые и радиально-осевые, а последним в ряде случаев уступают и по кавитационным качествам.

Диагональные турбины не имеют широкого распространения в СССР, они установлены лишь на Бухтарминской и Зейской ГЭС мощностью 75 и 200 МВт соответственно. Однако, как показывают исследования, они могут оказаться весьма эффективными в диапазоне напоров от 35—40 м до 150—200 м и особенно при больших колебаниях нагрузки.

Часть из рассмотренных здесь турбин может быть использована не только в вертикальном, но и в горизонтальном исполнении. Кроме того, турбины могут быть выполнены обратимыми (турбина-насос), что, в частности, важно для сооружаемых ГАЭС.

9.4. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПРОТОЧНОГО ТРАКТА РЕАКТИВНЫХ ГИДРОТУРБИН

Каждому типу гидротурбин присущи свои особенности в их проточном тракте. Рассмотрим только наиболее часто применяемые реактивные гидротурбины.

Основными элементами проточной части реактивных гидротурбин (рис. 9.7) кроме описанного ранее рабочего колеса являются: турбинная (спиральная) камера 1, статор турбины 2, направляющий аппарат 3, камера с рабочим колесом 4, отсасывающая труба 5, камера рабочего колеса 6.

Вода из верхнего бьефа низконапорных ГЭС поступает непосредственно к турбинной камере, предназначенной для подвода воды на рабочее колесо. В высоконапорных гидроэлектростанциях вода к турбинной камере направляется по трубопроводу.

Турбинные камеры. Различают открытые и спиральные турбинные камеры. Для малых турбин ($D_1 \leq 1,6$ м) и низких напоров (9—10 м) турбинные камеры выполняются открытыми. Для средних и крупных турбин — спиральными. При этом, если напор менее 40 м, спирали изготавливаются бетонными таврового сечения (рис. 9.8, а), при более высоких напорах — металлическими (сварными или литыми) круглого сечения (рис. 9.8, б).

Площадь входного сечения спирали зависит от расхода и скорости потока. Для сохранения постоянной скорости воды в спирали сечение последней уменьшается по мере поступления воды в направляющий аппарат. Угол охвата спирали $\Phi^{\text{о макс}}$ отсчитывается от начального сечения до ее концевой части, называемой зубом спирали. В бетонных спиральных камерах этот угол принимается не менее 180° , для сталь-

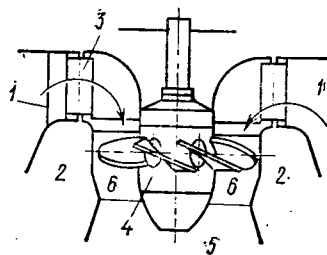


Рис. 9.7. Проточный тракт поворотно-лопастной турбины.

1 — спиральная камера; 2 — статор турбины; 3 — направляющий аппарат; 4 — рабочее колесо; 5 — отсасывающая труба; 6 — камера рабочего колеса.

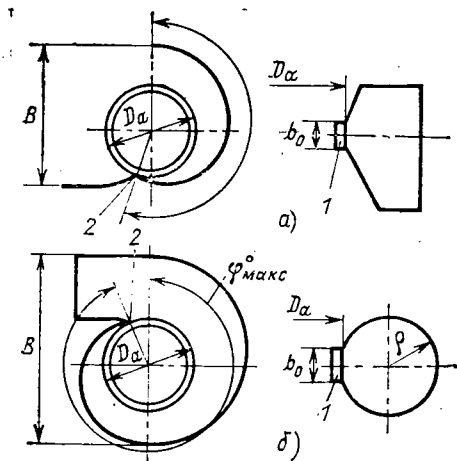


Рис. 9.8. Схемы спиральных камер.

а — бетонная таврового сечения; б — металлическая круглого сечения; 1 — колонна статора; 2 — зуб спирали.

ных достигает $345\text{--}360^\circ$. Снижение угла $\varphi_{\max}$ для низконапорных ГЭС приводит к уменьшению ширины подводящего водовода (размер B на рис. 9.8) и объема строительных работ.

Статор турбины служит для передачи нагрузки на фундамент ГЭС от вращающихся частей агрегата, осевого усилия воды и массива здания электростанции, расположенного над спиралью. Статор обычно состоит из отдельно поставленных колонн, связанных между собой при помощи верхнего и нижнего поясов. Число колонн по соображениям уменьшения сопротивлений потоку обычно выбирается вдвое меньше числа направляющих лопаток. Конструктивно колонны располагаются так, чтобы между выходной кромкой колонны и направляющей лопаткой оставался достаточный зазор. Размеры колонны в плане, их конфигурация и расположение целиком определяются геометрическими данными спирали, условиями обтекания, а также условиями прочности.

Направляющий аппарат служит для подвода воды к рабочему колесу, регулирования расхода в соответствии с развиваемой мощностью генератора, закрытия доступа воды к турбине при ее остановке и создания определенного направления (закрутки) потока.

Направляющий аппарат состоит из двух опорных колец и подвижных лопаток обтекаемой формы, размещенных между этими кольцами. Лопатки с помощью регулирующего кольца 1 (рис. 9.9) могут одновременно поворачиваться вокруг собственных осей 5 на определенный угол, образуя одинаковые просветы a_0 , называемые открытием направляющего аппарата.

Регулирующее кольцо поворачивается под воздействием специальных механизмов

системы регулирования (сервомоторов), прикрепляемых тягой 4. Число подвижных лопаток зависит от размеров турбины, определяемых диаметром рабочего колеса, и колеблется от 12 до 32 (при $D_1 > 8,5$ м).

Камера рабочего колеса представляет собой металлическое кольцо (см. рис. 9.5), в котором размещается рабочее колесо осевых турбин. К нижней части камеры непосредственно примыкает отсасывающая труба.

Отсасывающая труба предназначена для отвода воды из рабочего колеса турбины в нижний бьеф и оказывает большое влияние на энергетические показатели турбины.

При прямоосной отсасывающей трубе используемый турбиной напор определяется не разностью отметок между верхним и нижним бьефом, а разностью отметок между верхним бьефом и выходом из рабочего колеса. В этом случае напор, равный по величине высоте расположения рабочего колеса над уровнем нижнего бьефа, называемый высотой отсасывания и обозначаемый H_s (рис. 9.10) теряется.

При такой конструкции скорости в потоке воды на выходе из отсасывающей трубы, значительно меньше, чем на входе в нее, а следовательно, потери кинетиче-

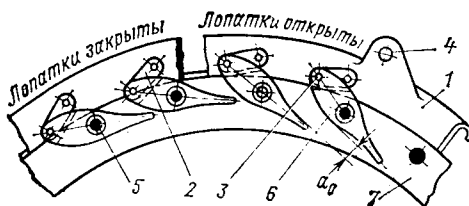


Рис. 9.9. Схема действия лопаток направляющего аппарата.

1 — регулирующее кольцо; 2 — паводок; 3 — палец; 4 — тяга; 5 — ось лопатки; 6 — лопатка; 7 — опорное кольцо.

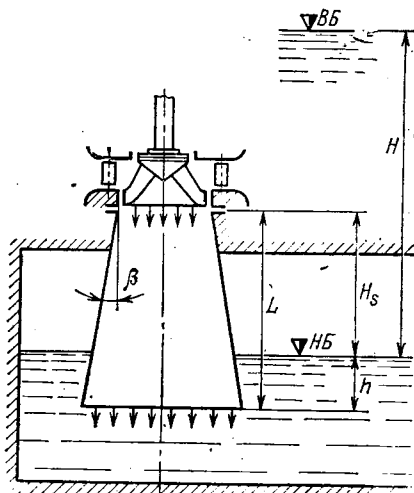


Рис. 9.10. Схема прямоосной отсасывающей трубы.

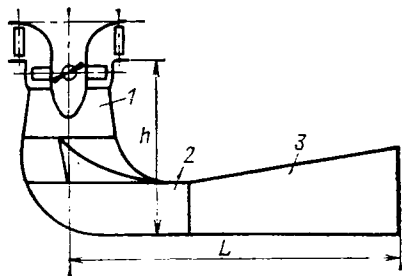


Рис. 9.11. Схема изогнутой отсасывающей трубы.

1 — патрубок; 2 — колено; 3 — горизонтальный раструб.

ской энергии уменьшаются. Однако применение конических прямоосных отсасывающих труб для больших турбин приводит к необходимости значительного заглубления подземной части здания ГЭС, что влечет за собой дополнительную затрату средств и увеличение объема работ. Поэтому такие трубы применяются для турбин с диаметром до 1,5—2 м. При больших диаметрах турбин используются изогнутые отсасывающие трубы (рис. 9.11), состоящие из конически расходящегося патрубка 1, колена 2 и горизонтального раструба 3. Такие трубы дают возможность уменьшить заглубление здания ГЭС.

Основные габариты изогнутой отсасывающей трубы определяются для поворотно-лопастных турбин высотой $h = (1,9 \div 2,3)D_1$ и длиной $L = (3,5 \div 4,5)D_1$. Для радиально-осевых турбин эти размеры несколько выше. Вообще по энергетическим показателям всегда предпочтительнее более высокая труба, однако, как указывалось выше, с ростом h увеличивается объем работ и стоимость сооружения ГЭС.

9.5. КАВИТАЦИЯ

Кавитация представляет собой физическое явление, возникающее в потоке при быстром течении жидкости, и оказывает влияние на энергетические и механические показатели турбин, ухудшая их с момента своего появления.

Известно, что чем меньше давление, оказываемое на жидкость, тем ниже температура ее кипения. Если быстро текущая вода встречает на своем пути какое-либо препятствие, то за ним появится область пониженного давления, и если давление в этой области будет меньше упругости водяных паров, то вода там закипит и будут образовываться пузырьки пара. По мере дальнейшего

продвижения пузырьков с потоком воды в зону более высокого давления пар в них конденсируется и образуются пустоты, а при объединении их — крупные каверны. Эти пустоты мгновенно заполняются водой и в центре их возникает гидравлический удар с давлением до нескольких тысяч атмосфер. Если пустоты смыкаются в потоке на металлической поверхности какой-либо детали или на бетоне, то последние начинают разрушаться.

Кроме того, в зоне пониженного давления начинают интенсивно выделяться из воды газы (воздух), которые, попадая в смыкающиеся пузырьки пара, сильно сжимаются, вследствие чего температура газов резко повышается. Кислород же (из воздуха) при высокой температуре, активно воздействуя на металл, способствует коррозии и дополнительному его разрушению.

У реактивных турбин кавитационному разрушению подвержены главным образом нижние (по потоку) поверхности лопастей рабочего колеса, его камера, а также другие части турбины, где образуется пониженное давление. У ковшовых турбин при кавитации разрушаются в первую очередь сопла.

При кавитации возникает характерный шум и вибрация машины (иногда удары). Кавитация снижает КПД, пропускную способность и мощность турбин. Все это является крайне нежелательным, а в ряде случаев недопустимым.

Разрушительное действие кавитации можно значительно уменьшить тщательной обработкой подверженных ей элементов турбины, а также применением для них особо стойких материалов (хромоникелевые стали).

Особое значение имеет обеспечение бескавитационных условий работы реактивных турбин. Эти условия определяются выбором соответствующего заданному напору типа и быстроходности турбины (см. § 9.6), а также высоты отсасывания H_s , определяемой расположением

ем турбины относительно уровня нижнего бьефа.

Кавитация будет отсутствовать, если будет соблюдено следующее условие:

$$H_s \leq B - \sigma H, \quad (9.6)$$

где B — барометрическое давление, м вод. ст., которое определяется расположением турбины над уровнем моря по формуле $B = 10,33 - \nabla/900$ (10,33 — атмосферное давление на уровне моря, м вод. ст., а ∇ — абсолютная отметка местоположения турбины над уровнем моря, м); σ — коэффициент кавитации, изменяющийся в зависимости от типа турбины и их нагрузки. Обычно σ определяется при испытании модели турбины.

Практически считается, что кавитация будет отсутствовать, если

$$H_s \leq 10,33 - \nabla/900 - k\sigma H, \quad (9.7)$$

где k — поправочный коэффициент, вводимый при пересчете коэффициента с модели на натуру ($k = 1,05 + 1,1$).

Высоту отсасывания H_s принято отсчитывать:

для вертикальных радиально-осевых турбин — от нижней плоскости направляющего аппарата;

для горизонтальных радиально-осевых и поворотных лопастных — от наивысшей точки рабочего колеса;

для вертикальных пропеллерных и поворотных лопастных турбин — от оси разворота лопастей рабочего колеса.

Высота отсасывания принимается положительной, если плоскость отсчета ее находится выше уровня воды в нижнем бьефе (см. рис. 9.10), в противном случае, когда рабочее колесо турбины находится ниже уровня нижнего бьефа, — отрицательной.

9.6. ПОДОБИЕ ГИДРОТУРБИН. ФОРМУЛЫ ПЕРЕСЧЕТА

Гидравлические условия протекания воды через проточную часть турбины очень сложны и трудно поддаются теоретическому анализу. Поэтому в гидротурбостроении проточная часть любой новой турбины,

полученная путем теоретического расчета, выполняется в виде модели малых размеров, геометрически подобной натурной, которая и подвергается исследованию. Полученные на ней экспериментальные данные затем по особым формулам подобия пересчитываются на параметры натуральных в любых заданных условиях. При этом кроме геометрического подобия необходимо также соблюдать кинематическое и динамическое подобия.

Опуская вывод формул подобия, приведем их окончательное выражение в следующем виде:

для связи частот вращения роторов

$$n = n_m \frac{D_{1m}}{D_1} \sqrt{\frac{H}{H_m}}, \quad (9.8)$$

где D_1, D_{1m} — диаметры рабочих колес; H, H_m, n, n_m — напор и частота вращения роторов натурной и модельной турбины;

для связи расходов воды натурной турбины и модели

$$Q = Q_m \frac{D_1^2}{D_{1m}^2} \sqrt{\frac{H}{H_m}}, \quad (9.9)$$

для связи мощностей турбин

$$N = N_m \frac{D_1^2}{D_{1m}^2} \frac{H}{H_m} \sqrt{\frac{H}{H_m}}. \quad (9.10)$$

Для удобства пользования этими формулами и сопоставления между собой подобных турбин они сравниваются с условной турбиной, имеющей диаметр рабочего колеса 1 м и работающей при напоре 1 м. Параметры такой условной турбины называются приведенными и обозначаются n'_1, Q'_1 и N'_1 .

Заменив в (9.8)–(9.10) частоту вращения, расход и мощность модели приведенными величинами, а также учитывая, что $D_{1m} = 1$ м, $H_m = 1$, получим для турбины следующие формулы подобия:

$$n = n'_1 \frac{\sqrt{H}}{D_1}; \quad (9.11)$$

$$Q = Q'_1 D_1^2 \sqrt{H}; \quad (9.12)$$

$$N = N'_1 D_1^2 H \sqrt{H}, \quad (9.13)$$

откуда приведенные величины будут равны

$$n'_1 = n D_1 / \sqrt{H}; \quad (9.14)$$

$$Q'_1 = Q / D_1^2 \sqrt{H}; \quad (9.15)$$

$$N'_1 = N / D_1^2 H \sqrt{H}. \quad (9.16)$$

В полученных формулах подобия принималось равенство КПД турбин и модели. В действительности с увеличением диаметра реактивных турбин и напора, при котором они работают, значения их КПД также увеличиваются. Пересчет КПД турбины с КПД модели осуществляется по эмпирическим формулам. В настоящее вре-

мя их имеется несколько и они все время совершенствуются. Широкое распространение имеет формула ЦКТИ, которая для поворотно-лопастных турбин имеет вид

$$1 - \eta_n = (1 - \eta_m) \left[\varepsilon + (1 - \varepsilon) \left(\frac{Re}{Re_n} \right) \right]^{1/6}, \quad (9.17)$$

где $\varepsilon < 1$ — доля непересчитываемых потерь, зависящая от режима работы турбины и определяемая по имеющимся в литературе специальным графикам, $\varepsilon = \varepsilon(Q'_T, n'_1)$.

В формуле (9.17) величины с подстрочным индексом n относятся к натурной турбине.

Для подсчета КПД радиально-осевых турбин используется эта же формула, но при постоянном значении ε , равном 0,5.

Для ковшовых турбин, испытанных при определенных условиях (диаметр струи более 50 мм, напор испытания $H > 30$ м) КПД натурной турбины принимают равным КПД модели.

Кроме приведенных величин n'_1 , Q'_T и N'_1 важным показателем энергетических качеств турбины является коэффициент быстроходности n_s , используемый для сравнения частоты вращения турбин различных типов, работающих в одинаковых условиях по мощности и напору.

Коэффициент быстроходности численно равен частоте вращения турбины данного

типа, которая развивает мощность в 0,736 кВт, работая под напором в 1 м. Расчетная формула для его определения выводится из формул подобия и имеет вид

$$n_s = \frac{1,17n\sqrt{N}}{H\sqrt[4]{H}}, \quad (9.18)$$

где n , H , N — соответственно частота вращения, об/мин, напор, м, и мощность, кВт.

Как видно из формулы (9.18), n_s зависит от мощности, частоты вращения и напора турбины. Поэтому для того, чтобы понятие быстроходности сделать характеризующей величиной, ее следует устанавливать для определенного режима. Такой режим определяется номинальной мощностью при расчетном напоре и нормальной частоте вращения.

Поскольку быстроходность не зависит от размеров, она характеризует целую серию подобных турбин, которые будут обладать в заданных условиях определенным значением n_s .

Из формулы (9.18) нетрудно видеть, что необходимо стремиться к увеличению n_s при заданных значениях мощности и напора турбины, так как это приводит к увеличению частоты вращения n , а следовательно, к соответствующему снижению габаритов турбины. Однако принятие слишком больших значений коэффициента n_s ограничивается появлением кавитации.

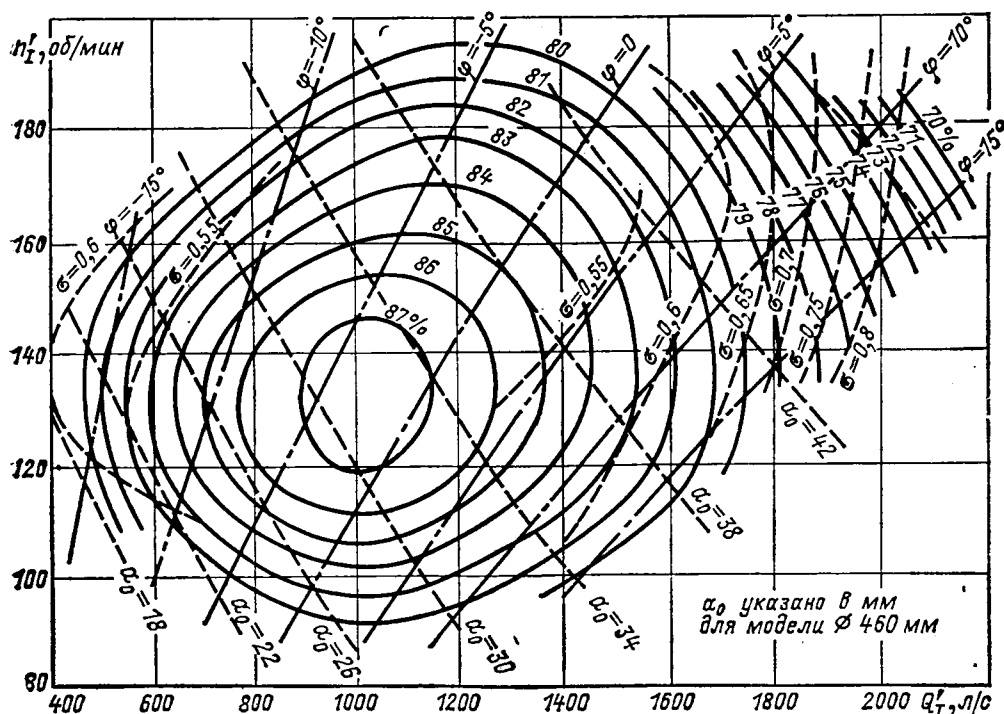


Рис. 9.12. Главная универсальная характеристика поворотно-лопастной турбины.

9.7. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОТУРБИН

В управлении режимами гидротурбин большое значение имеют их характеристики, т. е. графическое изображение зависимостей между основными параметрами турбин. В практике эксплуатации наибольшее распространение имеют главные универсальные, рабочие и эксплуатационные универсальные характеристики.

Главные универсальные характеристики (рис. 9.12) строятся в координатах приведенных частот вращения n'_1 и расходов Q'_1 . На это поле наносятся изолинии значений КПД модели η_m , степени открытия направляющего аппарата a_0 и коэффициентов кавитации σ , а для поворотно-лопастных турбин наносятся также линии равных углов поворота лопастей рабочего колеса φ . Для радиально-осевых и пропеллерных турбин наносятся линии 5%-ного запаса мощности.

Главные универсальные характеристики используются при подборе натуральных турбин, а также при

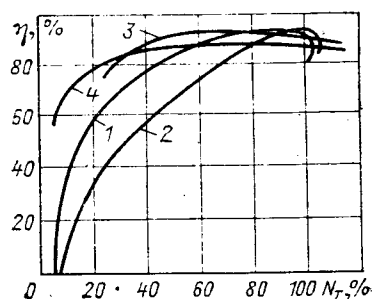


Рис. 9.13. Рабочие характеристики гидротурбин различных типов.

1 — радиально-осевой; 2 — пропеллерной; 3 — поворотно-лопастной; 4 — ковшовой.

построению рабочих и эксплуатационных характеристик турбин.

Рабочие характеристики представляют собой зависимость КПД турбины от развиваемой ею мощности N_T при постоянном напоре и частоте вращения. На рис. 9.13 приведены рабочие характеристики различных турбин. Сопоставляя их, можно судить об энергетических свойствах указанных турбин.

