Библиотека СОК

Н.М. Долговский

Тепловые электрические станции и тепловые сети

Под редакцией В.Я. Гиршфельда

1963

ЭТ-4-2

В книге приведены сведения, необходимые для изучения тепловой части современных тепловых электрических станций в соответствии с учебными программами энергетических техникумов. Приведены также основные положения по проектированию тепловых электростанций и по эксплуатации теплового оборудования. Показано, как определять показатели экономичности работы электростанции, и проанализированы способы повышения экономичности, применяемые на современных электростанциях. Кратко изложены основные соображения по выбору компоновки генерального плана и основных цехов электростанции.

Книга предназначена в качестве учебного пособия по курсу «Тепловые электрические станции и тепловые сети» для энергетических специальностей техникумов. Она может быть использована также студентами электротехнических специальностей энергетических вузов при изучении тепловой части электрических станций.

Д 64 *Долговский Николай Митрофанович*
Тепловые электрические станции и тепловые сети.
М.—Л., Госэнергоиздат, 1963.
160 с. с черт.

621.311.23+621.186.2

Редактор *А. С. Мелеев* Техн. редактор *Н. А. Бульдяев*

Сдано в набор 4/II 1963 г. Подписано к печати 29/IV 1963 г.
Т-00272 Бумага 84×108¹/₃₂ 16,4 п. л. Уч.-изд. л. 19,5
Тираж 22 000 экз. Цена 68 коп. Зак. 57

Типография № 1 Госэнергоиздата. Москва, Шлюзовая наб., 10.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящая книга является вторым изданием учебного пособия «Тепловые электрические станции», изданного в 1954 г. Необходимость нового издания продиктована тем, что первое издание, так же как и книги других авторов, предназначенные для энергетических техникумов, в значительной степени устарело в связи с быстрым развитием отечественной теплоэнергетики. В связи с тем, что настоящее издание, переработанное заново, предназначается в качестве учебного пособия для энергетических специальностей техникумов, объем его сокращен до норм, установленных для учебников, несмотря на некоторое расширение круга вопросов, охватываемых книгой, и добавление новых разделов — «Тепловые сети» и «Газотурбинные установки», отсутствовавших в первом издании. Кроме того, в гл. 1 включен § 1-6 «Технико-экономические показатели электростанций», написанный В. Я. Гиршфельдом. Им же написаны также § 1-5 и 2-2,*а*.

Атомные электростанции согласно учебному плану энерготехникумов рассматриваются в специальном курсе и здесь не рассматриваются.

В новом издании сделана также попытка отразить новые прогрессивные решения, применяемые при создании современных мощных тепловых электростанций.

Автор

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 3
От редактора 5

Глава первая. **Общие сведения о тепловых электрических станциях** 7
1-1. Энергетические ресурсы 7
1-2. Краткий обзор развития теплоэнергетики в СССР 8
1-3. Типы тепловых электрических станций (ТЭС) 10
1-4. Газотурбинные установки 13
1-5. Установки с магнитогидродинамическим генератором 19
1-6. Технико-экономические показатели тепловых электростанций 20

Глава вторая. **Графики нагрузки и тепловая экономичность электрических станций** 24
2-1. Графики нагрузки 24
2-2. Тепловая экономичность электрических станций 30

Глава третья. **Способы повышения тепловой экономичности электростанций** 38
3-1. Общие положения 38
3-2. Влияние начальных параметров пара на тепловую экономичность электростанций . . . 38
3-3. Промежуточный перегрев пара 40
3-4. Надстройки высокого и сверхвысокого давлений 42
3-5. Влияние конечных параметров пара . . . 43
3-6. Регенеративный подогрев питательной воды 44

Глава четвертая. **Потери пара и конденсата и их восполнение, отпуск тепла со станции** 52
4-1. Потери пара и конденсата 52
4-2. Способы восполнения потерь пара и конденсата 56
4-3. Деаэрация питательной воды 60
4-4. Отпуск тепла со станции 63

Глава пятая. **Принципиальная тепловая схема электростанции** 71
5-1. Разработка принципиальной тепловой схемы 71
5-2. Методика расчета тепловой схемы 73
5-3. Примеры расчета тепловой схемы 75

Глава шестая. **Полная тепловая схема и выбор оборудования ТЭС** 86
6-1. Выбор типа и единичной мощности котельных агрегатов 86
6-2. Выбор вспомогательного оборудования турбинного цеха 87
6-3. Выбор насосов 89
6-4. Полная тепловая схема электростанции . . 91
6-5. Трубопроводы электростанций 96
6-6. Расход электроэнергии на собственные нужды электростанции 103