По рабочим характеристикам $\eta_T = \eta_T(N_T, H)$ для различных зна-

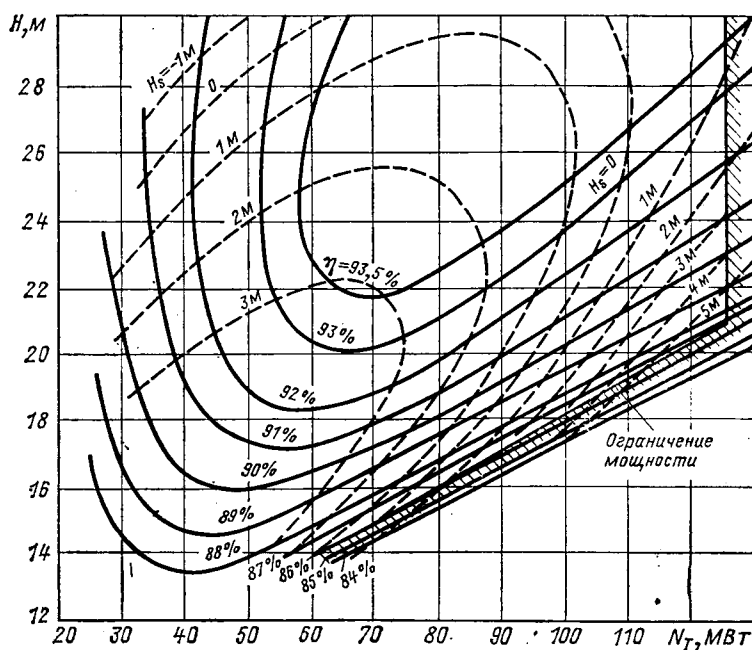


Рис. 9.14. Эксплуатационная универсальная характеристика поворотно-лопастной турбины.

чений используемых напоров турбины строится эксплуатационная универсальная характеристика, которая представляет собой график изменения напора и мощности турбины в координатах H и N_T (рис. 9.14). На этом же графике приводятся линии ограничений мощности по генератору (при высоких напорах) и пропускной способности турбины (при низких напорах).

Эксплуатационные универсальные характеристики дают наиболее полное представление об энергетиче-

ских и кавитационных (H_s) качествах турбин во всем интересующем диапазоне изменения напора и мощности.

Каждая серия (тип) гидротурбин имеет ограниченную по быстроходности (напору) область применения. Для облегчения выбора типа турбины составлен график номенклатуры. На нем указываются типы турбин, предельные значения диаметров их рабочих колес и предельные области применения по напору и мощности.

Глава десятая

ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И ОСНОВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОДНОЙ ЭНЕРГИИ

10.1. СОСТАВ И КОМПОНОВКА ОСНОВНЫХ СООРУЖЕНИЙ ГЭС

Состав и компоновка сооружений ГЭС определяется схемой концентрации напора. Как указывалось в § 3.4, существует две основные схемы концентрации напора: плотинная и деривационная. Гидроэлектростанции, сооруженные по плотинной схеме, делятся в свою очередь на два типа: русловые и приплотинные. Деривационные ГЭС также делятся на два типа: с безнапорной деривацией и напорной.

Основными сооружениями ГЭС, выполненными по плотинной схеме, являются плотины и здание ГЭС. При напоре до 25—30 м здание станции 3 размещается в одном створе с плотиной и воспринимает напор. Такие гидроэлектростанции называются русловыми. На рис. 10.1,а изображена в плане схема размещения основных сооружений такой ГЭС.

При комплексном использовании водотока в состав гидроузла,

кроме плотины 2 и здания ГЭС, включаются сооружения, предназначенные для удовлетворения специфических нужд каждого участника комплекса (шлюз для транспорта, водозаборные сооружения для ирригации и водоснабжения, рыбодоходы и т. д.).

При напоре, превышающем 25—30 м, здание ГЭС размещается за плотиной в нижнем бьефе и не воспринимает напор (рис. 10.1,б). Такие ГЭС носят название приплотинных. При комплексном назначении гидроузла в него так же, как и в предыдущем случае, включаются сооружения неэнергетических участников комплекса. Поскольку в этой схеме здание ГЭС не воспринимает напор, то для подачи воды к турбинам ГЭС необходимы водоприемники 4 и турбинные трубопроводы 6, как это показано на рис. 10.1,б, где эти сооружения совмещены с плотиной. Вообще, компоновка гидроузлов с приплотинными ГЭС в значительной степени зависит от типа плотины и создаваемого ею напора.

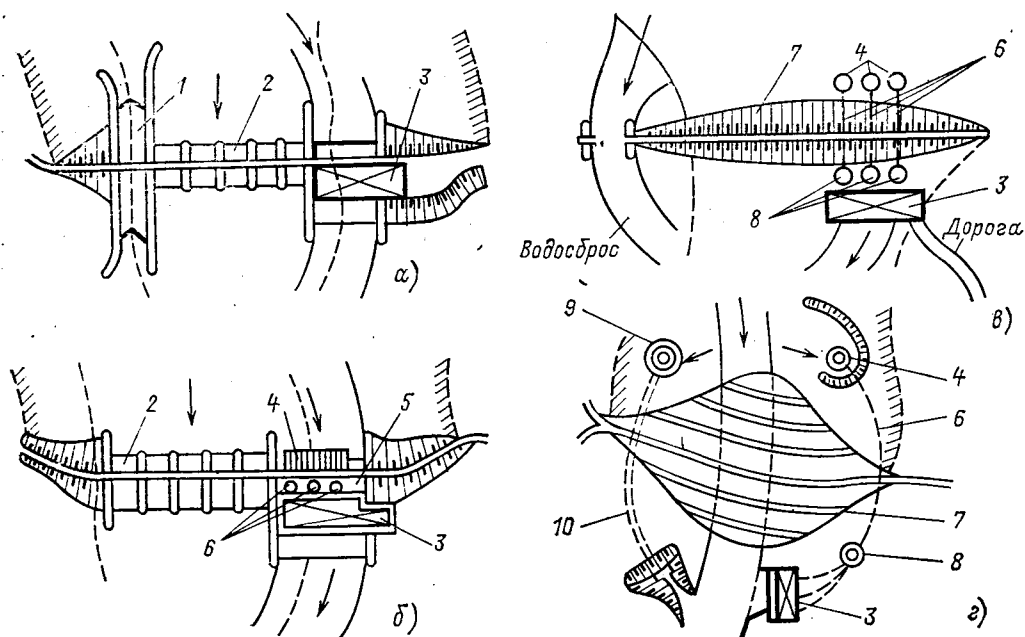


Рис. 10.1. Схемы компоновки сооружений русловой и приплотинной ГЭС.

а — русловая ГЭС с бетонной плотиной; б — приплотинная ГЭС с бетонной плотиной; в — приплотинная ГЭС с плотиной из местных материалов и поверхностным водосбором; г — приплотинная ГЭС с плотиной из местных материалов и шахтным водосбором; 1 — шлюз; 2 — бетонная плотина; 3 — здание ГЭС; 4 — водоприемник; 5 — глухая бетонная плотина; 6 — турбинные трубопроводы; 7 — земляная или каменно-набросная плотина; 8 — уравнивательный резервуар; 9 — шахтный водосброс; 10 — водосбросный туннель.

Если в рассматриваемой схеме плотина ГЭС сооружена не из бетона, а из грунта или каменной наброски, то водоприемник, турбинные водоводы (трубопроводы) и водосбросы устраиваются несомещенными с плотиной (рис. 10.1, в и г).

Сооружения деривационных ГЭС располагаются в двух узлах: го-

ловном и станционном, соединенных между собой деривацией.

Головной узел ГЭС с безнапорной деривацией (рис. 10.2) состоит из плотины с водосбором 1, поверхностного водоприемника 2 и в случае надобности в нем дополнительно размещаются отстойник, грязеспуск, шугосброс, водоприемник для неэнергетических потребителей воды.

Безнапорная деривация устраивается в виде открытого канала 3. Там, где деривационный канал пересекается с поперечно направленными оврагами, долинами, ручьями и реками, создаются сооружения для пропуска воды под или над каналами — дюкеры, трубы под каналами, лотки над каналом, а иногда и крупные мосты — акведуки для пересечения каналом широкой поперечной долины. У станционного узла канал заканчивается и переходит в напорный бассейн 4, от-

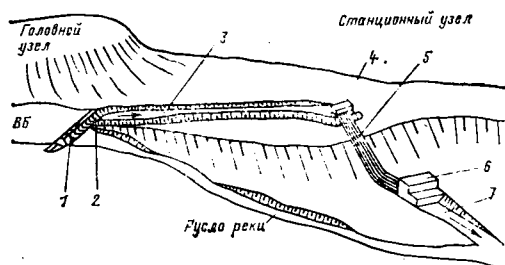


Рис. 10.2. Схема компоновки сооружений ГЭС с безнапорной деривацией.

1 — плотина; 2 — поверхностный водоприемник; 3 — деривационный канал; 4 — напорный бассейн; 5 — турбинные (напорные) трубопроводы; 6 — здание ГЭС; 7 — отводящий канал.

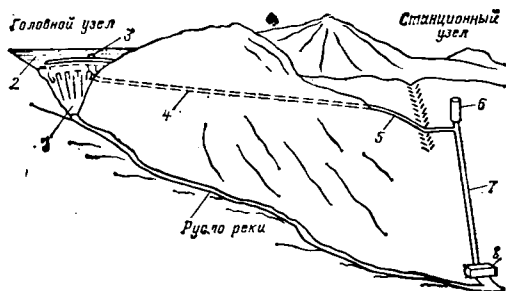


Рис. 10.3. Схема компоновки сооружений ГЭС с напорной деривацией.

1 — плотина; 2 — водосбросы; 3 — глубокий водоприемник; 4 — туннель; 5 — трубопровод; 6 — уравнивающий резервуар; 7 — турбинный трубопровод; 8 — здание ГЭС.

куда вода по турбинным трубопроводам 5 поступает к турбинам, расположенным в здании ГЭС 6, и далее в отводящий канал 7 и реку.

В том случае, когда местность сильно пересеченная и для безнапорной деривации нет благоприятных условий, устраивается напорная в виде туннеля или трубопровода (рис. 10.3). Как в том, так и в другом случае поперечное сечение водовода полностью заполнено водой.

Головной узел в этом случае также включает в качестве основных сооружений плотину 1 с водосбросом 2 и водоприемник 3. Однако плотина здесь более высокая, а водоприемник глубокий, что позволяет забирать воду при больших колебаниях уровня воды в водохранилище.

Станционный узел в отличие от ГЭС с безнапорной деривацией содержит уравнивающий резервуар 6, основное назначение которого — борьба с возможными гидравлическими ударами при нестационарных режимах в турбинных трубопроводах 7.

10.2. ПЛОТИНЫ И ЗАТВОРЫ ГЭС

Плотины, перегораживая русла реки, предназначены для создания водохранилища и тем самым являются главнейшим сооружением гидроузла для создания напора и регулирования стока.

Все плотины делятся на две основные группы, отличающиеся друг от друга используемым материалом: плотины бетонные и железобетонные и плотины грунтовые (земляные, каменно-набросные и каменно-земляные).

Бетонные и железобетонные плотины по конструктивным признакам делятся на гравитационные, арочные и контрфорсные. Отличительным признаком гравитационных плотин является их массивность (рис. 10.4). Большая масса их и силы сцепления (трения) по основанию позволяют воздвигать такого рода плотины на любых грунтах. Считается, что при высоте до 30—40 м гравитационная плотина может быть сооружена на слабом основании (песок, глина), а на скальном основании высота ее может достигать 300 м.

По возможности пропуска воды такие плотины могут быть глухими (рис. 10.4, а), т. е. не допускающими перелива воды через свой гребень, и водосливными (рис. 10.4, б). Последние выполняются с поверхностными (водосливными) или заглубленными (донными) отверстиями для пропуска воды. Плотины русловых ГЭС состоят обычно из глухой и водосливной части. Высокие плотины в узких ущельях часто строятся глухими. В этом случае сброс излишней воды осуществляется в обход плотины по поверхностному или туннельному водосбросу. В теле бетонных плотин обычно устраиваются продольные галереи (патерны), предназначен-

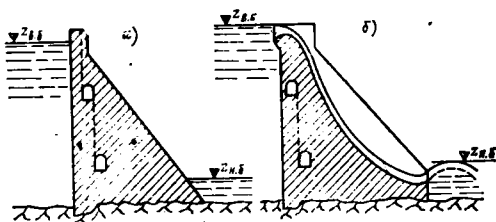


Рис. 10.4. Гравитационная плотина.
а — глухая; б — водосливная.

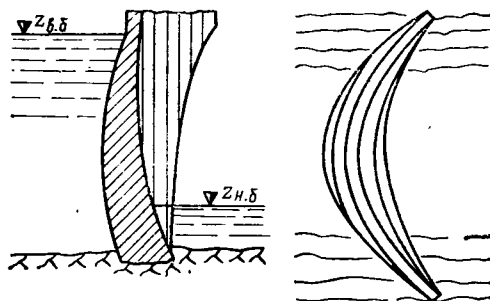


Рис. 10.5. Арочная плстина.

ные для контроля фильтрации воды через тело плотины.

Арочные плотины представляют собой свод, очерченный в плане в виде дуги, упирающейся своими концами в скальные берега, которые и воспринимают основную часть давления воды на плотину со стороны верхнего бьефа (рис. 10.5). Высота таких плотин может достигать более 300 м, однако бетона в ней будет меньше, чем в равноценной по высоте гравитационной. Как разновидности такие плотины могут быть одноарочными и многоарочными, а также арочно-гравитационными. Во всех этих случаях плотины могут содержать специальные водосбросы.

Контрфорсные плотины выполняются в виде железобетонных ребер (контрфорсов) на которые со стороны верхнего бьефа наклонно укладываются железобетонные плиты 1, воспринимающие давление воды (рис. 10.6). Контрфорсы 2 скреп-

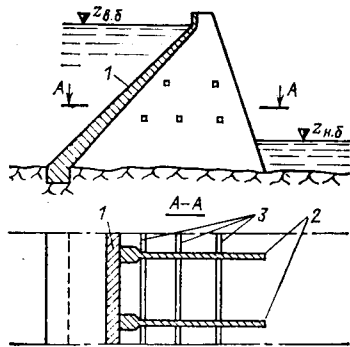


Рис. 10.6. Контрфорсная плотина.

1 — железобетонная плита; 2 — контрфорсы; 3 — балки жесткости.

ляются между собой балками жесткости 3, образуя по фронту отдельные пролеты. При соответствующей конструкции гребня с низовой стороны контрфорсные плотины могут быть водосливными. Высота современных крупных контрфорсных плотин превышает 100 м (Зейская ГЭС — 115 м).

Земляные плотины бывают насыпными и намывными. Первые устраиваются путем отсыпки в виде горизонтальных слоев небольшой толщины с последующим уплотнением укаткой или трамбованием с увлажнением уплотняемого грунта. Намывные земляные плотины строятся методами гидромеханизации, сводящейся к подаче размытого в карьере разжиженного грунта к месту укладки насосами по трубопроводам или самотеком по трубам или лоткам.

Верховой откос плотины для защиты от воздействия волн и льда укрепляется в пределах изменения уровня воды бетонными плитами или камнем (рис. 10.7, а).

Низовой откос со стороны нижнего бьефа укрепляется дерном и снабжается в некоторых случаях горизонтальной площадкой, называемой бермой, которая служит для защиты откоса от смыва грунта водой.

Если земляная плотина сооружается из сильно водопроницаемых грунтов (например, крупного песка), то для уменьшения фильтрации устраиваются преграды в виде экрана 3, ядра 5, а иногда и понура 4 (рис. 10.7, б, в). Эти преграды устраиваются из маловодопроницаемого грунта, например глины.

Для пропуска через тело плотины фильтрующей воды и задержания при этом выноса мелких частиц грунта на всех земляных плотинах со стороны нижнего бьефа устраиваются так называемые дренажные призмы 6.

Величина заложения откосов $m = \text{ctg } \alpha$ принимается в зависимости от свойств грунта и высоты пло-

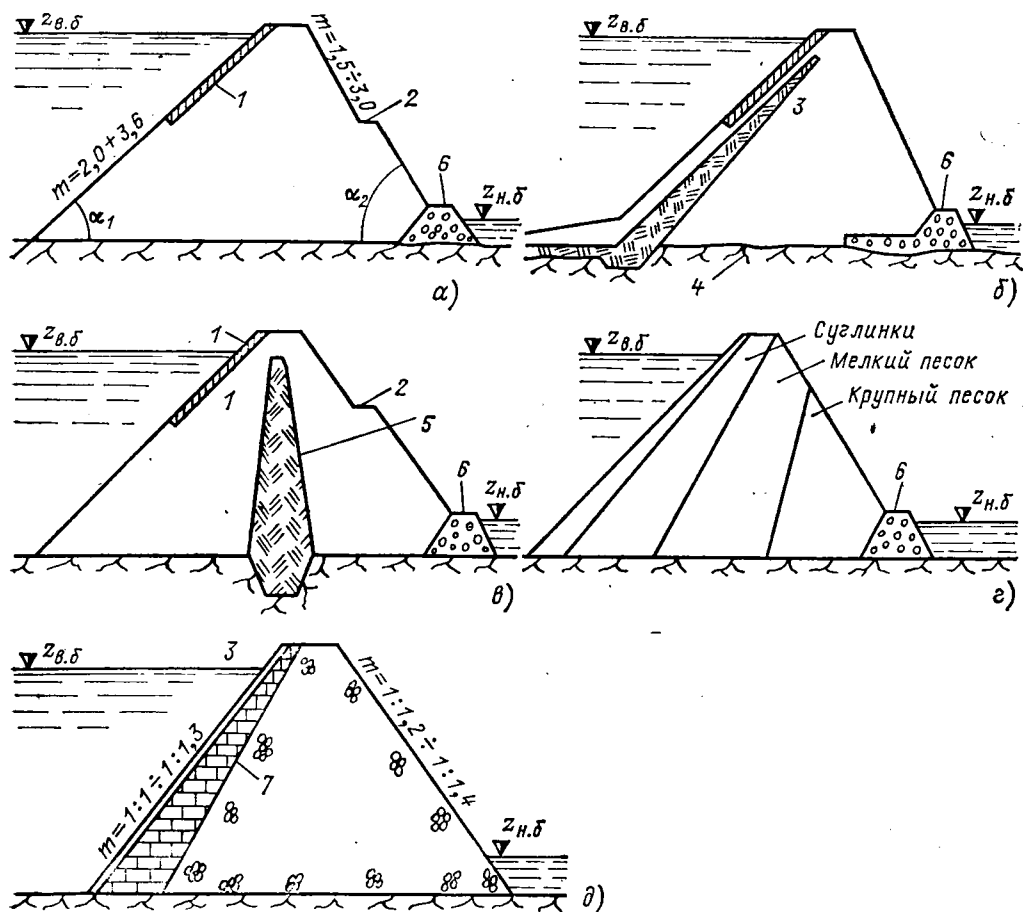


Рис. 10.7. Грунтовые плотины.

а — земляная плотина из маловодопроницаемого грунта; б — земляная плотина с экраном и понуром; в — земляная плотина с ядром; г — земляная плотина из разных грунтов; д — каменно-набросная плотина; 1 — бетонная плита; 2 — берма; 3 — экран; 4 — понур; 5 — ядро; 6 — дренажная призма; 7 — каменная кладка.

тины в пределах, указанных для примера на рис. 10.7,а.

Нередки случаи сооружения земляных плотин из разных по своим водопроницаемым свойствам грунтов. В этом случае, чем лучше грунт, тем ближе со стороны верхнего бьефа он располагается (рис. 10.7,г).

Земляные плотины имеют очень широкое распространение. Их строят, как правило, глухими. Высота их достигает 100 м и более.

Каменно-набросные плотины сооружаются путем наброски в русло реки с некоторой высоты камня различных размеров. По мере роста

плотины каменная наброска уплотняется струей воды под давлением, а также специальными катками и вибраторами.

Водонепроницаемость таких плотин достигается путем устройства экрана 3 из железобетона со стороны верхнего откоса (рис. 10.7,д), укладываемого на специальную подэкрановую каменную кладку 7.

Каменно-набросные плотины сооружаются, как правило, глухими. Высота их достигает 300 м.

В каменно-земляных плотинах большая часть их тела выполнена из каменных материалов, а противofильтрационное устройство — из

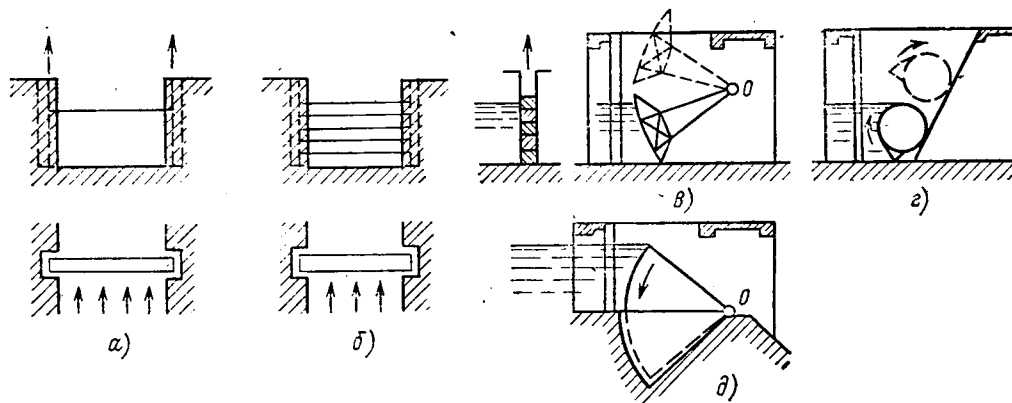


Рис. 10.8. Схемы поверхностных затворов.

а — плоский щит; б — шандоры; в — сегментный; г — вальцовый; д — секторный.

маловодопроницаемого грунта. Высота их достигает 300 м и более (Нурекская ГЭС).

Затворы. Для сброса возможных излишков воды в водохранилищах и пропуска ее в нижний бьеф в специальных целях, а также для пропуска льда, наносов и плотов плотины и другие сооружения ГЭС снабжаются соответствующими затворами. Специальные затворы устанавливаются также в турбинных трубопроводах.

В зависимости от рода перекрываемых отверстий затворы сооружений ГЭС делятся на поверхностные, закрывающие водосливные и водоприемные отверстия, куда вода поступает из верхних слоев водохранилища, и глубинные, служащие для закрытия глубинных отверстий, расположенных ниже уровня воды верхнего бьефа.

Из поверхностных затворов следует отметить прежде всего плоские щиты и шандоры. Первые являются основными затворами, вторые используются при ремонте оборудования и сооружений. Плоский затвор помещается в пазах быков или устоев и передвигается в вертикальном направлении (рис. 10.8,а). Воспринимаемое им давление воды передается быкам или устоям. Затворы обычно выполняются металлическими. Различают затворы скользящие, колесные и катковые. Последние два изготавливаются для облегчения подъемных усилий. Предусматриваются специальные уплотняющие устройства для предотвращения фильтрации воды через зазоры между затвором и неподвижными частями сооружений.

Шандоры представляют собой деревянные или металлические балки, укладываемые в пазах друг на друга в виде стенки (рис. 10.8,б). Подобные щиты и шандоры устанавливаются также на входе в напорные трубопроводы турбин и на выходе из отсасывающей трубы.

Сегментные затворы представляют собой изогнутый по дуге круга щит, могущий целиком вращаться вокруг некоторой оси, на которой насажены ноги, поддерживающие полотнище затвора (рис. 10.8,в). Ноги шарнирно закреплены в быках или устоях, воспринимающих давление воды. При маневрировании затворы вращаются вокруг горизонтальной оси расположения шарниров.

По сравнению с плоским щитом сегментный затвор обладает рядом преимуществ при равных размерах и массе. Главнейшие из них следующие: значительно меньшее подъемное усилие; лучшая работа в зимних условиях (отсутствие обмерзающих колес); меньшая высота быков; возможность автоматического действия. Однако имеются и недостатки: необходимость большей длины устоев; невозможность переустановки затвора из одного отверстия в другое.

Вальцовые или цилиндрические затворы представляет собой полый металлический цилиндр, перекрывающий водосливное отверстие и поднимаемый вверх путем перекатывания его по зубчатому рейкам, расположенным в нишах быков или устоев (рис. 10.8,г). Для увеличения высоты затвора его цилиндр снабжается специальным нижним, а иногда и верхним щитками.

Вальцовые затворы обладают большой жесткостью, поэтому получили широкое распространение на плотинах с тяжелыми условиями зимней службы (навал льда). Затворы могут перекрывать пролеты шириной до 45—50 м и высотой до 9 м. К недостаткам их следует отнести значительную массу и стоимость, а также значительные размеры быков.

Секторные затворы имеют поперечное сечение в виде сектора, покрытого водонепроницаемой обшивкой, устанавливаемой обычно по трем плоскостям (рис. 10.8,д). Под затвором в теле плотины устраивается ниша, в которую опускается

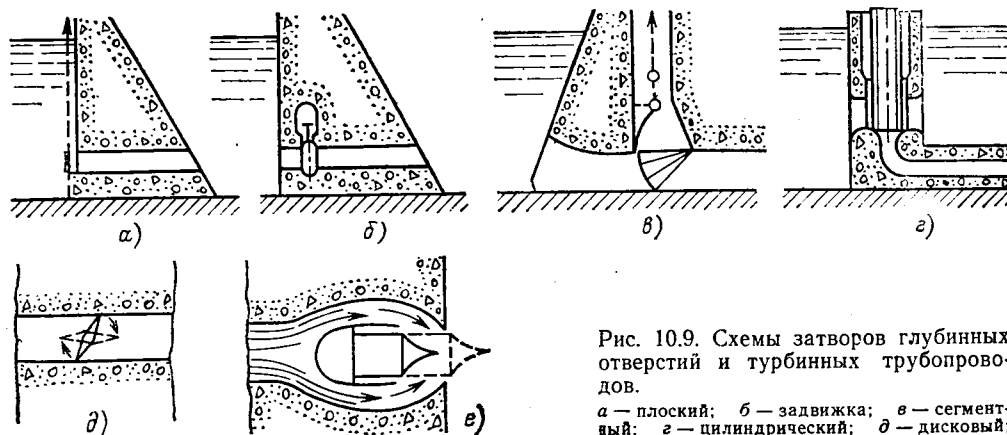


Рис. 10.9. Схемы затворов глубинных отверстий и турбинных трубопроводов.

а — плоский; *б* — задвижка; *в* — сегментный; *г* — цилиндрический; *д* — дисковый; *е* — игльчатый.

затвор при необходимости сброса излишней воды. Затвор вращается на оси, закрепленной в пороге плотины. Управление им обычно гидравлическое. Затворы удобны для сброса льда и плавающих тел с малыми потерями воды, могут перекрывать пролеты шириной до 60 м и высотой до 10 м.

Водосбросные глубинные отверстия плотин перекрываются глубинными затворами, которые могут быть плоскими, сегментными, цилиндрическими, дисковыми и т. д. Первые два типа аналогичны описанным выше (рис. 10.9, *а*, *в*).

Задвижки (рис. 10.9, *б*) имеют небольшие габариты и действуют от гидравлического или электрического привода. Конструктивно они представляют собой литые диски прямоугольной или круглой формы, которые перекрывают галереи или трубопроводы. Эти диски при открытии отверстия вдвигаются внутрь специального кожуха. Задвижки применяются в основном как рабочие затворы на напоры до 400 м. Их диаметр зависит от используемого напора и может достигать нескольких метров.

Цилиндрические затворы
Конструктивно затворы представляют собой полые цилиндры, перемещающиеся по вертикали (рис. 10.9, *г*). Своей боковой поверхностью или днищем они закрывают отверстия башенных водоприемников. Из-за своей громоздкости они не получили заметного распространения, хотя и имеют хорошие эксплуатационные качества. Они используются для напоров, не превышающих 100 м.

Дисковые затворы состоят из цилиндрического корпуса, в котором на горизонтальной или вертикальной оси вращается диск (рис. 10.9, *д*). Дисковые затворы надежны в эксплуатации, являются наиболее распространенными, изготавливаются диаметром до 8,5 м и устанавливаются на напорных трубопроводах при напоре до 250—300 м (при меньших диаметрах до 600 м). Управление затвором осуществ-

ляется, как правило, с помощью гидравлического привода, приводимого в действие сервомоторами.

Достоинством затворов являются хорошие маневренные качества и сравнительно низкая стоимость. Недостатком — сложность создания хороших уплотнений и сравнительно большая потеря напора.

Игольчатые затворы состоят из корпуса и обтекателя, внутри которого перемещается плунжер (игла), закрывающий и открывающий отверстие в корпусе (рис. 10.9, *е*). Затворы имеют малые потери напора и применяются при диаметрах трубопровода до 6,5 м и напорах до 800 м. Устанавливают их главным образом с низовой стороны водоспуска. К недостаткам относят высокую стоимость, сложность конструкции и изготовления.

10.3. ЗДАНИЯ ГЭС

Конструкцию и компоновку здания ГЭС определяют природные условия, схема концентрации напора, напор, тип и параметры гидроагрегатов (турбина и генератор, соединенные общим валом) и трансформаторов, вспомогательного оборудования. Габариты здания определяются размерами агрегатных блоков, и в частности, длина его — количеством агрегатных блоков и размером монтажной площадки. В свою очередь габариты блока зависят от мощности (напора и расхода воды) турбины, и ширина его определяется размером спиральной камеры. Обычно на гидроэлектростанциях устанавливается не менее двух-трех одинаковых агрегатов.

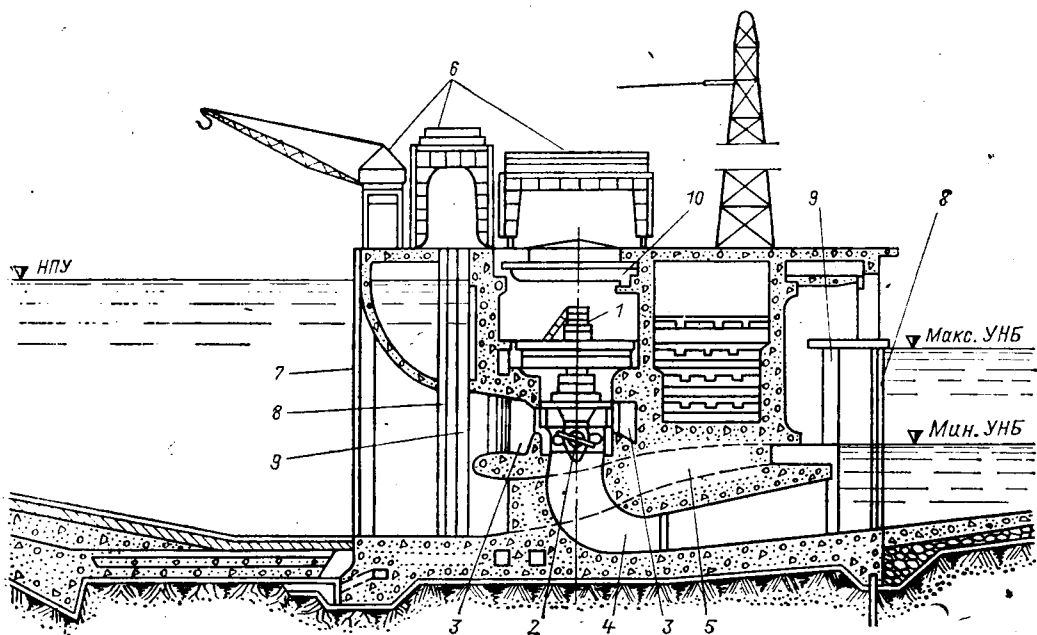


Рис. 10.10. Здание русловой ГЭС.

1 — генератор; 2 — турбина; 3 — спиральная камера; 4 — отсасывающая труба; 5 — донный водосброс; 6 — грузоподъемные краны; 7 — паз решеток; 8 — паз шандор; 9 — паз затворов; 10 — мостовой кран.

Тип и конструкция здания должны быть экономически и технически всесторонне обоснованы и в то же время должны обеспечивать надежную работу оборудования и удобные условия эксплуатации. Предъявляемые в этом плане требования к зданиям иногда противоречат друг другу. Так, например, чрезмерная экономия при строительстве снижает надежность и удобство эксплуатации, особенно в части проведения профилактических осмотров и ремонтов, что неизбежно влечет за собой увеличение эксплуатационных издержек.

В соответствии со схемами концентрации напора здание ГЭС принято делить на три типа:

здания русловой ГЭС, т. е. здания, воспринимающие напор (рис. 10.10);

здания приплотинной ГЭС, т. е. размещенные за плотиной и невоспринимающие напора (рис. 10.11);

здания деривационной ГЭС (рис. 10.12).

По способу сброса воды из верхнего бьефа в нижний здания русловых ГЭС делятся на два типа:

1. несовмещенные с водосбросами (см. рис. 10.1, в), в которых сбросы излишков воды из верхнего бьефа осуществляются через водосливные отверстия плотины или другие устройства, находящиеся вне здания ГЭС (см. рис. 10.11).

2) совмещенные с водосбросами, которые обычно располагаются в массивной (подводной) части здания (см. рис. 10.10), хотя применяются и другие конструктивные решения.

По типу подъемного оборудования здания ГЭС строятся:

закрытыми — с внутренним расположением подъемного оборудования — мостового крана (см. рис. 10.10—10.12);

полуоткрытыми — основное подъемное оборудование (портальный кран) размещается над машинным залом (генераторное помещение). Генераторный зал — низкое

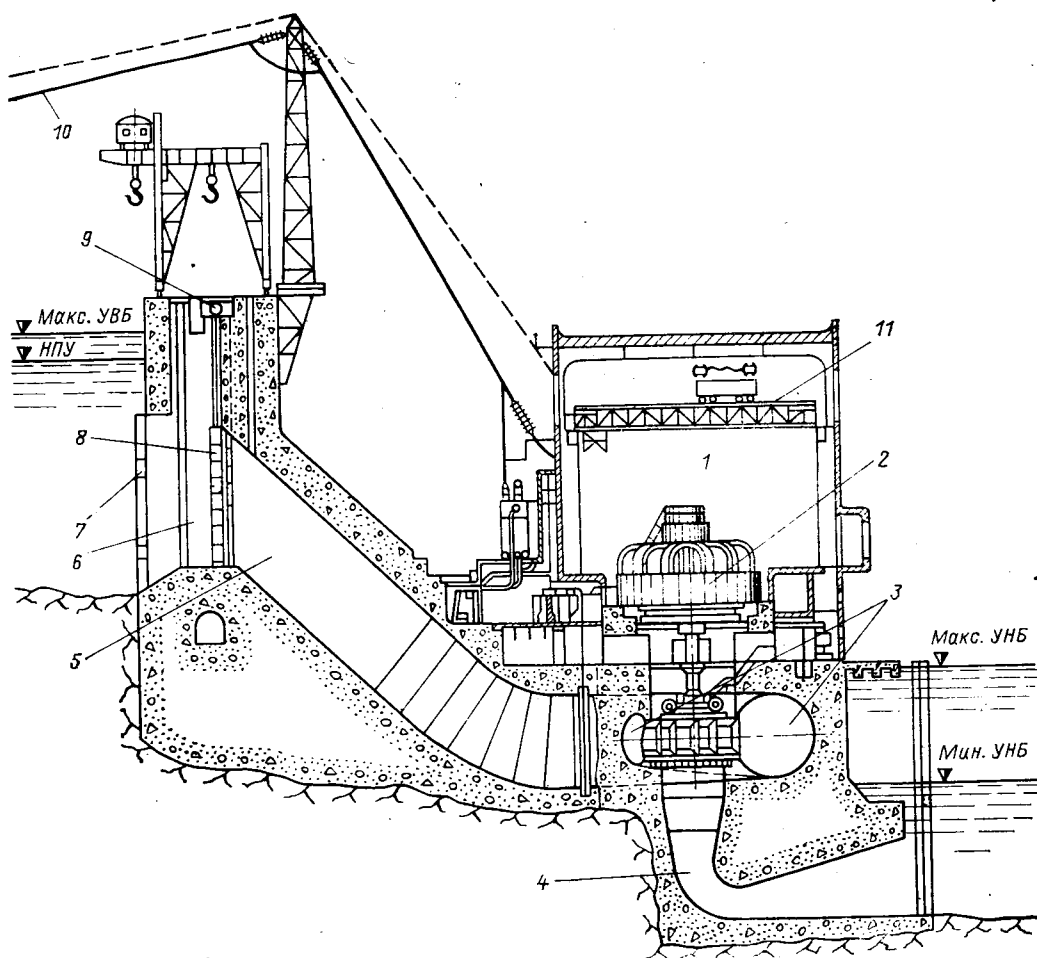


Рис. 10.11. Здание приплотинной ГЭС.

1 — машинный зал; 2 — генератор; 3 — спиральная камера; 4 — отсасывающая труба; 5 — турбинный трубопровод; 6 — водоприемник; 7 — решетка; 8 — плоский (щитовой) затвор; 9 — подъемный механизм щитов; 10 — провода на подстанцию; 11 — мостовой кран.

помещение со съемными крышками над генератором (рис. 10.13,а);

открытыми — машинный зал отсутствует, а генераторы укрыты колпаками (рис. 10.13,б). Подъемным оборудованием здесь является также порталный кран.

По расположению относительно земной поверхности:

наземное — корпус здания расположен на земной поверхности;

подземное — корпус здания расположен ниже земной поверхности. Такие здания устраиваются при деривационной схеме концентрации напора, когда деривация выполняется в виде туннеля.

В зависимости от положения оси агрегата различают здание с вертикальными и горизонтальными агрегатами, последние в настоящее время применяются главным образом на гидроэлектростанциях с напором 10—15 м.

Общим элементом для всех типов зданий ГЭС является прежде всего монтажная площадка, которая размещается обычно в конце здания у берега и обслуживается теми же кранами, что и машинный зал. На уровне пола монтажной площадки делается подъездный путь для доставки оборудования в машинный зал. Габариты площадки

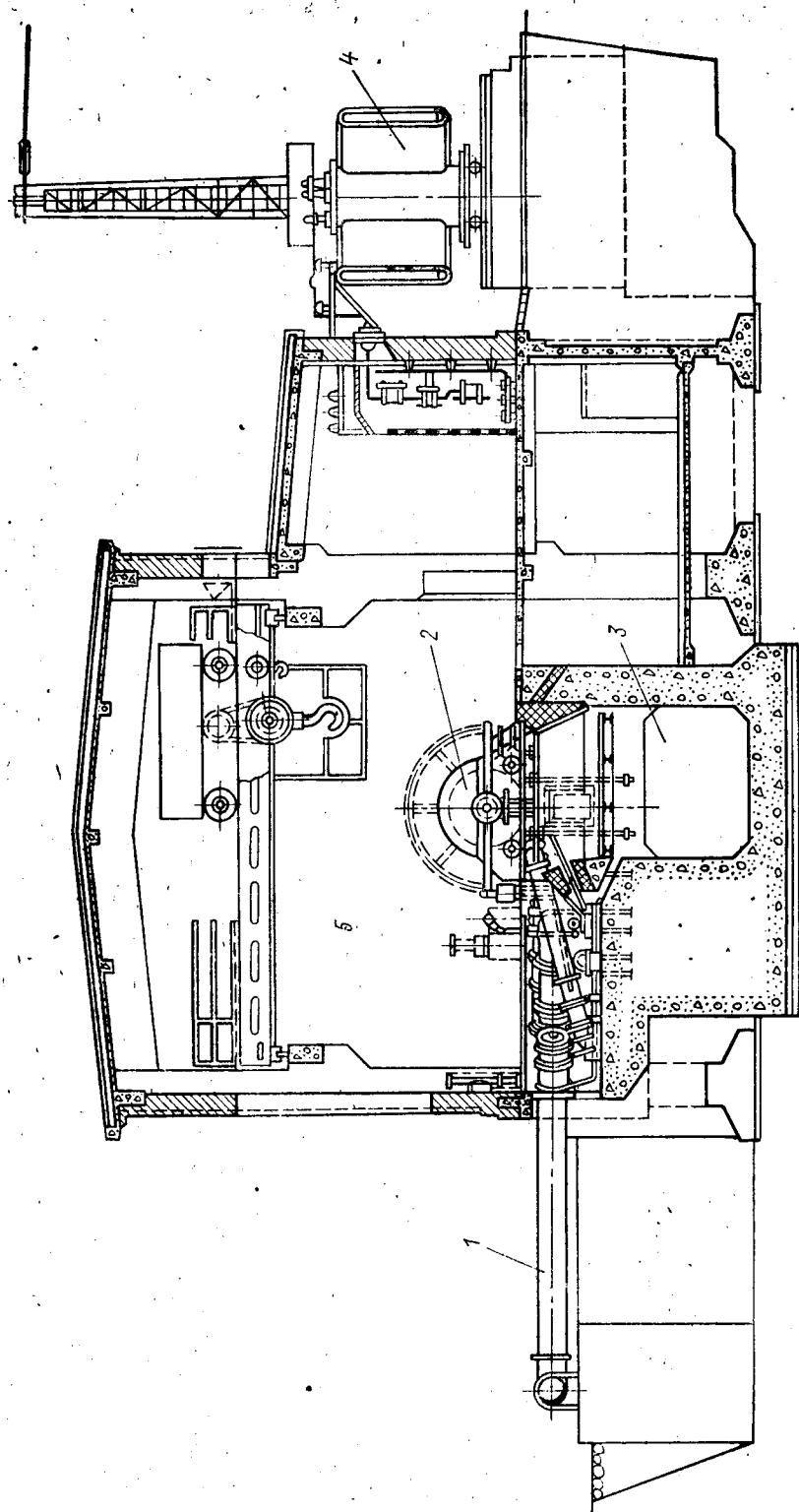


Рис. 10.12. Здание деривационной ГЭС с ковшовой турбиной. —
1 — турбинный трубопровод; 2 — горизонтальный канал; 3 — отводящий канал; 4 — повышающий трансформатор; 5 — машинный зал.

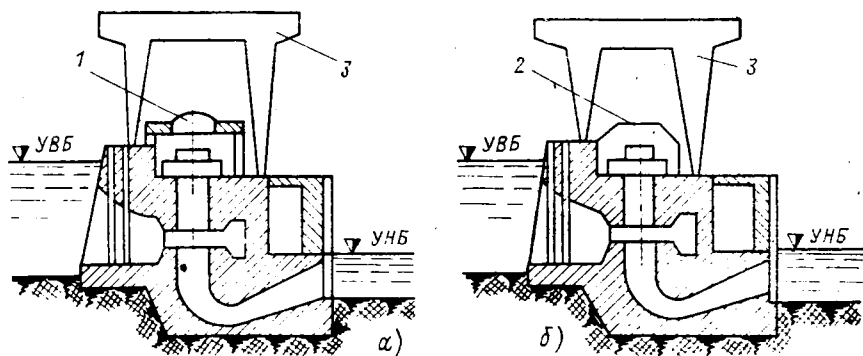


Рис. 10.13. Здания ГЭС с наружным расположением кранового оборудования. Полуоткрытый (а) и открытый (б) типы здания ГЭС.

1 — съемная крышка; 2 — индивидуальный колпак; 3 — козловой кран.

определяются условиями доставки, раскладки по ней одного гидроагрегата при его ремонте в период эксплуатации. При большом числе агрегатов иногда делается две монтажные площадки.

В здании ГЭС размещается ряд вспомогательных помещений, в числе которых: оперативно-производственные; производственные; административно-хозяйственные; бытовые.

К оперативно-производственным помещениям относят помещения электрических распределительных устройств генераторного напряжения, собственных нужд переменного и постоянного тока, поста (пульта) управления и др.

В здании ГЭС размещается также большое количество различных вспомогательных устройств. В состав этих устройств входят: техническое водоснабжение и пожаротушение генераторов; осушение спиральных камер и отсасывающих труб; масляное хозяйство; пневматическое хозяйство; дренажные устройства; контрольно-измерительная аппаратура и т. д.

В зависимости от мощности ГЭС, числа агрегатов определяется состав и площадь помещений подсобно-вспомогательного назначения (ремонтно-механические мастерские, лаборатории и различного рода службы).

В нижней части здания ГЭС размещаются: спиральные камеры

турбин; статоры, направляющие аппараты и рабочие колеса турбин; отсасывающие трубы; турбинные шахты и турбинный этаж, а также галереи различного назначения; помещения для вспомогательного оборудования; насосы для откачки воды и т. д.

10.4. ВОДОХРАНИЛИЩЕ, НИЖНИЙ БЬЕФ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Основным назначением водохранилищ гидроэлектростанций является трансформация естественного, обычно неравномерного, режима речного стока в режим, необходимый для отдельных отраслей народного хозяйства и, в частности, энергетики. Кроме того, в некоторых случаях назначением водохранилищ является борьба с наводнением в нижнем бьефе во время половодий. В этих случаях определенное количество воды задерживается в водохранилище, благодаря чему расходы воды в нижнем бьефе становятся существенно меньшими естественных расходов половодий.

Водохранилища создаются путем устройства на реках или других водотоках плотин, повышающих уровни воды и образующих необходимой емкости водоемы (рис. 10.14). На этом рисунке цифрами обозначены горизонтали поверхности местности.

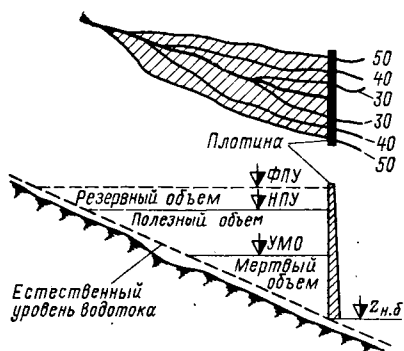


Рис. 10.14. Схема водохранилища.

Верхний предел уровня воды, при котором ГЭС и сооружения гидроузла работают длительное время с соблюдением нормальных запасов надежности, предусматриваемых техническими условиями, носит название нормального подпорного уровня (НПУ). Объем водохранилища при этом уровне носит название полного объема и обозначается $V_{\text{полн}}$.

Нижний предел или уровень мертвого объема (УМО) определяется условиями получения на ГЭС расчетных параметров. Соответствующий объем носит название мертвого $V_{\text{м.о.}}$.

Разность между полным и мертвым объемами составляет полезный объем водохранилища

$$V_{\text{полезн}} = V_{\text{полн}} - V_{\text{м.о.}} \quad (10.1)$$

Этот объем используется для регулирования стока.

При пропуске катастрофических половодий и паводков обычно допускается кратковременное повышение уровня воды в водохранилище до отметки, называемой форсированным подпорным уровнем (ФПУ).

Объем водохранилища между отметками НПУ и ФПУ является резервным и используется для трансформации (срезки) половодий и паводков.

До сих пор принималось, что поверхность воды в водохранилище по всей его длине устанавливается горизонтально, образуя так называемый его статический объем. Очевид-

но, это может быть лишь в том случае, когда приточность в водохранилище отсутствует. Так как в действительности в водохранилище всегда имеется приток воды, то, строго говоря, поверхность воды по его длине не будет горизонтальной. Это особенно относится к его «хвостовой части», где кривая свободной поверхности воды представляет собой кривую подпора, характеризующую изменение уровня поверхности воды по длине водотока. Образовавшийся объем называется динамическим объемом водохранилища (рис. 10.15). Величина его определяется в основном значением расхода приточности и во время половодий может быть весьма значительной.

В водноэнергетических расчетах широко используются различные графические зависимости, отражающие функциональные связи между различными параметрами водохранилища (так называемые характеристики водохранилищ). К их числу относится прежде всего топографическая характеристика, которая может быть двух видов — статической и динамической.

Статическая характеристика включает в себя две кривые. Первая — зависимость отметок уровня от объема водохранилища $z_{\text{в.б.}} = z_{\text{в.б.}}(V)$ и обычно называемая объемной. Вторая отражает связь между отметками уровня и площадью зеркала водохранилища $z_{\text{в.б.}} = z_{\text{в.б.}}(F)$. Эту характеристику называют площадной.

Обе характеристики (рис. 10.16) получаются в результате об-

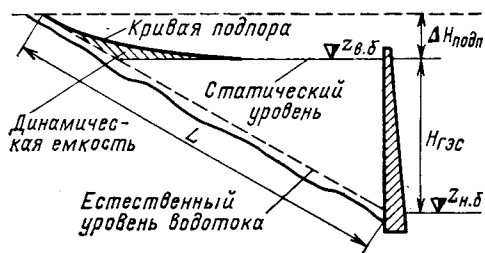


Рис. 10.15. Динамическая емкость водохранилища.

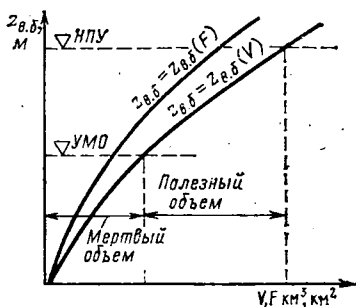


Рис. 10.16. Кривые статического объема и площади зеркала водохранилища.

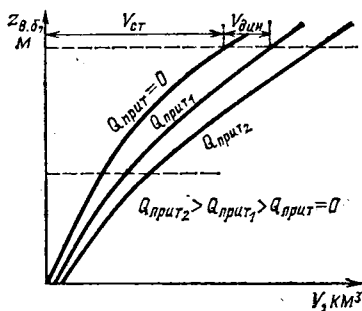


Рис. 10.17. Кривые динамических объемов водохранилища.

работки топографических планов местности.

При учете динамической емкости, как было показано выше, объем водохранилища при заданной отметке уровня в створе плотины будет определяться приточностью. Вследствие этого зависимость между значениями уровня и объемом водохранилища будет иметь другой характер, так как будет функцией двух переменных $z_{в.б.} = z_{в.б.}(V, Q_{прит})$. Эти кривые (рис. 10.17) называются кривыми динамического объема в отличие от кривой статического объема, изображенной на рис. 10.16, или кривой, соответствующей $Q_{прит} = 0$.

Имеются и другие характеристики водохранилища, которые мы здесь не рассматриваем. Все они являются основным исходным материалом для проведения водноэнергетических расчетов. В такого рода расчетах одним из решающих условий правильности выполнения их является соблюдение водного баланса водохранилища.

В общем виде уравнение водного баланса водохранилища без холостых сбросов за некоторое время T может быть представлено следующим равенством:

$$W_{рег} = W_{прит} \pm \Delta V - W_{заб} + W_{возвр} - W_{пот}, \quad (10.2)$$

где $W_{рег}$ — зарегулированный объем стока, т. е. тот объем воды, который прошел за время T через створ ги-

дрозла (так называемая отдача); $W_{прит}$ — приток воды в водохранилище за время T (для одиночной ГЭС это бытовой, т. е. естественный, приток, для каскада — приток от выше лежащей ГЭС с учетом боковой приточности между створами); ΔV — использованный объем водохранилища за период T . (В формуле знак минус относится к периоду наполнения, знак плюс — к периоду сработки водохранилища); $W_{заб}$ и $W_{возвр}$ — величины забираемого из водохранилища и возвращаемого в него участниками водохозяйственного комплекса (см. § 10.6) за время T объема стока; $W_{пот}$ — потери воды из водохранилища за время T и обычно включают потери на фильтрацию, испарение, льдообразование и шлюзование.

Если каждый член этого уравнения разделить на время T , то условие баланса стока может быть выражено через соответствующие расходы.

Рассмотрим теперь характеристику нижнего бьефа. Уровень воды в нижнем бьефе ГЭС определяется тем расходом, который пропускается через турбины или какие-либо другие сооружения (шлюзы, водосбросы) гидроэлектростанции.

При установившемся равномерном движении уровня воды в нижнем бьефе однозначно связаны с протекающим расходом. Эта связь обычно определяется с помощью так называемой кривой связи, отра-

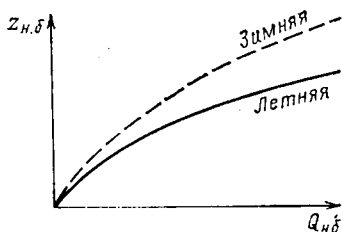


Рис. 10.18. Кривые связи нижнего бьефа без подпора для зимы и лета.

жающей в графическом виде зависимость уровней от расходов $z_{н.б.} = z_{н.б.}(Q_{н.б.})$. Такая кривая представлена на рис. 10.18.

Зимой при переменном расходе ГЭС в ее нижнем бьефе на берегах образуются наледи, которые уменьшают площадь живого сечения. Поэтому при одних и тех же отметках уровня зимой будет проходить расход меньше, чем летом, и зимняя кривая связи соответственно будет выше, чем летняя (рис. 10.18 и 10.19).

При каскадном расположении ГЭС, если нижний бьеф рассматриваемой ГЭС (обозначим ее № 1) подпирается плотиной нижележащей (ГЭС № 2), то в функциональной зависимости уровня нижнего бьефа от расхода ГЭС № 1 появится дополнительный аргумент — отметка верхнего бьефа водохранилища второй ГЭС $z_{в.б.2}$ (рис. 10.19). В этом случае рассматриваемая функция будет иметь вид

$$z_{н.б.1} = z_{н.б.1}(Q_{н.б.1}, z_{в.б.2}). \quad (10.3)$$

При неустановившемся движении воды в нижнем бьефе однозначная связь между отметками уровня и расходом нарушается и определе-

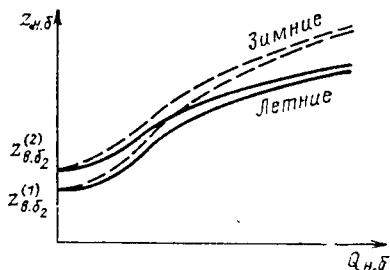


Рис. 10.19. Кривые связи нижнего бьефа с подпором для зимы и лета.

ние того или другого требует достаточно сложных расчетов, которые сейчас проводятся исключительно с помощью ЭВМ.

10.5. РЕГУЛИРОВАНИЕ РЕЧНОГО СТОКА ВОДОХРАНИЛИЩАМИ ГЭС

Естественный (бытовой) режим речного стока в подавляющем большинстве случаев отличается крайней неравномерностью. Так, на равнинных реках в периоды весеннего половодья (1,5—3 мес) проходит обычно до 60—70% годового стока. Существенно различается годовой сток и в многолетнем разрезе.

Такое распределение стока находится в резком противоречии с режимом его потребления большинством водопотребителей и водопользователей. Так, если в суточном разрезе график нагрузки ГЭС отличается значительной неравномерностью, то приточность равнинных рек в течение суток обычно почти неизменна. Отмечаются противоречия и среди неэнергетических потребителей воды.

Неравномерно распределены водные ресурсы и по территории страны. Более 86% водных ресурсов имеется в хозяйственно слабо освоенных северных и восточных районах, вдали от центров водопотребления, и только около 14% речного стока относится к южной зоне, к территории, где сосредоточено около 85% населения и 80% промышленного и сельскохозяйственного производства.

Все это приводит к необходимости перераспределения естественного стока во времени и по территории. Оно осуществляется с помощью регулирования стока водохранилищами, в которых задерживается избыточный естественный приток, когда он превышает спрос потребителей, и расходуется, когда этот спрос больше притока.

Таким образом, регулированием стока называется процесс перераспределения его водохранилищами.

Степень зарегулированности стока определяется относительной

емкостью водохранилища (коэффициентом емкости) β . Этот коэффициент определяется отношением полезного объема водохранилища $V_{\text{полезн}}$ к среднему за многолетний период объему годового стока W_0 в створе плотины

$$\beta = V_{\text{полезн}} / W_0. \quad (10.4)$$

Различают регулирование водноэнергетическое и водохозяйственное. Водноэнергетическое регулирование осуществляет перераспределение стока для энергетических целей. Мощность ГЭС является функцией не только расхода, но и напора, поэтому процесс водноэнергетического регулирования связан с учетом того и другого и позволяет в конечном счете получить требуемый режим мощности ГЭС, а отсюда и режим выработки электроэнергии. При водохозяйственном регулировании напор не является регулируемым параметром и перераспределяется лишь расход. В этом состоит основное отличие водноэнергетического регулирования от водохозяйственного.

Режим мощности ГЭС и режим выработки ею электроэнергии диктуются не только спросом потребителей, но и тем, насколько экономично этот спрос удовлетворяется. Поэтому водноэнергетическое регулирование неотделимо от определения оптимальных режимов ГЭС или группы электростанций, с которыми параллельно работает данная ГЭС или группа ГЭС.

При комплексном использовании водотока (см. § 10.6), когда последний используется как для энергетических, так и для неэнергетических целей, осуществляется комплексное регулирование, т. е. напора и расхода для ГЭС и только расхода для других водопользователей и водопотребителей.

При любом виде регулирования потребители воды в некоторые периоды времени работают с расходом воды, превышающим приток, а в другие периоды времени расходуют воды меньше притока. В первом

случае происходит сработка водохранилища, а во втором — наполнение.

Промежуток времени от начала какого-либо одного периода сработки водохранилища до начала следующего — после очередного его заполнения — называется циклом регулирования. Длительность цикла регулирования определяет его разновидность, в соответствии с чем различают краткосрочное регулирование и длительное. К первому виду относят суточное и недельное регулирование, а ко второму — сезонное, годовичное и многолетнее. Рассмотрим кратко каждый из этих видов.

Суточное регулирование. Как сказано, естественные (бытовые) расходы многих рек $Q_5(t)$ в течение суток остаются практически неизменными. Исключение составляют лишь периоды половодий и павод-

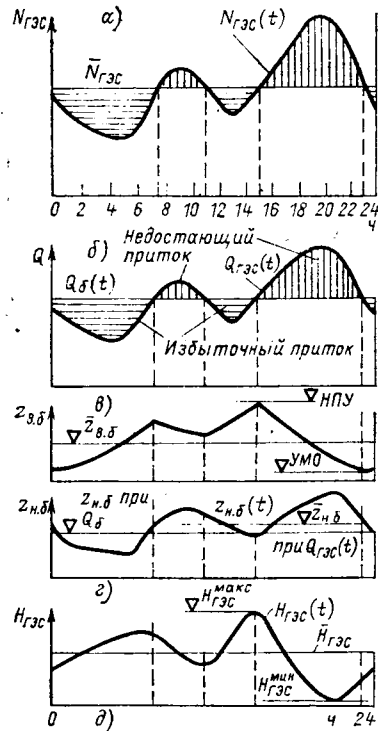


Рис. 10.20. График изменения основных параметров ГЭС при суточном регулировании.

а — $N_{ГЭС}(t)$; б — $Q_5(t)$; в — $z_{в.б}(t)$; г — $z_{н.б}(t)$; д — $H_{ГЭС}(t)$.

ков. В период половодья режим работы ГЭС имеет обратную картину и, как правило, неизменен, а в остальное время резко переменен (рис. 10.20,а). Вследствие этого расходы, пропускаемые турбинами ГЭС $Q_{ГЭС}$ при ее переменном режиме, будут также переменными, меняясь нередко от нуля до полной пропускной способности.

В результате в течение некоторой части суток (рис. 10.20,б) имеется избыточный приток, в другой — недостаточный. Отсюда *суточное регулирование будет заключаться в том, чтобы в часы малой нагрузки ГЭС (рис. 10.20,а) запasti в водохранилище избыточный приток, а в часы повышенной нагрузки его сработать*. Если объем водохранилища достаточен для задержания всего избыточного притока в часы малой нагрузки, то этот приток при отсутствии ограничений на режим ГЭС может быть использован для увеличения мощности (против той, которую она могла бы развить, используя естественный расход) в часы пика нагрузки потребителей.

Этот эффект позволяет повысить участие ГЭС в покрытии пика нагрузки, вследствие чего при работе ГЭС в энергосистеме, во-первых, отпадает необходимость в дублировании ее мощности, и, во-вторых, возникает возможность обеспечить более благоприятный режим тепловых электростанций, создавая тем самым соответствующую экономию топлива. Однако этот эффект не сопровождается увеличением выработки электроэнергии. Наоборот, выработка энергии при суточном регулировании будет меньше той, которую давала бы ГЭС, работая на естественном режиме стока, т. е. без регулирования.

Это является следствием того, что, как показывается в курсе гидравлики, средний за сутки уровень воды в нижнем бьефе при неустановившемся режиме в нем всегда будет выше, чем при постоянном расходе, определяемом Q_6 (рис. 10.20,г).

Кроме того, среднесуточный уровень верхнего бьефа $\bar{z}_{в.б}$ (рис. 10.20,в) будет всегда ниже того, при котором ГЭС работала бы, не имея регулирования, т. е. на естественном расходе при НПУ. Это подтверждается также и графиком изменения напора $H_{ГЭС}(t)$, представленным на рис. 10.20,д. Здесь $\bar{H}$ соответствует напору, определяемому как разность средних уровней $\bar{z}_{в.б}$ и $\bar{z}_{н.б}$ при $Q_{ГЭС}(t)$.

Получающиеся потери суточного регулирования зависят прежде всего от величины используемого напора. Чем меньше напор, тем сильнее сказываются эти потери, и для низконапорных ГЭС они доходят до 3—5% суточной выработки ГЭС при ее работе на естественном расходе.

По мере увеличения суточного притока режим работы ГЭС будет все более выравниваться и, наконец, может быть достигнуто такое положение, когда ГЭС все 24 ч будет работать с полной установленной или располагаемой мощностью, т. е. в базисной части графика нагрузки. Дальнейшее увеличение бытового расхода приведет к необходимости холостого сброса излишков воды помимо турбин, уровень нижнего бьефа при этом повысится (см. рис. 10.18), напор уменьшится, а вместе с ним уменьшится и мощность ГЭС, становясь для низко- и средненапорных ГЭС значительно меньше установленной.

При осуществлении суточного регулирования могут возникнуть различного рода ограничения, накладываемые на режимы ГЭС энергетическими участниками комплекса. Так, например, при отсутствии подпора в нижнем бьефе со стороны нижележащей ГЭС водный транспорт может предъявить требования по обеспечению необходимых судоходных глубин в течение всех 24 ч, а также в отношении допустимых скоростей течения при подходе к шлюзам.

Аналогичные требования по поддержанию необходимых глубин мо-

гут быть предъявлены водопотребителями (ирригация, промышленное и бытовое водоснабжение). Для удовлетворения этих требований производят пуски в нижний бьеф определенных расходов воды, называемых базисными. Наконец, иногда возникают ограничения режима турбин ГЭС (обычно при небольших нагрузках) по условиям кавитации (см. § 9.5), которую длительное время допускать нельзя. Ограничения при суточном регулировании иногда возникают и вследствие отсутствия достаточной емкости водохранилища.

Реализация указанных ограничений обычно приводит к снижению энергоэкономической эффективности работы ГЭС, однако при комплексном использовании водотока это снижение является вполне оправданным с точки зрения народного хозяйства в целом, так как компенсируется отдачей, получаемой от неэнергетических участников комплекса.

Объем водохранилища, необходимый для суточного регулирования, очень небольшой и обычно составляет около 0,5 объема суточного стока расчетного маловодного года.

Недельное регулирование. В нерабочие дни недели нагрузка потребителей электроэнергии резко падает (особенно в воскресенье). В это время гидроэлектростанция может также снизить свою мощность до величины, меньшей той, которую она могла бы развить, работая на естественном расходе. Получающийся избыток (рис. 10.21, б) может быть использован на заполнение водохранилища, сработавшего за время рабочих дней недели. Сказанное иллюстрирует рис. 10.21, б, где для простоты предполагается, что бытовой расход, как это обычно бывает в периоды маловодья (межень), в течение недели практически не изменится, нагрузка потребителей системы в рабочие дни практически одинакова и в неделе имеются два выходных дня (рис. 10.21, а). Понятно, что качественно картина не

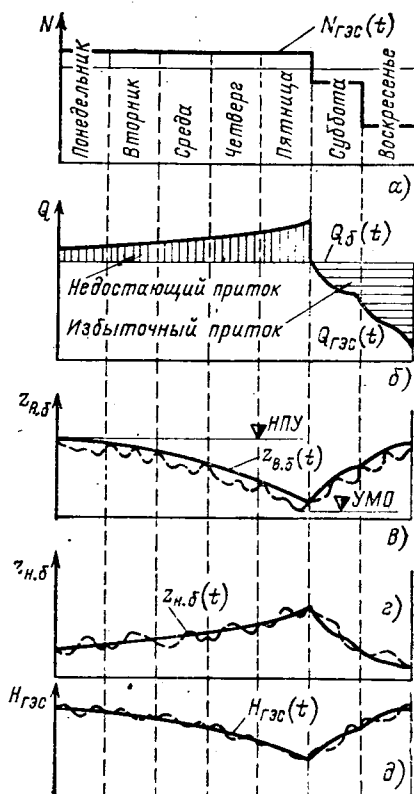


Рис. 10.21. График изменения основных параметров ГЭС при недельном регулировании.

а — $N_{ГЭС}(t)$; б — $Q(t)$; в — $z_{в.б}(t)$; г — $z_{н.б}(t)$; д — $H_{ГЭС}(t)$;

изменится, если нагрузка системы в рабочие дни и приточность не будут неизменными.

Таким образом, недельное регулирование обеспечивает неравномерное потребление воды гидроэлектростанцией в течение недели в соответствии с недельными колебаниями нагрузки потребителей. Если водохранилище одновременно используется и для суточного регулирования, то в нем будет наблюдаться и суточное колебание уровней бьефов (пунктир на рис. 10.21, в, г). Однако замкнутого цикла суточного регулирования, естественно, при этом не будет, так как уровень водохранилища к концу каждого рабочего дня будет ниже. Продолжительность полного цикла колебаний

уровня верхнего бьефа в этом случае (рис. 10.21,в) будет равна одной неделе.

При недельном регулировании, так же как и при суточном, имеется возможность повысить мощность ГЭС по сравнению с той, которую она могла бы развить, работая на естественном расходе. Однако получаемый в этом случае энергетический эффект за счет работы ГЭС большую часть времени на пониженных напорах (рис. 10.21,д) будет меньше, чем при суточном регулировании. Вместе с тем годовая выработка ГЭС недельного регулирования будет несколько выше (за счет некоторого уменьшения холостых сбросов) по сравнению с ГЭС суточного регулирования, так как водохранилище недельного регулирования больше по объему, чем водохранилище суточного регулирования. Обычно считается, что при двух выходных днях этот объем не превышает приточности за одни, принятые за расчетные маловодные сутки.

При осуществлении недельного регулирования на соответствующий режим ГЭС могут также накладываться разного рода ограничения как со стороны неэнергетических отраслей комплекса, так и по условиям бескавитационного режима работы турбин. Естественно, что все подобного рода ограничения будут снижать энергоэкономическую эффективность ГЭС.

Общим для краткосрочного регулирования является перераспределение сравнительно равномерного суточного и недельного режима приточности в неравномерный режим расходов ГЭС.

Годичное регулирование. Естественный гидрологический годовой режим реки обычно отличается крайней неравномерностью и находится в противоречии с запросами энергетики. Применяемое для снятия этого противоречия годичное регулирование путем задержания (частично или полностью) в водохранилище вод половодья и использова-

ние их в течение маловодного периода позволяет увеличить гарантированную мощность ГЭС и количество вырабатываемой ею энергии по сравнению с ГЭС краткосрочного регулирования за счет уменьшения (или ликвидации) бесполезных сбросов вод половодья. Весь цикл регулирования при этом занимает 1 год. Если после сработки очередного наполнения водохранилища всегда имеются холостые сбросы, то регулирование называется сезонным (неполным годичным) в отличие от годичного (полного), когда в условиях расчетной обеспеченности стока сбросов нет. Как в случае сезонного регулирования, так и годичного в каждом следующем году циклы сработки и наполнения повторяются.

Объем водохранилища годичного регулирования обычно составляет от 2 до 30% среднемноголетнего объема годового стока реки, т. е. $\beta_{г.р} = 0,02 \div 0,30$.

Водоохранилище годичного регулирования может, как это обычно и бывает, одновременно выполнять и краткосрочное регулирование (суточное и недельное).

На рис. 10.22,а представлена общая схема годичного регулирования, а на рис. 10.22,б — сезонного (имеется период сброса излишков вод). На этих же рисунках представлены соответствующие режимы верхнего бьефа $z_{в.б}(t)$. Ясно, что в особо маловодные годы или при слишком больших (сверх расчет-

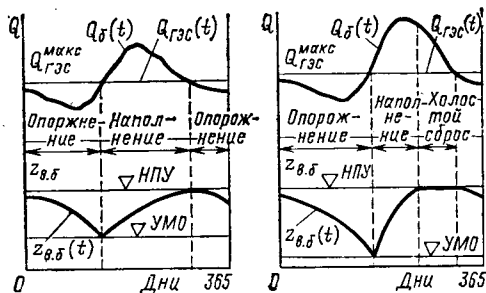


Рис. 10.22. Изменение уровня верхнего бьефа ГЭС.

а — при годичном регулировании; б — при сезонном регулировании.

ных) изъятиях вод половодья водохранилище может и не наполниться до отметки НПУ.

Нетрудно представить себе, как будет изменяться $z_{в.б.}$, $Q_{ГЭС}$, $z_{н.б.}$ и $H_{ГЭС}$, если регулирование будет произведено не на постоянный расход $Q_{ГЭС}$, а в соответствии с заданным графиком нагрузки ГЭС.

Многолетнее регулирование.

Цикл регулирования длится несколько лет. Водохранилище наполняется избыточным стоком одного или нескольких многоводных лет и опорожняется в течение ряда маловодных лет. При этом регулировании уровень водохранилища в конце маловодного года будет всегда ниже, чем в начале его. Многолетнее регулирование сводится к увеличению стока маловодных лет. Особенностью этого вида регулирования является непостоянство продолжительности цикла регулирования. При неизменном потреблении воды период наполнения и период опорожнения водохранилища определяется исключительно гидрологической обстановкой каждого года. Чем больше при этом относительный объем водохранилища, тем, очевидно, реже он заполняется до отметки НПУ.

При многолетнем регулировании, так же как и при годичном, имеется возможность увеличить гарантированную мощность ГЭС и вырабатываемую ею энергию (за счет практически полного устранения бесполезных сбросов во время половодий) по сравнению с ГЭС годичного регулирования и краткосрочного. Само собой разумеется, что и в этом случае водохранилище может осуществлять любое менее длительное регулирование (или сочетание их).

Считается, что для того, чтобы водохранилище ГЭС могло осуществлять многолетнее регулирование, его объем должен составлять не менее 30—50% величины среднего за многолетний период объема годового стока реки, т. е. $\beta_{мр} = 0,3 \div 0,5$.

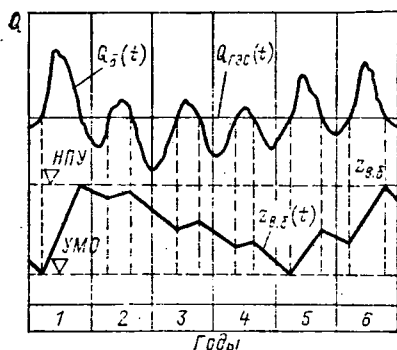


Рис. 10.23. Изменение уровня верхнего бьефа ГЭС при многолетнем регулировании.

На рис. 10.23 представлены общая схема многолетнего регулирования и график изменения уровня верхнего бьефа. Как видно из рисунка, период наполнения в зависимости от водности лет может быть различным. В начале регулирования водохранилище было заполнено в первый же год, а после сработки на это потребовалось два года (более маловодных, чем первый год).

Таким образом, при длительном регулировании уменьшается многолетняя и годовая неравномерность расхода, в то время как при краткосрочном регулировании неравномерность расхода за регулируемый период (сутки, неделя) резко возрастает.

Кроме описанных видов регулирования различают специальные виды регулирования, включая каскадное.

10.6. КАСКАДНОЕ И КОМПЛЕКСНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВОДНЫХ РЕСУРСОВ

Развитие гидроэнергетики СССР осуществляется главным образом за счет каскадного освоения водных ресурсов. В этих условиях гидроэнергетические ресурсы отдельных рек используются не одной гидроэлектростанцией, а несколькими, последовательно расположенными друг за другом. При этом в каскаде могут быть как плотинные, так и деривационные гидроэлектростанции.

Как показывает практика, каскадные схемы позволяют полнее и экономичнее использовать энергетический потенциал реки, поскольку они, в частности, уменьшают энергетические потери водотока. Энергоэкономическая эффективность каскада при проектировании определяется количеством ступеней и месторасположением каждого гидроузла, определяющего размеры водохранилища, напора, мощности и капитальных вложений. Особое значение при этом приобретают экологические аспекты. В числе наиболее крупных объединенных каскадов страны следует отметить Ангаро-Енисейский, в том числе завершаемая строительством Саяно-Шушенская ГЭС мощностью 6400 МВт и действующая Красноярская ГЭС 6000 МВт. Это уникальный каскад по своим энергоэкономическим показателям. Достаточно сказать, что себестоимость вырабатываемой электроэнергии на этих ГЭС составляет всего несколько сотых копейки. Вторым объединенным крупнейшим каскадом является Волжско-Камский.

Энергоэкономическая эффективность действующих каскадов при заданном естественном режиме речного стока определяется исключительно оптимальным распределением нагрузки между отдельными электростанциями системы и характером требований на воду со стороны других отраслей народного хозяйства, которые при этом должны выполнять отдельные ГЭС.

Кроме повышения энергетической эффективности каскадные схемы позволяют существенно повысить эффективность использования стока и другими отраслями народного хозяйства.

Использование водных ресурсов одновременно несколькими отраслями народного хозяйства называется комплексным. Комплексное использование обеспечивает от данного гидроузла больший экономический эффект, чем использование их какой-либо одной отраслью народного хозяйства.

Участники (компоненты) комплексного использования образуют водохозяйственный комплекс. Те из компонентов водохозяйственного комплекса, которые используют воду как вещество и изымают ее из данного водисточника, называются водопотребителями. Эта вода по истечении некоторого времени, иногда достаточно длительного, может вновь поступить в водооборот, но уже в другом створе или даже в другом бассейне. При этом многие водопотребители возвращают воду существенно худшего качества. Те же участники комплекса, которые полностью или почти полностью возвращают после использования воду того же качества (например, ГЭС) или совсем ее не изымают из водотока (например, водный транспорт), называются водопользователями.

Каждый вид водопользования предъявляет свои требования к качеству воды. Наиболее разнообразные требования, диктуемые технологическими процессами производства, предъявляет промышленность. Для некоторых технологических процессов к качеству воды предъявляются более высокие требования, чем к питьевой.

Поддержание должного уровня качества воды, используемой для хозяйственно- и культурно-бытовых нужд, обеспечивается «Правилами охраны поверхностных вод от загрязнения сточными водами», разработанными Министерством здравоохранения СССР. Эти правила являются обязательными для всех видов водопотребления, и выполнение их контролируется соответствующими службами Государственного санитарного надзора СССР.

10.7. ПРИЛИВНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Приливная энергия имеет некоторое преимущество перед энергией рек: она неизменна в годовом и многолетнем периодах, однако значительно изменяется в течение лунного месяца (29,53 сут) в зависимости от положения Луны и Солн-

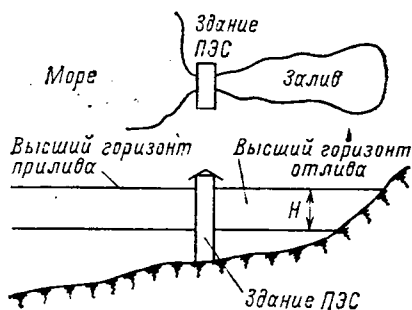


Рис. 10.24. Схема однобассейновой ПЭС двустороннего действия.

ца относительно данной точки Земли, определяющего амплитуду прилива. Затруднение в использовании энергии приливов вызывает также ее пульсирующий прерывный характер в течение суток и дороговизна строительства ПЭС.

Современные ПЭС используют как фазу прилива, так и отлива. Существуют схемы ПЭС с одним, двумя, тремя и более бассейнами и работой агрегатов только в одном или в обоих направлениях, т. е. при движении воды из моря в бассейн и из бассейна в море.

В настоящее время наибольшее распространение получили однобассейновые ПЭС двустороннего действия (рис. 10.24). Такие ПЭС обычно используют обратимые турбины, способные работать как в насосном, так и турбинном режимах.

В настоящее время наиболее крупной действующей ПЭС является Ранс (Франция) мощностью 240 МВт на побережье Ла-Манша с амплитудой прилива 8,4 м. В здании ПЭС установлено 24 обратимых горизонтальных капсульных агрегата мощностью по 10 МВт каждый.

В Советском Союзе на Кольском побережье сооружена опытная Кислогубская ПЭС мощностью 400 кВт. Ведутся проектные разработки Лумбовской ПЭС на Кольском полуострове, Беломорской ПЭС в устье р. Мезени, Пенжинской на побережье Охотского моря и ряд других. Проектная мощность таких ПЭС колеблется от нескольких сотен до нескольких тысяч мегаватт.

Глава одиннадцатая

**РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТЭС, АЭС И ГЭС
В ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ**

11.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Режимы работы ТЭС (в том числе и АЭС) и ГЭС определяются графиками электрических и тепловых нагрузок (суточными, недельными, сезонными и годовыми). Существенное влияние на режимы работы оказывают режимы работы ГЭС и межсистемные связи. Возможности и ограничения, накладываемые на работу АЭС и ГЭС, предопределяют работу части ТЭС на органическом топливе в переменных режимах. Переменный режим агрегатов ТЭС по их мощности представляется в следующих разновидностях: режимы разгрузки (РР) от максимума до технического минимума; остановочно-пусковые режимы (ОПР) и так называемые моторные режимы (МР).

Под моторным режимом подразумевают полную разгрузку по активной мощности турбогенератора и перевод его без отключения от внешней сети в моторный (двигательный режим) с потреблением некоторого количества электроэнергии от энергосистемы (или соседних работающих электрогенераторов). Для предупреждения перегрева проточной части турбины в нее подается некоторое количество пара низких параметров. Преимущество такого режима по сравнению с ОПР и РР заключается: в возможности в зависимости от графика

электронагрузок в кратчайшее время довести нагрузку до максимальной; в большей надежности работы турбины в результате более благоприятного температурного режима ее проточной части, а также в некоторой экономии расхода топлива, возможного в периоды ночных нагрузок электропотребления.

При сравнительной оценке экономичности тех или иных режимов разгрузки оборудования используются следующие энергетические характеристики турбогенераторов и их режимов работы:

1. Зависимость расхода пара D , т/ч, или топлива B , т/ч, от мощности агрегата в режиме разгрузки N

$$D_{PP} = D_{x,x} + r_d N; \quad (11.1)$$

$$B_{PP} = B_{x,x} + r_b N, \quad (11.2)$$

где $D_{x,x}$, $B_{x,x}$ — часовой расход пара или топлива при холостом ходе ($N=0$) агрегата; r_d , r_b — относительные приросты в расходе пара или топлива на 1 кВт прироста мощности.

2. Расход топлива при останове и пуске до номинальной мощности агрегата (ОПР) $\Delta B_{OПР}$.

3. Расход топлива B_{MP} , т, для поддержания моторного режима (МР)

$$B_{MP} = \Delta B_{MP} + \beta_{MP} \tau, \quad (11.3)$$

где $\Delta B_{MP} < \Delta B_{OПР}$ из-за меньшего времени

нагружения агрегата в МР по сравнению с ОПР; β_{MP} — часовой расход топлива на поддержание МР, т/ч; τ — время нахождения агрегата в МР; β_{MP} учитывает технологические затраты топлива на поддержание МР, а именно расход топлива на производство пара, охлаждающего проточную часть турбины и ее уплотнения, а также на электроэнергию, затрачиваемую

на вращение турбогенератора и механизмы собственных нужд.

Атомные электрические станции работают в базовой части графика нагрузки, так как их маневренные характеристики не позволяют использовать АЭС для регулирования мощности энергосистемы.

Режим работы ГЭС в энергосистеме, если на него не накладываются никакие ограничения, при заданном составе ее генерирующих агрегатов и графике нагрузки энергосистемы, определяется прежде всего водностью рассматриваемого периода и условиями достижения в системе наилучших энергоэкономических показателей. Рассмотрим основные случаи участия ГЭС в энергобалансе системы.

ГЭС без регулирования. Гидроэлектростанции, водохранилища которых в силу своей незначительности не позволяют осуществлять какое-либо регулирование, работают в режиме водотока (при $z_{в.б} = \text{НПУ} = \text{const}$). Мощности подобных ГЭС в любой момент времени определяются значениями бытовых расходов. Такие ГЭС должны работать в базисной (т. е. нижней) части суточного графика нагрузки (рис. 11.1), так как при работе той же мощностью в пиковой (верхней) части неизбежно возникают холостые сбросы излишков воды, а следовательно, и неоправ-

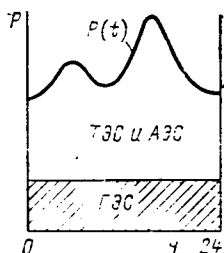


Рис. 11.1. Работа ГЭС без регулирования в базисной части графика нагрузки.

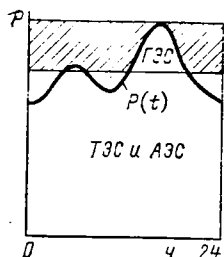


Рис. 11.2. Работа ГЭС без регулирования в пиковой части графика нагрузки.

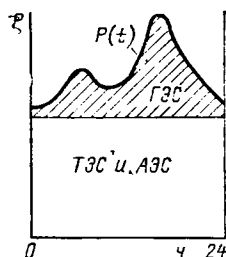


Рис. 11.3. Работа ГЭС с водохранилищем суточного регулирования.

данные потери энергии. Количество теряемой энергии в этом случае определяется заштрихованной площадью графика нагрузки на рис. 11.2.

Холостой сброс воды может, очевидно, наблюдаться и в том случае, когда ночные провалы графика нагрузки системы требуют кратковременного останова блочных тепловых агрегатов. В этом случае расход топлива на маневрирование такими агрегатами, не говоря о неизбежном снижении надежности их, может оказаться больше расхода, который получился бы, если вместо тепловых агрегатов остановить на эквивалентную мощность агрегаты нерегулируемой ГЭС.

При отсутствии регулирования рабочая мощность ГЭС при $Q_6 = \text{const}$ и базовом режиме работы в течение суток является постоянной. Однако она не может быть одинаковой для всех суток, так как бытовые расходы в реке меняются.

ГЭС с суточным регулированием целесообразно размещать в пиковой части графика нагрузки системы (рис. 11.3). В этом случае ТЭС и АЭС получают возможность работать с более или менее равномерной нагрузкой, т. е. с лучшими технико-экономическими показателями и более надежно.

Суточное регулирование позволяет получать определенное увеличение мощности ГЭС по сравнению с нерегулируемыми ГЭС. При работе в энергосистеме от ГЭС обычно требуют не только выдачи максимально возможной пиковой мощности, но и одновременного обеспечения работы системы с наилучшими технико-экономическими показателями, что в общем случае равносильно минимуму эксплуатационных (топливных) издержек.

Для нерегулируемой ГЭС эти требования не противоречат друг другу, так как такая ГЭС работает в базисной части графика нагрузки. Для ГЭС с неограниченным суточным регулированием место в суточном графике нагрузки будет определяться условием полного использования суточной приточности воды и наибольшей возможной рабочей мощностью ГЭС во время прохождения пика нагрузки.

При бытовом расходе, равном или большем максимальной пропускной способ-

ности турбин ГЭС, ее место будет в базисной части графика нагрузки, иначе возникнут неоправданные потери энергии из-за сбросов излишков воды.

Если ГЭС, обладая возможностью суточного регулирования, может, кроме того, вести и длительное регулирование, то ее работа в базисной части графика нагрузки может иметь место лишь в периоды половодий. Во все остальное время наимыгоднейший режим будет определяться не только бытовым расходом, но и составом генерирующего оборудования системы, ее графиком нагрузки, относительным объемом водохранилища и сезонными ограничениями, которые выдвигают неэнергетические участники комплекса. Этот режим будет соответствовать определенной зоне работы ГЭС в суточном графике нагрузки, которая совсем не обязательно должна быть самой пиковой.

Высокие мобильные качества гидро-турбин позволяют использовать гидроэлектростанции, имеющие возможность вести суточное регулирование для выполнения функции нагрузочного резерва. Вместе с тем отсутствие достаточной емкости водохранилища суточного регулирования не позволяет возлагать на ГЭС другие виды резервов, в частности аварийный и ремонтный.

ГЭС с годичным (сезонным) регулированием. Для такой ГЭС, как это следует из § 10.5, в общем случае характерны следующие периоды: сработка водохранилища, наполнение и сброс излишков воды (рис. 10.22,б).

Во время сработки водохранилища ГЭС годичного регулирования, так же как и ГЭС суточного регулирования, обычно располагается в верхней части графика нагрузки и осуществляет суточное регулирование. Это особенно относится к тем системам, которые испытывают дефицит пиковой мощности. Вместе с тем в зависимости от бытовой приточности и имеющихся запасов воды в водохранилище зона работы ГЭС может опускаться вниз и определяться требованиями достижения того или другого экономического критерия (см. § 11.4).

Во время наполнения водохранилища место ГЭС в графике нагрузки системы определяется относительным объемом водохранилища и может быть как в верхней, так и в нижней части графика нагрузки. Чем меньше полезный объем водохранилища по отношению к стоку половодья, тем больший расход воды может быть пропущен через турбину, а следовательно, большую мощность она может выдать и в пределах может работать полной установленной мощностью в базисе графика нагрузки. Наоборот, чем больше объем водохранилища, тем в общем случае больший расход приточности должна отдавать ГЭС на заполнение водохранилища и тем с меньшей мощностью (или меньшим временем) она сможет работать.

Если после заполнения водохранилища бытовой расход будет больше максимальной пропускной способности турбин ГЭС

$Q_{\text{ГЭС}}^{\text{макс}}$, то излишки воды должны неизбежно сбрасываться через холостые водосбросы. В этом случае наступит третий период — период холостого сброса, в течение которого во избежание неоправданной потери энергии гидроэлектростанция работает с наибольшей возможной мощностью и в связи с этим располагается в базисной части графика нагрузки. Таким образом, ГЭС с водохранилищем годичного регулирования работает в этом случае так же, как ГЭС без регулирования.

На рис. 11.4 представлен типичный случай участия ГЭС годичного регулирования в покрытии графика нагрузки энергосистемы в гидрологических условиях, близких к расчетным.

ГЭС с многолетним регулированием. Такая ГЭС может одновременно вести годичное и суточное регулирование. Поэтому в общем случае она должна занимать самое верхнее положение в графике нагрузки системы (рис. 11.5). Только в те многоводные годы, когда многолетняя часть объема водохранилища заполнена, ГЭС многолетнего регулирования может в соответствии с используемым критерием оптимальности опускаться в базисную часть графика нагрузки. В этих условиях она работает так, как работает ГЭС годичного регулирования. Если же многоводный год наступает при сработанном многолетнем объеме водохранилища, то избыточный против рас-

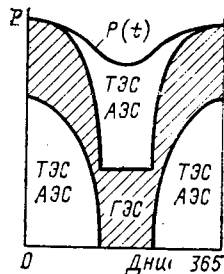


Рис. 11.4. ГЭС годичного регулирования в годовом графике нагрузки энергосистемы.

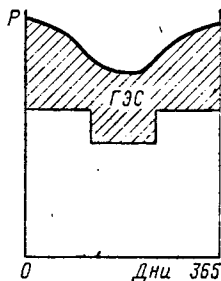


Рис. 11.5. ГЭС многолетнего регулирования в годовом графике нагрузки системы.

четного приток должен в первую очередь идти на заполнение водохранилища, а не на увеличение мощности ГЭС.

Большим достоинством ГЭС с многолетним регулированием является то обстоятельство, что водохранилище при этом позволяет сосредоточить на ГЭС все виды резервов, начиная от нагрузочного и кончая народнохозяйственным.

11.2. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ АГРЕГАТАМИ И ЭНЕРГОБЛОКАМИ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Рациональное распределение нагрузки между агрегатами и энергоблоками тепловых электростанций решается на основе использования энергетических характеристик оборудования. Данные характеристики устанавливают зависимость расхода энергии, теплоты, топлива на агрегат от его нагрузки (тепловой, электрической).

Результат решения существенно зависит от вида энергетической характеристики. При определенном виде энергетической характеристики (упрощающем реальную характеристику) возможно решение, формулируемое обычно как «метод относительных (удельных) приростов». Предварительно выбирают состав работающих агрегатов, между которыми надлежит распределить заданную нагрузку.

Примем, что энергетическая характеристика выражается функцией, которая, как и ее производная, возрастает непрерывно с увеличением нагрузки, иначе говоря, характеристика изображается кривой, обращенной выпуклостью вниз (рис. 11.6).

Расход энергии (теплоты) Q_i на каждый из z работающих агрегатов, участвующих в производстве заданной общей мощности N_c , выражается функцией мощности агрегата N_i :

$$Q_i = f(N_i),$$

где $i=1, 2, 3, \dots, z$ — номер агрегата, или

$$Q_1 = f_1(N_1); Q_2 = f_2(N_2); \dots;$$

$$Q_z = f_z(N_z). \quad (11.4)$$

Требуется определить минимум общего расхода энергии (теплоты)

$$Q_c = \sum_{i=1}^z Q_i = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_z \quad (11.5)$$

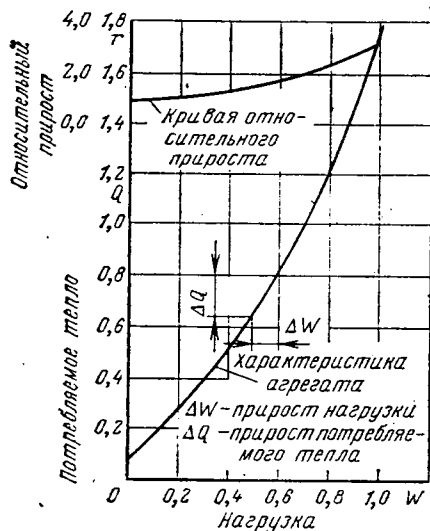


Рис. 11.6. Теоретическая энергетическая характеристика агрегата.

при условии, что задана общая нагрузка

$$N_c = \sum_{i=1}^z N_i = N_1 + N_2 + \dots + N_z, \quad (11.6)$$

т. е. решить задачу условного экстремума, например, методом Лагранжа.

Экстремальная функция

$$F = Q_c = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_z,$$

вспомогательная дополнительная функция

$$\Phi = N_c - N_1 - N_2 - \dots - N_z = 0,$$

условная функция Лагранжа

$$\Phi = F + \lambda \Phi,$$

где λ — неопределенный множитель, исключаемый в процессе решения задачи.

Частные производные функции Φ по независимым переменным N_i приравняем нулю:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial N_1} = \frac{\partial Q_1}{\partial N_1} - \lambda = 0;$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial N_2} = \frac{\partial Q_2}{\partial N_2} - \lambda = 0;$$

$$\dots \dots \dots$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial N_z} = \frac{\partial Q_z}{\partial N_z} - \lambda = 0.$$

Из этой системы равенств находим

$$\frac{\partial Q_1}{\partial N_1} = \frac{\partial Q_2}{\partial N_2} = \dots = \frac{\partial Q_z}{\partial N_z},$$

или

$$r_1 = r_2 = \dots = r_z, \quad (11.7)$$

где величины $r_i = \frac{\partial Q_i}{\partial N_i}$, т. е. $r_1, r_2, \dots$

$\dots, r_z$ — относительные (удельные) приросты расхода энергии (теплоты).

Итак, в теоретическом случае экономичное распределение нагрузки, отвечающее минимуму затраты энергии (теплоты), получаем при условии равенства относительных (удельных) приростов расхода энергии (теплоты).

Этим методом удобно пользоваться в табличной или графической форме. Во всем интервале возможных изменений величин r^I (где l — текущий индекс) различных агрегатов (энергоблоков) от r^0 до r^n выбирается ряд значений $r^I, r^{II}, \dots, r^{n-1}$ и определяется соответствующие этим значениям r^I мощность отдельных агрегатов $N^0_1, N^I_1, \dots, N^n_1$; $N^0_2, N^I_2, \dots, N^n_2$ и суммарная их мощность

$$N^0_c = \sum_{i=1}^{l=z} N^0_i; N^I_c = \sum_{i=1}^{i=z} N^I_i \text{ и т. д.}$$

(табл. 11.1).

Таблица 11.1. Форма записи нагрузок при их распределении между параллельно работающими агрегатами

Величина	Численные значения				
	r^0	r^I	r^{II}	...	r^n
w^I_1	w^0_1	w^I_1	w^{II}_1	...	w^n_1
w^I_2	w^0_2	w^I_2	w^{II}_2	...	w^n_2
...	...	...	...	...	...
w^I_z	w^0_z	w^I_z	w^{II}_z	...	w^n_z
w^I_c	w^0_c	w^I_c	w^{II}_c	...	w^n_c

Пользуются такой таблицей в порядке, обратном ее составлению, а именно исходя из заданной общей нагрузки N^I_c , определяют непосредственно из таблицы соответствующие нагрузки отдельных агрегатов $N^I_1, N^I_2, \dots, N^I_z$.

При необходимости интерполируют значения соответствующих величин. Вместо таблиц можно построить графические зависимости r от N и вести распределение нагрузки по графикам.

Применимость рассмотренного метода в случае характеристик с возрастающими значениями расхода и относительного прироста (рис. 11.6) можно проиллюстрировать следующим образом.

Допустим, что в частном случае два одинаковых агрегата, имеющих характеристику указанного рода, нагружены одинаково. Изменим их нагрузки, сохраняя общую нагрузку неизменной, так что мощ-

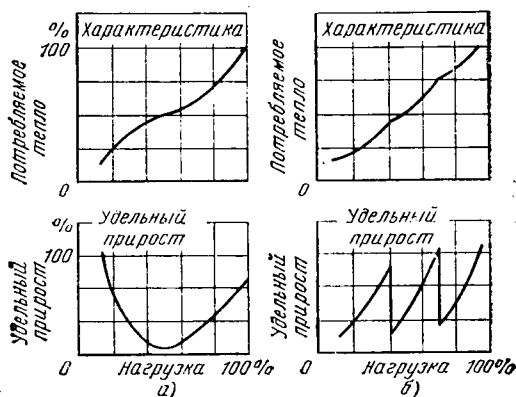


Рис. 11.7. Зависимость удельного прироста от вида расходной характеристики.

а — с перегибом; б — с изломом.

ность одного агрегата возрастет на ΔN_1 , а второго — уменьшится на $\Delta N_2 = \Delta N_1$.

Расход теплоты на первый агрегат возрастет на величину ΔQ_1 большую, чем уменьшение расхода теплоты на второй агрегат ΔQ_2 (так как величина r агрегатов возрастает с увеличением нагрузки), и общий расход теплоты на оба агрегата возрастет на $\Delta Q_c = \Delta Q_1 - \Delta Q_2$. Следовательно, такие агрегаты целесообразно загружать одинаково.

В случае характеристики с уменьшающимся относительным приростом (характеристика обращена выпуклостью вверх) целесообразно суммарную нагрузку передать на один из двух одинаковых агрегатов, а второй соответственно разгрузить, так как дополнительный расход теплоты на первый агрегат меньше, чем уменьшение расхода теплоты на второй агрегат; общий расход теплоты при этом снижается.

В случае прямолинейной наклонной характеристики общий расход теплоты на два одинаковых агрегата постоянно независим от распределения нагрузки между ними, так как увеличение расхода теплоты на один агрегат компенсируется уменьшением расхода теплоты на второй (относительный прирост постоянный в данной области нагрузок).

В действительности характеристики имеют более сложный вид кривых иногда с перегибом или изломом; таким характеристикам соответствуют резко переменные значения относительного прироста (рис. 11.7, а, б), и решать задачу оптимального распределения нагрузки между агрегатами и электростанциями приходится с применением ЭВМ (см. § 11.4).

При распределении нагрузок между агрегатами и энергоблоками следует пользоваться расходными характеристиками нетто, в которых по оси абсцисс откладывают не выработку мощности N , а отпуск ее $N_0 = N - N_{c.л.}$, где $N_{c.л.}$ — собственный расход мощности. Таким образом, опреде-

ленным значениям расхода теплоты в этой характеристике соответствуют меньшие значения полезной мощности (рис. 11.8).

Используют также понятие относительного (удельного) прироста потери энергии, а именно

$$r_{\text{пот}} = \frac{\partial Q_{\text{пот}}}{\partial N} = \frac{\partial (Q - N)}{\partial N} = r - 1, \quad (11.8)$$

где потери $Q_{\text{пот}}$ равны разности затрачиваемой Q и производимой N энергии, $Q_{\text{пот}} = Q - N$.

Таким образом, прирост потерь равен превышению прироста расхода над единицей. Обе величины r и $r_{\text{пот}}$ связаны между собой однозначно.

При использовании величины $r_{\text{пот}}$ вместо r несколько снижается относительная погрешность решения задачи распределения нагрузки.

В случае распределения нагрузки между энергоблоками и отдельными электростанциями требуется знать и энергетическую характеристику котла. Исходным для ее получения может стать значение КПД котла, полученное расчетом или по данным испытаний. Расход теплоты на котел равен

$$Q_c = \frac{Q_{\text{ка}}}{\eta_{\text{ка}}}, \quad (11.9)$$

где $Q_{\text{ка}}$ — тепловая нагрузка котла.

Тогда $\eta_{\text{ка}} = \frac{dQ_c}{dQ_{\text{ка}}}$ и с учетом (11.9)

$$\begin{aligned} r_{\text{к.а}} &= \frac{d\left(\frac{Q_{\text{к.а}}}{\eta_{\text{к.а}}}\right)}{dQ_{\text{к.а}}} = \frac{1}{\eta_{\text{к.а}}^2} \left(\eta_{\text{к.а}} - Q_{\text{к.а}} \frac{\partial \eta_{\text{к.а}}}{\partial Q_{\text{к.а}}} \right) = \\ &= \frac{1}{\eta_{\text{к.а}}} \left(1 - \frac{Q_{\text{к.а}}}{\eta_{\text{к.а}}} \frac{d\eta_{\text{к.а}}}{dQ_{\text{к.а}}} \right). \end{aligned} \quad (11.10)$$

Таким образом, изменение значения $r_{\text{ка}}$ с нагрузкой зависит от вида кривой $\eta_{\text{ка}} = f(Q_{\text{ка}})$. В частности, при максимальном

значении $\eta_{\text{ка}} = \eta_{\text{ка}}^{\text{макс}}$ производная $\frac{d\eta_{\text{ка}}}{dQ_{\text{ка}}} = 0$ и

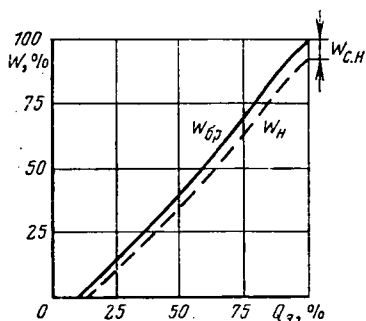


Рис. 11.8. Энергетические характеристики брутто и нетто.

$r_{\text{ка}} = \frac{1}{\eta_{\text{ка}}^{\text{макс}}}$. Применяя численное дифферен-

цирование величин $\eta_{\text{ка}}$ по $Q_{\text{ка}}$, можно построить график изменения значений $r_{\text{ка}}$ в зависимости от $Q_{\text{ка}}$ при данном изменении $\eta_{\text{ка}}$.

Относительный прирост r_c расхода теплоты на энергоблок, включающий турбоагрегат, котел и вспомогательные установки, равен:

$$r_c = \frac{\partial Q_c}{\partial N_0},$$

где Q_c — расход теплоты на энергоблок, а N_0 — полезная мощность.

Относительные приросты элементов энергоблока:

котел $r_{\text{ка}} = dQ_c/dQ_{\text{ка}}$;

турбоустановки $r_{\text{ту}} = dQ_{\text{ту}}/dN$;

электрического собственного расхода

$r_{\text{с.н}}^{\text{э}} = \frac{\partial N_{\text{с.н}}}{\partial N_0}$; теплового (парового) соб-

ственного расхода $r_{\text{с.н}}^{\text{п}} = \frac{\partial Q_{\text{с.н}}^{\text{п}}}{dQ_{\text{ка}}}$, где соб-

ственные расходы энергии составляют:

электрической $N_{\text{с.н}} = N - N_0$; тепловой $Q_{\text{с.н}}^{\text{п}} = Q_{\text{ка}} - Q_{\text{ту}}$; N — выработка мощности.

Величину r_c в зависимости от относительных приростов отдельных элементов энергоблока представим как

$$r_c = \frac{dQ_c}{dQ_{\text{ка}}} \frac{dQ_{\text{ту}}}{dN} \frac{d(N_0 + N_{\text{с.н}})}{dN_0} \frac{dQ_{\text{ка}}}{d(Q_{\text{ка}} - Q_{\text{с.н}}^{\text{п}})},$$

или

$$r_c = r_{\text{ка}} r_{\text{ту}} \frac{1 + r_{\text{с.н}}^{\text{э}}}{1 - r_{\text{с.н}}^{\text{п}}}. \quad (11.11)$$

Без учета собственного расхода $r_{\text{с.н}}^{\text{э}}$ и $r_{\text{с.н}}^{\text{п}}$ относительный прирост расхода теплоты энергоблока

$$r_c \approx r_{\text{ка}} r_{\text{ту}}, \quad (11.12)$$

т. е. равен произведению величин относительного прироста расхода теплоты котла и турбоустановки.

11.3. ПОКРЫТИЕ ПИКОВ НАГРУЗКИ

Режим электропотребления характеризуется суточными, недельными и годовыми графиками нагрузки. Все эти графики для большинства современных энергетических систем отличаются значительной неравномерностью.

Суточные графики нагрузки большинства энергосистем имеют характерную особенность — значительную и непрерывно возрастающую интенсивность подъема нагрузки в процессе формирования

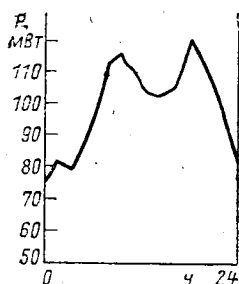


Рис. 11.9. Зимний суточный график нагрузки объединенной энергосистемы.

утреннего и вечернего пиков. Так, скорость среднечасового подъема нагрузки в утренние предпиковые часы в некоторых системах европейской части СССР составляет 10—15% максимума, возрастая в отдельные моменты в 2—3 раза. Вечерний пик нагрузки по своей продолжительности уступает утреннему, однако по скорости формирования мало отличается от него, а по величине обычно превосходит, достигая нередко в рабочие дни 25% максимума. Сказанное иллюстрирует рис. 11.9, на котором представлен типичный график нагрузки нескольких энергообъединений за зимние сутки.

Определенная неравномерность свойственна также недельным и годовым графикам нагрузки. Следствием ее является необходимость массового останова блочных агрегатов в выходные и праздничные дни и соответствующего пуска их в ночь на ближайший рабочий день, понижение нагрузки ГЭС в маловодные периоды и годы.

Для покрытия неравномерных графиков нагрузки предъявляются повышенные требования к маневренности энергетического оборудования.

Решение проблемы пиков нагрузки возможно осуществить за счет увеличения маневренных возможностей энергосистемы или путем уменьшения неравномерности графика нагрузки. Возможно и сочетание этих путей.

Основной трудностью повышения маневренности оборудования

энергосистем в настоящее время является то обстоятельство, что большинство из них развивается главным образом за счет ввода высокоэкономичных блочных агрегатов единичной мощностью 300, 500, 800 МВт и более, работающих на паре сверхкритических параметров.

Опыт эксплуатации показывает, что работа агрегатов в режиме частых циклических колебаний температурных и механических напряжений повышает аварийность и снижает срок службы агрегатов. Кроме того, работа в переменном с частыми пусками и остановами режиме любого теплоагрегата, а блочного в особенности, снижает его экономический показатель. Так, считается, что в среднем расход топлива на пуск блочных агрегатов составляет на каждый 1 ч простоя 2,5—3% часового расхода при полной нагрузке. Кроме того, так как режим вполне установившихся физических процессов наступает только через 2—3 сут после пуска и набора нагрузки, то при ежесуточных остановках такой агрегат всегда будет работать в нестационарном режиме, т. е. в экономически невыгодном режиме с большим удельным расходом топлива.

Все это в определенной мере свойственно и АЭС на тепловых нейтронах, теоретически обладающих эксплуатационной маневренностью в диапазоне 70—100% номинальной мощностью, а практически не допускающих нестационарных режимов. Что же касается АЭС на быстрых нейтронах, то использовать их в переменном режиме по условиям надежности и экономичности недопустимо.

В некоторых энергосистемах в настоящее время покрытие пиков нагрузки частично осуществляется проведением ряда мероприятий по приспособлению старых малоэкономичных ТЭС (с низкими и средними параметрами пара) для работы в переменном режиме. Однако такой способ не перспективен, так как с развитием энергосистем за

счет строительства базовых ТЭС и АЭС доля малоэкономичных ТЭС с поперечными связями по пару будет непрерывно снижаться. Количество их также будет уменьшаться.

За рубежом широкое развитие получили специальные маневренные установки для покрытия пиков нагрузки. В первую очередь это газотурбинные и парогазовые установки, в том числе и отработавшие и новые авиадвигатели (см. гл. 7), а также специально созданные мощные (до 500 МВт) маневренные паротурбинные установки, представляющие собой блоки с котлом на докритические параметры, с упрощенной схемой регенеративного подогрева питательной воды, имеющие более низкие КПД по производству электроэнергии, но зато более дешевые и надежные при работе с переменной нагрузкой и частыми остановами.

Маневренные качества ГЭС, обладающие возможностью суточного регулирования, бесспорны, однако доля таких ГЭС по мере истощения гидроэнергетических ресурсов будет непрерывно падать.

В связи с ростом неравномерности графиков нагрузки систем гидроэлектростанции все более смещаются в пиковую зону. Это влечет за собой снижение числа часов использования установленной мощности.

В СССР отмечается стремление к расширению действующих ГЭС, что также приводит к снижению часов использования. Увеличение установленной мощности в этом случае оправдывается возрастанием использования водотока: в межень ГЭС максимально участвует в снятии пиков, а в паводок увеличивается выработка электроэнергии. Кроме того, развитие мощностных функций ГЭС позволяет расширить ряд других ее режимных функций, в числе которых следует отметить прежде всего использование пиковой мощности в качестве дополнительного оперативного (частотного и аварийного) резерва системы (подхвата нагрузки).

На маневренность энергосистем, кроме структуры ее генерирующих источников, значительное влияние может оказать состояние энергетических связей как между отдельными энергоузлами, так и между отдельными энергосистемами. Недостаточно развитые связи ограничивают возможность «переток в а и м о п о м о щ и» и снижают маневренность энергосистем.

Наиболее известными и используемыми пиковыми электростанциями являются ГАЭС, пиковые паротурбинные, газотурбинные, парогазотурбинные и дизельные установки. Основным достоинством их, кроме высокой маневренности, является низкая стоимость установленного 1 кВт.

Пиковые электростанции для того, чтобы успешно способствовать снятию пиков нагрузки, должны обладать рядом качеств. К числу их следует отнести высокую устойчивость рабочих и нерабочих состояний оборудования, быстрое и эксплуатационно надежное прохождение переходных процессов, высокую степень автоматизации всех производственных процессов, и, наконец, такие электростанции должны обладать достаточно мощными агрегатами с тем, чтобы не ухудшать структуру всего энергетического хозяйства системы и не снижать эффективности использования топлива.

Все перечисленные выше пиковые электростанции в той или иной мере этими качествами обладают, хотя некоторые из них (например, газотурбинные) требуют использования дорогого и дефицитного топлива.

Трудность и специфичность прохождения ночного провала нагрузки для большинства энергосистем заключается в том, что в ночное время в интервале, обычно не превышающем 6 ч, суммарная величина технического минимума блочных агрегатов КЭС, АЭС и электрической нагрузки ТЭЦ по тепловому режиму нередко превосходит величину ночной нагрузки энергосистем,

а полный останов на это время необходимого количества блоков крайне затруднителен, так как время, требуемое для останова и пуска их, часто превышает длительность самого провала. Такое положение особенно резко проявляется зимой, так как в дневное время суток при прохождении максимума нагрузки требуется наибольшая мощность, а следовательно, во время ночного провала будет наблюдаться наибольшая суммарная величина минимально возможной нагрузки ТЭС.

Для того чтобы облегчить условия прохождения ночного провала нагрузки, необходимо либо снижать технический минимум нагрузки теплового оборудования КЭС и электрическую нагрузку ТЭЦ, либо повышать на это время полезную нагрузку системы. К первому пути в ряде систем прибегают при работе ТЭЦ с редуцированием пара для потребителей теплоты. При некотором снижении экономичности это позволяет снижать ночную электрическую нагрузку ТЭЦ. Для увеличения регулировочных возможностей ТЭЦ по электрической нагрузке иногда прибегают к снабжению тепловых потребителей паром через РОУ или от резервных пиковых котлов.

Второй путь преследует уменьшение пиковости самого графика нагрузки системы. С этой целью используется как подключение к системе в период ночного провала нагрузки специальных потребителей ее (например, карбидных печей), так и введение дифференцированного тарифа на электроэнергию, стимулирующего большее потребление энергии в ночные часы. Большое значение имеют перетоки взаимопомощи, направляемые в системы, где из-за различия часовых поясов появляется повышенный спрос на электроэнергию, а также декретированный сезонный перевод времени на ± 1 ч.

Многоставочные тарифы и, в частности, двойные, при которых ноч-

ная электроэнергия имеет одни цены, а дневная и вечерняя — другие (более высокие), довольно широко используются за границей, однако хотя эффективность такой меры и достаточно заметна, тем не менее в большинстве случаев ее недостаточно для того, чтобы существенно облегчить проблему пиков.

Наиболее эффективным способом выравнивания графика нагрузки следует признать аккумулялирование энергии в периоды минимума нагрузки и отдачу накопленной энергии в периоды повышенного спроса на нее, т. е. подключение к системе потребителей-регуляторов. Наиболее перспективным в этом плане является гидроаккумулялирование.

Главнейшие функции, выполняемые ГАЭС в системе, могут быть сведены к следующим:

1) ГАЭС, работая обычно в двухтактном режиме и выполняя роль потребителя-регулятора, повышают коэффициент использования мощности ТЭС и обеспечивают более равномерный режим их работы, что в свою очередь ведет к повышению экономичности и надежности работы теплового оборудования. В тех случаях, когда заряд ГАЭС производится при сравнительно низких удельных расходах топлива (догрузка агрегатов КЭС, ТЭЦ, а в перспективе и АЭС в часы ночного провала нагрузки), участие ГАЭС в балансе мощности системы может привести даже к экономии топлива.

2) Высокая маневренность оборудования ГАЭС (скорость набора нагрузки для агрегатов ГАЭС в турбинном режиме обычно оценивается величиной 25% и более от их мощности в минуту против 8%, допускаемых для пиковых ТЭС) позволяет использовать их в оперативном многократном подхвате нагрузки. Единственным ограничением здесь может быть лишь необходимость сохранения требуемого объема воды в верхнем водохранилище для запланированного уча-

ствия ГАЭС в покрытии пика нагрузки системы.

3) Наличие у ГАЭС значительного регулировочного диапазона нагрузки (с учетом обоих циклов) и аккумулирующего бассейна позволяет очень эффективно использовать их в качестве первоочередного (мгновенного) аварийного резерва системы.

4) Агрегаты ГАЭС без каких-либо серьезных дополнительных мероприятий могут быть использованы в режиме синхронного компенсатора для выработки реактивной мощности и энергии. Эту функцию ГАЭС могут выполнять как при работе их агрегатов в компенсаторном режиме на холостом ходу (в некоторые утренние и дневные часы), так и в процессе заряда и разряда при перевозбуждении электромашин с отдачей реактивной мощности, достигающей до $3/4$ активной. Функцию генерирования реактивной энергии ГАЭС наиболее эффективно несет в том случае, если она размещается вблизи центра потребления нагрузки, при этом экономически целесообразно снизить или отказаться от установки специальных синхронных компенсаторов или статических конденсаторов.

5) В некоторых случаях ГАЭС для заряда могут успешно использовать избыточную сезонную энергию незарегулированных ГЭС и «сбросной» газ при отсутствии или неполном регулировании газопотребления.

6) Строительство ГАЭС при существующих ГЭС (смешанные установки ГЭС—ГАЭС, использующие как естественные расходы воды в реке, так и насосную подкачку) может значительно повысить мощность и регулирующие возможности последних. Такие же результаты могут быть получены, если ГЭС—ГАЭС сооружать за счет установки на ГЭС обратимого оборудования.

7) ГАЭС могут эффективно выступать в качестве компонента

водохозяйственного комплекса, особенно в том случае, когда строительство ГЭС экономически не оправдывается из-за недостатка естественной приточности или использования ее для неэнергетических целей.

Как аккумуляторы энергии с аналогичным с ГАЭС использованием в системе, заслуживает внимания воздушно-аккумулирующая газотурбинная установка (ВАГТУ). В такой установке в подземном резервуаре под давлением аккумулируется воздух. При необходимости запуска в работу ГТУ (пик нагрузки) воздух подается в ее камеру сгорания для сжигания топлива. В часы провала нагрузки включается компрессор, который, восполняя израсходованный в подземном резервуаре воздух, одновременно создает дополнительную нагрузку системы. Однако у такого аккумулятора энергии есть существенный недостаток — он требует затраты и соответствующего транспортирования ныне дефицитного жидкого или газообразного топлива.

11.4. ОСНОВЫ ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ ТЭС И ГЭС

Определение состава и режима работы турбоагрегатов ТЭС по заданному графику электро- и тепловых нагрузок может быть произведено по снижению перерасхода топлива при сравнительном анализе их работы на основе энергетических характеристик. Сравнение производится для периодов провала нагрузок при принятом составе оборудования в период максимальной нагрузки.

Задачей выбора является определение целесообразного сочетания агрегатов, переводимых в различные режимы работы: в режим останова и последующего пуска (ОПР), моторный режим (МР), разгрузочный режим до допустимой минимальной мощности (РР), режим частичной разгрузки (РЧР) и режим работы с номинальной мощностью.

Необходимо определить такой состав и режимы работы агрегатов, которые обеспечивают минимум расхода топлива в системе (или на ТЭС) за период провала нагрузки

$$\min B = \min \left(\sum_{i=1}^{i=l} B_i + \sum_{j=1}^{j=n} B_j \right), \quad (11.13)$$

где $\sum_{i=1}^{i=l} B_i$ — суммарный расход топлива базисных агрегатов в период провала нагрузки; $\sum_{j=1}^{j=n} B_j$ — суммарный расход топлива маневренных (n) агрегатов за период провала нагрузки, т. е. агрегатов, находящихся в РР, МР или ОПР.

Решение данной задачи сводится к разработке расчетных выражений, определяющих зависимость сравнительной эффективности работы агрегатов в различных режимах (в РР, МР, ОПР) от исходных параметров, и созданию расчетных схем и алгоритмов для выбора оптимальных режимов работы агрегатов при прохождении суточного провала нагрузок.

Эти расчетные выражения могут быть получены на основании сравнения затрат топлива при работе агрегатов в различных режимах с учетом перерасхода топлива из-за изменения заполнения графика продолжительности нагрузок при работе в РР по сравнению с МР или ОПР.

Принимая ОПР за эталонный режим, критерием оценки выгодности перевода k -го агрегата в РР в моменты провала нагрузок определяют величину относительной экономии топлива $\Delta B_{(PP-OPI)}^{(k)}$ при работе в РР k -го агрегата по сравнению с ОПР.

Из условия $\Delta B_{(PP-OPI)}^{(k)} \leq 0$ определяется выражение, описывающее область эффективной работы k -го агрегата в РР по сравнению с ОПР:

$$\tau_{prk}(PP-OPI) \geq \tau_{prk}^{прд}(PP-OPI) = \frac{\Delta B_k(OPI-PP) + p_{k \min} \frac{1}{V} \sum_{j=1}^{k-1} p_{jпер} \Delta r_{j0}}{p_{k \min} \Delta r_{k0} + B_{x.x k}}, \quad (11.14)$$

$$\Delta B_k(OPI-PP) = \Delta B_k(OPI) - \Delta B_{k(PP)}^{пост}, \quad (11.14a)$$

где $\tau_{prk}(PP-OPI)$ — действительный интервал времени провала для k -го агрегата; $\Delta B_k(OPI)$ — затраты топлива при ОПР для k -го агрегата;

$\Delta B_{k(PP)}^{пост}$ — постоянная составляющая затрат топлива при РР для k -го агрегата; $p_{k \min}$ — допустимая минимальная мощность k -го агрегата; $1/V$ — приведенная скорость изменения нагрузки, $\frac{1}{V} = \frac{1}{V_c} + \frac{1}{V_n}$; V_c — абсолютная скорость спада нагрузки; V_n — абсолютная скорость подъема нагрузки;

$\Delta r_{k0} = r_k - r_0$; $\Delta r_{j0} = r_j - r_0$, r_k , r_j , r_0 — соответственно значения относительных приростов расхода топлива k -го, j -го и базовых агрегатов; $B_{x.x k}$ — часовой расход топлива на холостой ход k -го агрегата; $\tau_{prk}^{прд}(PP-OPI)$ — предельно допустимый интервал времени эффективной (целесообразной) работы k -го агрегата в РР по сравнению с ОПР.

Аналогичным образом, область эффективной работы k -го агрегата в РР по сравнению с МР определяется выражением

$$\tau_{prk}(PP-MP) \geq \tau_{prk}^{прд}(PP-MP) = \frac{\Delta B_k(MP-PP) + p_{k \min} \frac{1}{V} \sum_{j=1}^{k-1} p_{jпер} \Delta r_{j0}}{p_{k \min} \Delta r_{k0} + (B_{x.x k} - \beta_k(MP))}, \quad (11.15)$$

где

$$\Delta B_k(MP-PP) = \Delta B_k^{пост}(MP) - \Delta B_k^{пост}(PP).$$

При сравнении МР и ОПР:

$$\tau_{prk}(MP-OPI) \geq \frac{\Delta B_k(OPI-MP)}{\beta_k(MP)} = \tau_{prk}^{прд}(MP-OPI), \quad (11.16)$$

$$\Delta B_k(OPI-MP) = \Delta B_k^{пост}(MP);$$

$\Delta B_k^{пост}(MP)$ — постоянная составляющая затрат топлива при работе k -го агрегата в МР; $\beta_k(MP)$ — часовой расход топлива на поддержание k -го агрегата в МР.

Выражения (11.14)–(11.16) являются, таким образом, критериями выбора оптимального режима работы агрегатов при прохождении суточного провала нагрузок. Эти выражения включают в себя основные параметры, характеризующие сравнительную эффективность использования агрегатов в периоды провала нагрузок, а также параметры, определяющие особенности конфигурации графика нагрузки.

Используя полученные выше выражения и предлагаемую схему определения порядка положения агрегатов на графике нагрузки, составим блок-схему решения исследуемой задачи. Эта общая блок-схема расчета оптимального состава и режимов работы агрегатов в

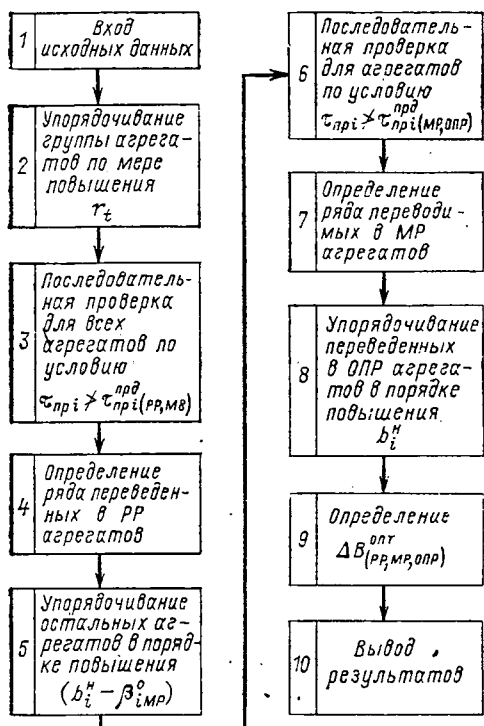


Рис. 11.10. Блок-схема расчета оптимального состава и режимов работы энергооборудования.

периоды суточного провала нагрузки приведена на рис. 11.10.

В блок 1 вводятся данные по характеристике рассматриваемых агрегатов и параметры графика нагрузок в периоды ее провала. В качестве исходных данных служат величины r_i , b''_i , $B_{x, x2}$, p_{in} , $p_{i \min}$, $\Delta B_i^{\text{пост}}$, $\Delta B_i^{\text{пост}} (MP)$, $\Delta B_i (OPR)$, $\beta_i (MP)$ (для агрегатов) и $p_{\max}$, p_a , Δp_0 , $\tau_{\text{пров}}$, τ_0 , V_c , V_n (для графика нагрузок).

При выборе варианта производится прежде всего проверка выгодности работы агрегатов в PP. Поэтому в блоке 2 маневренные агрегаты располагаются в порядке возрастания значений r_i . В блоке 3 осуществляется определение величин $\tau_{пр i}$, $\tau_{пр i}^{\text{пр д}}$ (PP-MP) и последовательная проверка для всех агрегатов по условию $\tau_{пр k} \nless \tau_{пр k}^{\text{пр д}} (PP-MP)$. В результате этого определяются агрегаты, целесообразно переводимые в PP

(блок 4). Остальные агрегаты, для которых не соблюдено условие $\tau_{пр k} \nless \tau_{пр k}^{\text{пр д}} (PP-MP)$, вводятся в блок 5. В блоках 5 и 6 агрегаты упорядочиваются по степени возрастания значений $b_i - \beta_i$ MP и последовательно сравниваются величины $\tau_{пр i}^{\text{пр д}} (MP-OPR)$ с действительными временами $\tau_{пр i}$ для каждого агрегата. Определяется ряд агрегатов, выгодно переводимых в MP (для которых соблюдено выражение $\tau_{пр k} \nless \tau_{пр k}^{\text{пр д}} (MP-OPR)$ (блок 7). Остальные агрегаты естественно, целесообразно работают в OPR, они располагаются на графике нагрузок снизу вверх в порядке повышения их значений b''_i (блок 8). Назначение блока 8 — вывод результатов оптимизации. Эти результаты состоят из оптимального состава и режимов работы агрегатов, порядка расположения агрегатов на графике нагрузки и относительной экономии топлива при оптимальном варианте по сравнению с OPR — эталонным режимом. Эта величина экономии топлива определяется в блоке 9.

В случае, когда на рассматриваемой ТЭС или в энергосистеме предназначены для работы в MP не все, а только часть участвующих в покрытии графика нагрузок агрегатов, то в блоке 3 для агрегатов, предназначенных для работы в MP, проверка осуществляется по условию $\tau_{пр k} \nless \tau_{пр k}^{\text{пр д}} (PP-MP)$, а для не предназначенных для работы в MP агрегатов — по условию

$$\tau_{пр k} \nless \tau_{пр k}^{\text{пр д}} (PP-OPR).$$

Что касается регулирования мощности ГЭС, то при любом виде регулирования стока режим ГЭС однозначно определяет режим ТЭС, а следовательно, и соответствующий ему расход энергетического топлива, т. е. в конечном счете определяет экономическую эффективность работы энергосистемы в целом. В этом случае появляется задача нахождения и реализации

такого режима ГЭС, который был бы для энергосистемы по какому-либо показателю наиболее выгодным, т. е. оптимальным.

Речной сток наиболее целесообразно использовать в комплексе, т. е. одновременно для разных отраслей народного хозяйства. В этом случае энергетика выступает как составная часть водохозяйственного комплекса, и в принципе нельзя определять оптимальное использование водных ресурсов только для целей энергетики. Необходимо учитывать использование водных ресурсов всеми компонентами комплекса.

Так как требования на воду всеми участниками комплекса из-за ограниченности ресурсов практически не могут быть удовлетворены, появляется задача установления наиболее целесообразных режимов использования водных ресурсов каждым участником комплекса по некоторому критерию оптимальности. При этом критерий оптимальности или, как его иногда называют, показатель качества, представляя собой числовую характеристику, должен отражать не только основное назначение исследуемой системы, но и условия ее работы и характер используемой информации, т. е. отражать эффективность выполнения поставленных перед системой задач; чем полнее критерий отражает эти требования, тем больше его эффективность и практическая ценность.

Процедура оптимизации по заданному критерию оптимальности, т. е. определение его экстремального значения, может осуществляться различными методами на основе привлечения различного математического аппарата.

Выбор того или иного метода зависит от свойств математической модели объекта (процесса) оптимизации: от вида и совокупности параметров, подвергающихся оптимизации; от различных ограничений, накладываемых на качество процессов в системе, на множество оптимизируемых параметров и т. д.

Однако для сложных многоцелевых систем, к которым принадлежит водохозяйственный комплекс, формирование общего критерия оптимальности встречает определенные трудности, так как свести к одному критерию эффект, получаемый от регулирования речного стока водохранилищем, энергетикой и здравоохранением, чрезвычайно сложно.

В энергетике в качестве критериев оптимальности при соблюдении заданного уровня надежности энергоснабжения применяются в зависимости от решаемых задач: минимум эксплуатационных издержек на сжигаемое топливо, минимум расхода топлива в натуральном или условном выражении и максимум выработки электроэнергии на ГЭС.

Рассмотрим для примера математическую постановку реальной задачи оптимизации длительного режима энергосистемы. При эксплуатации результаты такой оптимизации режима, в частности среднеинтервальные значения расходов ГЭС, используются в качестве исходной информации для основной суточной оптимизации. Пусть в составе водохозяйственного комплекса наряду с неэнергетическими потребителями имеется несколько ГЭС с водохранилищами длительного регулирования, входящими также в состав сложного энергообъединения. Задачу будем рассматривать в постановке одноцелевой оптимизации и примем, что энергетика в данном водохозяйственном комплексе является ведущей отраслью, а требования на воду остальных его участников учитываются в виде заданных ограничений на режим ГЭС.

Полагаем, что используемая исходная информация носит детерминированный характер и что в процессе управления никаких случайных воздействий на систему не производится. Задача в такой постановке носит элементы упрощения. Однако в настоящее время она широко используется и оправдана тем, что более строгие методы и алгоритмы многоцелевой оптимиза-

ции для режимных задач еще недостаточно разработаны. Кроме того, имеются чисто вычислительные трудности, особенно при вероятностной постановке задачи.

Итак, пусть рассматриваемая система состоит из m тепловых и n гидравлических электростанций, режимы которых необходимо должным образом оптимизировать. Пусть также в этой системе имеется группа электростанций, не участвующих в покрытии переменной части графика нагрузки, т. е. работающих без регулирования мощности. К таким станциям могут быть отнесены некоторые мелкие ГЭС и ТЭС, переменный режим которых практически не влияет на экономичность режима системы. Отнесем для рассматриваемого примера к этой же категории и АЭС, работа которых в переменном режиме крайне нежелательна.

Примем с учетом сделанных предположений в качестве критерия оптимальности наиболее общий из указанных выше критериев — условие минимума эксплуатационных издержек на сжигание органического топлива за расчетный период $T = t_k - t_0$ (t_k — конечное время системы при данных условиях).

Минимизируемые суммарные издержки на топливо можно записать в следующем виде:

$$I_c = \sum_{j=1}^n c_j \int_{t_0}^{t_k} B_j [N_j(t)] dt \Rightarrow \min, \quad (11.17)$$

где I_c — суммарные издержки на топливо в системе; c_j — цена единицы топлива, расходуемого на j -й ТЭС; $B_j [N_j]$ — расходная характеристика j -й ТЭС.

В любой момент времени $t (t_0 \leq t \leq t_k)$ периода T мощность всех ТЭС системы $\sum_{j=1}^m N_j(t)$, режим которых подвергается оптимизации, может быть определена по следующему балансовому соотношению мощности в системе:

$$\sum_{j=1}^m N_j(t) = P_c(t) - \sum_{l=1}^n N_l(t) - \sum_{m=1}^M N_m(t) - \sum_{n=1}^N \pi_n(t), \quad (11.18)$$

где $P_c(t)$ — заданный график нагрузки системы; $N_l(t)$ — график мощности l -й ГЭС; $N_m(t)$ — график мощности m -й нерегулируемой электростанции системы; $\pi_n(t)$ — потери мощности в n -й воздушной линии.

Мощность l -й ГЭС в любой момент времени t определяется согласно (3.50) по формуле

$$N_l(t) = 9,81 Q_l(t) H_l(t) \eta_l. \quad (11.19)$$

При этом КПД ГЭС η_l в свою очередь является функцией расхода ГЭС Q_l и напора H_l , т. е.

$$\eta_l = \eta_l[Q_l(t), H_l(t)]. \quad (11.20)$$

Подставив (11.19) в (11.18), получим следующее выражение целевой функции, отражающей принятое условие минимизации топливной составляющей эксплуатационных издержек системы:

$$I_c = \sum_{j=1}^m c_j \int_{t_0}^{t_k} B_j \left[P_c(t) - \sum_{l=1}^n 9,81 Q_l(t) H_l(t) \eta_l - \sum_{m=1}^M N_m(t) - \sum_{r=1}^R N_r(t) + \sum_{n=1}^N \pi_n(t) \right] dt \Rightarrow \min, \quad (11.21)$$

где $\sum_{r=1}^R N_r(t)$ — график мощности всех регулируемых ТЭС системы, за исключением j -й.

Целевая функция отражает далеко не общие условия минимизации, и в зависимости от конкретной постановки задачи (например, учет АЭС и ГАЭС) ее характер изменится.

При такой постановке задачи в качестве фазовых координат, описывающих в данный интервал времени состояние системы, могут быть приняты отметки уровня верхнего бьефа, а в качестве управления (независимые переменные) расходы ГЭС или водохранилища. Изменяя расходы (координаты вектора управления), мы тем самым будем изменять фазовые координаты — уровни верхнего бьефа.

Для того чтобы математическую модель представить в полном виде, необходимо целевую функцию дополнить условиями ограничений, накладываемыми как на систему в целом, так и на отдельные ее элементы.

В качестве таких ограничений обычно используются:

1) уравнения связи, отражающие баланс нагрузки системы. В соответствии с (11.18) запишем его в следующем виде:

$$\psi(t) = P_c(t) - \sum_{j=1}^m N_j(t) - \sum_{l=1}^n N_l(t) - \sum_{m=1}^M N_m(t) + \sum_{n=1}^N \pi_n(t); \quad (11.22)$$

2) объем стока в створе ГЭС за расчетный период

$$W_{ГЭС} = \int_{t_0}^{t_k} Q_{ГЭС}(t) dt. \quad (11.23)$$

3) развиваемые всеми электростанциями системы мощности, а также нагрузки всех линий электропередачи и принадлежащие некоторой допустимой области изменения переменных, определяемой условиями непревышения предельных значений

$$N_j(t)_{\min} \leq N_j(t) \leq N_j(t)_{\max}; \quad (11.24)$$

$$N_l(t)_{\min} \leq N_l(t) \leq N_l(t)_{\max}; \quad (11.25)$$

$$P_n(t)_{\min} \leq P_n(t) \leq P_n(t)_{\max}. \quad (11.26)$$

Таким образом, математическая модель оптимизируемого длительного режима энергосистемы по условию достижения минимума эксплуатационных издержек и с учетом принятых упрощающих предположек выражается совокупностью уравнений и неравенств (11.21)–(11.26). И хотя

в ней нет ограничений на состав генерирующих объектов, на число ГЭС в системе или на формы связи их между собой (работа в каскаде или изолированно по воде), она все же не охватывает все многообразие практической постановки вопросов, и поэтому ее следует оценивать лишь с основных позиций описательной трактовки.

Вопросы выбора оптимального состава и режимов работы как отдельных энергетических установок, так и электростанций в целом в настоящее время интенсивно разрабатываются и находят широкое применение в практике эксплуатации энергетических систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириллин В. А., Шейндлин А. Е., Сычев В. В. Техническая термодинамика. — М.: Энергия, 1974, 448 с.
2. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. — 4-е изд. — М.: Энергоиздат, 1981, 418 с.
3. Теплотехнический справочник. — М.: Энергия, 1976, т. 2, 896 с.
4. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). — М.: Энергия, 1973, 295 с.
5. Резников М. И., Липов Ю. М. Паровые котлы тепловых электростанций. — М.: Энергоиздат, 1981, 240 с.
6. Маргулова Т. Х. Атомные электрические станции. — 3-е изд. — М.: Высшая школа, 1978, 360 с.
7. Рассохин Н. Г. Парогенераторные установки атомных электростанций. — 2-е изд. — М.: Атомиздат, 1980, 360 с.
8. Щегляев В. А. Паровые турбины. — 5-е изд. — М.: Энергия, 1976, 368 с.
9. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. — М.: Энергия, 1976, 446 с.
10. Стерман Л. С., Шарков А. Т., Тевлин С. А. Тепловые и атомные электростанции. — М.: Энергоиздат, 1982, 456 с.
11. Петросянц А. М. Ядерная энергетика. — М.: Наука, 1981, 270 с.
12. Гидроэнергетика/ Под ред. В. И. Обрезкова. — М.: Энергоиздат, 1981, 508 с.
13. Гидроэнергетика и комплексное использование водных ресурсов СССР. Под ред. П. С. Непорожного. — М.: Энергоиздат, 1982, 560 с.
14. Гидроэнергетические установки/ Под ред. Д. С. Щавелева. — Л.: Энергоиздат, 1982, 516 с.
15. Паротурбинные установки атомных электростанций/ Под ред. Ю. Ф. Косяка. — М.: Энергия, 1978, 312 с.
16. Трухний А. Д., Лосев С. М. Стационарные паровые турбины/ Под ред. Б. М. Трояновского. — М.: Энергоиздат, 1981, 456 с.

Предметный указатель

А

Абсолютно черное тело 41
Адиабатическая (теоретическая) температура горения 80
Адиабатный процесс 13, 15
Акведуки 238
Аккумуляция энергии 266, 267
Активная зона реактора 112
Атомная электростанция (АЭС) 108, 214, 221
— энергия 5
АЭС двухконтурная 108
— одноконтурная 108
— трехконтурная 109

Б

Базисные расходы воды 253
Баланс тепловой котла 73
Балласт топлива внешний 65
— — внутренний 65
Барабан котла 61
Белое тело 41
— — абсолютное 41
Бериллий 110
Блочная обессоливающая установка (БОУ) 103
Бьеф верхний 57
— нижний 57

В

Вечный двигатель I рода 13
— — II рода 20
Взрываемость топлива 66
Внешняя сепарация влаги в турбине 160
Вода котловая 59
Водный режим гидразинно-аммиачный 103, 104
— — кислородно-нейтральный 104
Водопользователи водохозяйственного комплекса 256
Водохранилище гидроэлектростанции 247
Воздух вторичный 63, 68
— первичный 63, 68
Воздухонагреватель регенеративный 93—95
— рекуперативный 93, 94
Воздушный тракт котла 64
Впрыскивающий парохладитель 99, 100
Выгорание ядерного топлива 111
Вязкость мазута 66, 69

Г

Газ идеальный 10
— природный 5
Газотурбинные установки 167
Гидравлическая характеристика прямоточного котла 87, 89, 90

— электрическая станция (ГЭС) 237
Гидравлический радиус 49
Гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС) 58, 266, 267
Гидрограф 53
Гидродинамика 47, 48
Гидродинамический напор 51
Гидрология 54
Гидростатика 47
Гидростатическое давление 47, 234
Гидротурбин подобие 234
Гидроэнергетические установки 226
Градиент 218

Д

Давление гидростатическое 48
— манометрическое 47
Движение жидкости ламинарное 35
— — неравномерное 49
— — неустановившееся 49
— — равномерное 49
— — турбулентное 35
— — установившееся 49
Движущий напор естественной циркуляции 60, 83
Двуокись урана 112
Действительная скорость истечения пара 124
Деривации 57
Диаграмма водяного пара 17, 24
Диафрагмы паровой турбины 149
Дутьевой вентилятор 63, 68
Дымовая труба 63
Дымосос 63
— рециркуляционный 100
Дюкеры 238

З

Закон теплового излучения Вика 42
— — — Кирхгофа 42
— — — Планка 41
— — — Стефана—Больцмана 42, 79
Замедлитель нейтронов 110
Запас реактивности реактора 111
Затворы сооружений ГЭС глубинные 242
— — — поверхностные 242, 243
Здание ГЭС деривационной 244
— — плотинной 244
— — русловой 244
Зеркало испарения барабана котла 59
Золотавливание на ТЭС 219
Золотлакоудаление 220

И

Излучение 31, 32
Изобарный процесс 13, 14
Изотермический процесс 13

Изохорный процесс 13, 14
 Искусственные охладители циркуляционной воды ТЭС 218
 Использование водных ресурсов каскадное 255
 — — комплексное 256
 Истечение пара из сопловых решеток 120, 125
 Источник теплоты верхний 20
 — — нижний 20

К

Кавитация 233
 Камерное сжигание топлива 77
 Капельная влага 102
 Кипение пленочное 39
 — пузырьковое 39
 Классификация паровых турбин по конструктивным особенностям 119
 — — по используемым параметрам пара 119
 — — по характеру теплового процесса 118
 — — по цели использования 118, 119
 — — по числу часов использования в году 119
 Климатические факторы 54
 Конвекция принудительная 32
 — свободная (естественная) 32
 Конденсация капельная, пленочная 39
 Константа излучения абсолютно черного тела 42
 Константы подобия 37
 Конструкция диафрагм с полным и парциальным подводом пара 128
 — паровой турбины 156
 Корпус реактора 112
 Корпуса (цилиндры) турбины 143
 Коррозия низкотемпературная 95, 96
 Котлы паровые с естественной, с принудительной циркуляцией, прямоточные 59, 61, 64
 — с газоплотным ограждением 105
 Коэффициент асимметрии 55
 — быстроходности гидротурбины 235
 — вариации 55
 — возврата теплоты в многоступенчатой турбине 131
 Коэффициент выноса 102
 — избытка воздуха 71
 — конструктивной нетождественности 91
 — Кориолиса 51
 — отражения, поглощения, пропускания тела 41
 — полезного действия АЭС двухконтурной (брутто) 181
 — — газотурбинного цикла термический 26
 — — котла брутто 76
 — — нетто 76
 — — по производству электроэнергии на ТЭЦ 183
 — — — и отпуску тепловой энергии на ТЭЦ 183
 — — турбоустановки абсолютный электрический 180
 — — ТЭС брутто 181
 — — — нетто 181

— — — с регенеративным подогревом
 — — — — — внутреннего абсолютный 193
 — — — — — цикла Карно термический 21
 — — — — МГД — 29, 30
 — — — — — установки эффективный 31
 — — — — — регенеративного 28
 — — — — Ренкина 27, 28
 — — — — с промежуточным перегревом
 — — — — — пара термический 189
 — — — — — термический 20
 — — — — электростанции с промежуточным
 — — — — — перегревом пара 191
 Коэффициент скорости истечения и потери
 — — — — — энергии пара 124
 — — — — — температуропроводности 38
 — — — — — теплоотдачи 37
 — — — — — теплопередачи 45
 — — — — — в конвективных поверхностях на-
 — — — — — грева 97
 — — — — — теплопроводности 33
 — — — — — теплофикации ТЭЦ 211
 Кратность охлаждения реактора 217, 218
 — циркуляции 61, 82
 Кривая обеспеченности и продолжительности
 — — — — — в гидрологии 55
 Критерий Грасгофа 38
 — Нуссельта 38
 — Прандтля 38
 — Рейнольдса 38
 Критическая точка 23, 24
 — частота вращения ротора 153
 Критические размеры реактора 111
 Кубическое уравнение гидравлической ха-
 — — — — — рактеристики 88

Л

Лабораторный относительный коэффициент
 — — — — — размолосопособности 69
 Летучие вещества топлива 66
 Линейное термическое сопротивление 46
 Лопатки рабочие паровых турбин 149—151

М

Магнитогидродинамическая установка по
 — — — — — схеме замкнутого цикла 29—31, 172
 Магнитогидродинамический (МГД) генера-
 — — — — — тор 28, 173
 Маркировка турбин 119
 Математическое ожидание 55
 Метод Лагранжа определения эффектив-
 — — — — — ности регенеративного подогрева питатель-
 — — — — — ной воды 199, 261
 — — — — — прямого и обратного баланса опреде-
 — — — — — ления КПД котла 76
 Механическая схема регулирования паро-
 — — — — — вой турбины 139
 Модуль стока, модульный коэффициент 54
 Моторный режим (МР) 267

Н

Надежность циркуляции 84
 Напор гидростатический 48
 Напорное, безнапорное движение 49
 Нейтроны тепловые, быстрые 110
 Нивелирный напор 87, 90
 Норма стока, расхода 54
 Нормальный подпорный уровень (НПУ) —
 — — — — — гидроэлектростанции 248
 Недожог механический 75
 — химический 75

О

Обмуровка топки, обшивка обмуровки 82
Окажинообразование 101
Оптимизация режимов ТЭС и ГЭС 267
Органы парораспределения турбины 136
Основное уравнение гидростатики 47
Основной закон теплопроводности (закон Фурье) 33, 35
Относительная вместимость водохранилища (коэффициент вместимости) 251

П

Пар перегретый 23
— сухой насыщенный 23, 27
Парогазовая установка 172
Парогенератор АЭС вертикальный 114, 115
— — горизонтальный 114
— — прямоточный 115
Парообразующая поверхность нагрева 59, 61, 62
Паропаровые теплообменники (ППТО) 100
Пароперегреватели 59, 62
Парораспределение турбины дроссельное 137
— — обводное 137
— — сопловое 137
Первое и второе основные уравнения гидродинамики 50
Перекрестный ток, противоток, прямоток 46, 47
Переходная зона 62
Плазма 28
Плотинная и деривационная схема концентрации напора 57
Плотины ГЭС 239—240
Пограничная кривая верхняя, нижняя 23
Подобие гидротурбин и формулы пересчета 234
Подшипники турбины 153
Покрывание пиков нагрузки 263
Поле скоростей, давлений 49
Полезный напор циркуляции 83
Политропный процесс 13, 16
Показатель адиабаты, политропы 16
Полный, мертвый, полезный объем водохранилища 248
Потери теплоты котла 74, 76
Пояса жесткости топочных экранов 81
Принципиальная тепловая схема АЭС 216
— — — ТЭС 214, 215
Присосы воздуха 71
Продукты сгорания топлива 70
Промежуточный перегрев пара 27, 28, 188
— — — в турбинах 162
Промывка химическая прямоточного котла 103
Прямой метод получения электроэнергии 29
Пульсационная скорость 35, 36
Пылевидное топливо 68
Пьезометрическая высота 47

Р

Рабочее тело АЭС 108
Равновесные, обратимые процессы 11
Располагаемый перепад температур 46
Распределение (кривая) Пирсона III типа 55, 56
Реакция цепная деления ядерного топлива 110

Регенеративный подогрев питательной воды 193, 196, 198

Регулирование речного стока водохранилищами ГЭС

— — — водно-хозяйственное 251
— — — водно-энергетическое 250
— — — годовичное 251, 254
— — — длительное — сезонное 251
— — — комплексное 251
— — — краткосрочное — суточное, недельное 251
— — — многолетнее 251, 255
Регулировочная характеристика пароперегревателей 98
Режим остановки и последующего пуска (ОПР) 267
— разгрузочный (РР) 267
Режим частичный разгрузки (РЧР) 267
Режимы работы гидроэлектростанций без регулирования 258
— — — с годичным (сезонным) регулированием 260
— — — суточным регулированием 258
Решетки паровых турбин рабочие 149
— — — сопловые 147
Ротор турбины паровой 118, 151

С

Свойства вещества интенсивные, экстенсивные 10
Сепаратор мельницы 68
Сила поглощения газов 44
Система пылеприготовления индивидуальная, центральная 68
— управления и защиты реактора (СУЗ) 112
Ситовой анализ пыли 69
Скоростной напор 52
Скорость циркуляции 83, 84
Скрытая теплота парообразования 23
Сланцы горючие 5, 7
Смерзаемость топлива 67
Смоочный периметр 49
Статическая характеристика регулирования турбины 138
Степень реакции ступени турбины 126
— черноты газов 44
— — тела 42
— — топки 79
Сток 53
Ступени турбины активные, реактивные 118
Схема гидродинамического регулирования турбины 140

Т

Температура точки росы 96
Температурное поле нестационарное 32
— — стационарное 32
Температурный градиент 33
— напор 45, 46
Тепловая разверка 90, 91
— электрическая станция (ТЭС) 176, 214, 217, 221
Тепловой поток удельный 33
Тепловыделяющий элемент (ТВЭЛ) 110
Тепловые двигатели 20
Теплообмен излучением 40
— конвективный 35, 96
Теплоотдача при кипении воды 38
— — конденсации пара 38

Теплопередача 44, 96
 Теплопроводность 31
 Теплота 12
 Теплоэлектроцентраль (ТЭЦ) 176
 Термическая деаэрация питательной воды 206
 Термическое (тепловое) сопротивление цилиндрического слоя 34
 Термодинамики первый, второй закон 13, 20—22
 Термодинамическая система 10
 Термодинамические основные параметры состояния системы 10
 — процессы 11—16
 Техническое водоснабжение ТЭС 217, 218
 Типовые конструктивные схемы ГТУ 170
 Токсичность газового топлива 67
 Тонкость помола экономическая 68, 69
 Топки газомазутные 79
 Топки пылеугольные с твердым, жидким шлакоудалением 77, 78
 Топливное хозяйство ТЭС 219
 Топливные кассеты 112
 Топливный тракт газомазутной электростанции 69, 70
 — — пылеугольной электростанции 67
 Топливо условное 67
 — энергетическое жидкое 65
 — — органическое 65
 — — твердое 65
 — — ядерное 65
 Турбина газовая 164—167
 — гидравлическая активная 226
 — — — ковшовая 227, 228
 — — — реактивная 226, 228
 — — — двухперовая 228, 230
 — — — диагональная 228, 230
 — — — поворотно-лопастная 228, 230
 — — — пропеллерная 228, 229
 — — — радиально-осевая 228, 229
 — паровая 117
 — — АЭС 157
 — — конденсационная 119
 — — многоступенчатая 130, 131, 134
 — — с противоставлением 119
 — — теплофикационная 119
 Трубы подъемные, опускные 60
 Тяжелая вода 110

У

Уголь канско-ачинский 8
 — экибастузский 8
 Угловой коэффициент экрана 80
 Удельная выработка электроэнергии ТЭЦ на базе теплового потребления 182
 Уклон геометрический 51
 — гидравлический 51
 — пьезометрический 51
 Уплотнения турбины 154
 Уравнение адиабаты 16
 — Бойля — Мариотта 15
 — Бернулли 50, 51
 — Майера 15
 — неразрывности потока 50
 — политропы 17
 — состояния идеального, рабочего тела 10, 11
 — теплового баланса 96

— циркуляции основное 83
 Уран 110
 Условное топливо 67

Ф

Формула Дарси 52
 — кислородная 72
 — Ньютона — Рихмана 36, 44
 — Н. Н. Павловского 52
 — углекислотная 72
 Форсунки механические 70
 — паровые 70
 Функции состояния 12, 13
 Характеристика нижнего бьефа ГЭС 249
 Характеристики водохранилища динамическая, статическая, топографическая 248
 — гидротурбин 236
 Холодная воронка 78

Ц

Центр давления 48
 Центральная пылезавод 68
 Цикл газотурбинной установки 26
 — Карно 21
 — Ренкина 27
 Циклы круговые 13
 — МГД-установки 28, 30
 — обратимые 20
 Циркониевые сплавы 112
 Циркуляционный контур 59

Ш

Шлак 66
 Шлакоудаление 63

Э

Экономайзер 59, 62
 Экономайзерный участок подъемных труб 82, 83
 Экраны топочные гладкотрубные, плавниковые (газоплотные) 81, 85, 86
 Экономичность ТЭЦ 185
 Электростанции приливные 7, 256, 257
 Электрофильтры 219
 Элементарный состав топлива 65
 Энергетические ресурсы 5
 — установки 5
 Энергия биологическая 7
 — ветра 7
 — геотермальная 6
 — рек внутренняя 6, 12
 — солнечная 7
 — термоядерная 5
 Энергоблоки 8
 Энтальпия 14, 72
 Энтропия 17
 Эрозия лопаток турбины 117

Я

Ядерная плотность изотопа 110
 Ядерное топливо 109, 112
 Ядерный реактор на быстрых нейтронах 110, 113
 — — — тепловых нейтронах канального типа РБМК 110, 111, 113
 — — — — корпусного типа ВВЭР 110—113
 — синтез 6

Содержание

Предисловие	3
Введение	5

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК	10
---	-----------

Глава первая. Основы технической термодинамики	10
--	----

1.1. Основные понятия и первый закон термодинамики	10
1.2. Термодинамические процессы. T , s - и i , s -диаграммы. Круговые циклы	13
1.3. Второй закон термодинамики	20
1.4. Термодинамические свойства воды и водяного пара	22
1.5. Циклы тепловых двигателей	25

Глава вторая. Основы теплообмена	31
--	----

2.1. Виды теплообмена	31
2.2. Теплопроводность	32
2.3. Конвективный теплообмен	35
2.4. Теплоотдача при кипении жидкостей и конденсации пара	38
2.5. Теплообмен излучением	40
2.6. Теплопередача	44

Глава третья. Гидравлические и гидрологические основы гидроэнергетики	47
---	----

3.1. Гидростатика	47
3.2. Гидродинамика	48
3.3. Некоторые сведения из гидрологии рек	53
3.4. Работа водного потока. Схемы концентрации напора	56

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ

УСТАНОВКИ	59
---------------------	----

Глава четвертая. Котельные установки и топливо	59
--	----

4.1. Классификация паровых котлов и технологическая схема производства пара	59
4.1.1. Паровые котлы и их классификация	59
4.1.2. Технологическая схема производства пара на электростанции	61
4.1.3. Основные характеристики паровых котлов	64
4.2. Энергетическое топливо	65
4.2.1. Классификация и состав топлива	65
4.2.2. Технические характеристики топлива	65
4.3. Топливный тракт электростанций	67
4.3.1. Топливный тракт пылеугольных электростанций	67
4.3.2. Топливный тракт газомазутных электростанций	69
4.4. Продукты сгорания топлива	70
4.4.1. Состав и объем продуктов сгорания	70
4.4.2. Энтальпия продуктов сгорания	72
4.5. Эффективность использования топлива	73
4.5.1. Тепловой баланс	73
4.5.2. Коэффициент полезного действия	76
4.6. Сжигание топлива и теплообмен в топках паровых котлов	77
4.6.1. Горелки	77
4.6.2. Пылеугольные топки	77

4.6.3. Газомазутные топки	79	6.1. Принципы работы паровых турбин	117
4.6.4. Теплообмен в топочной камере	79	6.1.1. Общие понятия и классификация паровых турбин	117
4.7. Радиационные поверхности нагрева и их гидравлические расчеты	80	6.1.2. Истечение пара из сопловых решеток	120
4.7.1. Распределение теплоты между поверхностями нагрева	80	6.1.3. Преобразование энергии в каналах рабочих решеток аксиальной ступени	124
4.7.2. Конструкция и гидравлический расчет топочных экранов котлов с естественной циркуляцией	81	6.2. Потери и коэффициент полезного действия турбинной ступени	126
4.7.3. Конструкция и гидравлический расчет топочных экранов прямоточных котлов	84	6.3. Многоступенчатые турбины	130
4.7.4. Тепловая разверка	90	6.4. Органы парораспределения и регулирования	136
4.8. Конвективные и ширмовые поверхности нагрева	92	6.4.1. Органы парораспределения	136
4.8.1. Пароперегреватели и экономайзеры	92	6.4.2. Регулирование турбины	138
4.8.2. Воздухоподогреватели	93	6.4.3. Работа турбины при различных режимах	140
4.9. Теплопередача в конвективных поверхностях нагрева	96	6.5. Конструкции паровых турбин и их основные элементы	143
4.9.1. Уравнения конвективного теплообмена	96	6.5.1. Корпуса (цилиндры) турбины	143
4.9.2. Коэффициент теплопередачи в конвективных поверхностях нагрева	97	6.5.2. Проточная часть и ротор турбины	147
4.10. Регулирование температуры перегретого пара	98	6.5.3. Подшипники и уплотнения	153
4.10.1. Регулировочная характеристика	98	6.5.4. Конструкция современной паровой турбины	156
4.10.2. Паровое регулирование	99	6.6. Турбины АЭС	157
4.10.3. Газовое регулирование	100	6.6.1. Выбор начального давления пара перед турбиной	157
4.11. Водный режим паровых котлов	101	6.6.2. Внешняя сепарация влаги и промежуточный перегрев пара	160
4.11.1. Загрязнения питательной воды и пара и их влияние на работу оборудования	101	6.6.3. Пример конструктивного выполнения паровой турбины на насыщенном паре для АЭС	164
4.11.2. Методы вывода примесей из цикла	102	6.7. Газовые турбины	164
4.12. Паровые котлы мощных энергетических блоков ТЭС	104		
Глава пятая. Реакторы и парогенераторы АЭС	108	Глава седьмая. Газотурбинные, парогазовые и магнитогидродинамические установки	167
5.1. Общие вопросы	108	7.1. Газотурбинные установки	167
5.2. Реакторные установки АЭС	109	7.2. Парогазовые установки	172
5.3. Парогенераторы АЭС	114	7.3. Магнитогидродинамические установки	173
5.4. Особенности паротурбинного цикла АЭС	116	Глава восьмая. Тепловые и атомные электрические станции	176
Глава шестая. Паровые и газовые турбины	117	8.1. Потребление и производство электрической энергии и теплоты	176
		8.2. Типы тепловых электростанций	178
		8.3. Показатели тепловой экономичности паротурбинных электростанций	178

8.4. Влияние начальных и конечных параметров пара на экономичность паротурбинных установок	186
8.5. Промежуточный перегрев пара на КЭС, АЭС и ТЭЦ	188
8.6. Регенеративный подогрев питательной воды	192
8.7. Оптимальное распределение подогрева питательной воды порегенеративным подогревателям ТЭС	196
8.8. Потери пара и конденсата и их восполнение	202
8.9. Термическая деаэрация питательной воды	206
8.10. Отпуск теплоты от ТЭЦ	208
8.11. Принципиальная тепловая схема ТЭС и АЭС	214
8.12. Вспомогательные установки и сооружения ТЭС	217
8.13. Компоновки основного оборудования ТЭС и АЭС в главном здании	221

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

ГИДРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ

УСТАНОВКИ

Глава девятая. Гидравлические турбины

9.1. Классификация гидротурбин	226
9.2. Активные гидротурбины	227
9.3. Реактивные гидротурбины	228
9.4. Основные элементы проточного тракта реактивных гидротурбин	231
9.5. Кавитация	233

9.6. Подобие гидротурбин. Формулы пересчета	234
9.7. Характеристики гидротурбин	236

Глава десятая. Гидроэлектростанции и основы использования водной энергии

10.1. Состав и компоновка основных сооружений ГЭС	237
10.2. Плотины и затворы ГЭС	239
10.3. Здания ГЭС	243
10.4. Водохранилище, нижний бьеф и их характеристики	247
10.5. Регулирование речного стока водохранилищами ГЭС	250
10.6. Каскадное и комплексное использование водных ресурсов	255
10.7. Приливные электростанции	256

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ

ЭКСПЛУАТАЦИЯ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Глава одиннадцатая. Режимы работы ТЭС, АЭС и ГЭС в энергетической системе

11.1. Общие положения	258
11.2. Распределение нагрузки между агрегатами и энергоблоками тепловых электростанций	261
11.3. Покрытие пиков нагрузки	263
11.4. Основы оптимизации режимов ТЭС и ГЭС	267
Список литературы	272
Предметный указатель	273

ВОЛКОВ ЭДУАРД ПЕТРОВИЧ
ВЕДЯЕВ ВЛАДИМИР АНДРЕЕВИЧ
ОБРЕЗКОВ ВАЛЕНТИН ИВАНОВИЧ

Энергетические установки электростанций

Редактор И. Я. Дубровский-Винокуров
Редактор издательства А. А. Кузнецов
Технический редактор О. Д. Кузнецова
Корректор М. Г. Гулина
ИБ № 2250

Сдано в набор 06.06.83 Подписано в печать 18.11.83 Т-22215
Формат 70×100¹/₁₆ Бумага типографская № 3 Гарнитура литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 22,75 Усл. кр.-отт. 22,75 Уч.-изд. л. 24,03
Тираж 14000 экз. Заказ 3190 Цена 1 р. 10 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени Первая Образцовая типография имени А. А. Жданова Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, Москва, М-54, Валовая, 28