Глава седьмая. **Тепловые сети** 107
7-1. Системы тепловых сетей 107
7-2. Схемы присоединения потребителей к тепловым сетям 107
7-3. Гидравлический расчет тепловых сетей . . 111
7-4. Пьезометрический график тепловой сети . 114
7-5. Гидравлический режим тепловой сети . . . 116
7-6. Конструкции тепловых сетей 117
7-7. Тепловые потери тепловых сетей 120
7-8. Автоматизация абонентских вводов 121
7-9. Себестоимость подачи тепловой энергии . . 121

Глава восьмая. **Водоснабжение, топливоподача, очистка дымовых газов, генеральный план, компоновка главного корпуса** . . . 123
8-1. Техническое водоснабжение 123
8-2. Топливоподача на тепловых электростанциях 131
8-3. Очистка дымовых газов от летучей золы и удаление золы и шлаков 151
8-4. Генеральный план электростанции 153
8-5. Компоновка главного здания 155

Литература 159

ОТ РЕДАКТОРА

С 1 января 1963 г. Государственным стандартом СССР (ГОСТ 9867-61) вводится в качестве предпочтительной Международная система единиц (СИ). Поэтому при редактировании данной книги были использованы единицы измерения СИ.

Основные единицы СИ следующие:

Длина	метр (*м*)
Масса	килограмм (*кг*)
Время	секунда (*сек*)

Сила в СИ измеряется ньютонами (*н*); размерность ньютона — $кг \cdot м/сек^2$. Вес 1 *кг* равняется 9,81 *н*.

Давление измеряется в $н/м^2$, и 1 $н/м^2$ соответствует давлению 0,102 *мм вод. ст.* Более крупная единица измерения давления составляет 10^5 $н/м^2 = 1$ *бар*. 1 *бар* соответствует 750 *мм рт. ст.* или 1,02 *ат.*

Энергия в СИ измеряется в джоулях (*дж*); размерность джоуля — *н. м.* или $кг \cdot м^2/сек^2$. Для измерения энергии принимаются следующие крупные единицы:

1 *кдж* = 1 000 *дж*
1 *Мдж* = 1 000 000 *дж*

причем 1 *квт · ч* = 3 600 *кдж* = 3,6 *Мдж* и 1 *ккал* = 4 186,8 *дж*.

Единицей мощности служит ватт (*вт*).

В случае применения СИ количество вещества измеряется непосредственно в единицах массы, т. е. килограммах. При этом вместо использования весовых величин применяют величины массы: плотность ($кг/м^3$) и массовый расход (*кг/сек*).

Применение секундных расходов в СИ удобно тем, что произведение секундного расхода на теплоперепад дает непосредственно тепловую мощность теплового потока в ваттах или киловаттах ($кг/сек \times$ $\times дж/кг = дж/сек = вт$). Соответственно удельную мощность теплового потока измеряют в $вт/м^2$, а коэффициент теплопередачи — в $вт/м^2 \cdot град$ (для перевода величины коэффициента теплопередачи, измеренного в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$, в $вт/м^2 \cdot град$ надо его значение умножить на $1{,}163 = \frac{4\,186{,}8}{3\,600}$).

Применение системы СИ в ряде случаев приводит к изменению или исключению некоторых коэффициентов в формулах в связи с тем, что отпадают переводные коэффициенты $\frac{1}{427}$, 860 и т. п., а также потому, что нет надобности в использовании величины ускорения силы тяжести.

Изменяются также численные значения ряда постоянных. Так, например, универсальная газовая постоянная $R = 848$ $кГ \cdot м/м^3 \cdot град =$ $= 8\,314$ $дж/м^3 \cdot град$; теплота сгорания условного топлива равна 7 000 $ккал/кг = 29{,}33 \cdot 10^6$ $дж/кг$ и т. д.

Если в системе СИ применять удельные расходы, то удобно также пользоваться секундной паропроизводительностью котельных агрегатов. При этом, однако, получаются дробные значения чисел, так как целыми числами являются часовые паропроизводительности. Понятие часовой теплопроизводительности котельного агрегата удобно заменить понятием тепловой мощности. Аналогично понятие часовой расход тепла на турбоагрегат удобно заменить понятием подводимая тепловая мощность турбоагрегата. Тогда электрический к. п. д. будет равен отношению электрической мощности к подводимой тепловой мощности турбоагрегата. Понятие удельный расход тепла при этом теряет свой смысл, так как оно соответствует численной величине, обратной к. п. д.

Вместе с тем представляется удобным сохранить также единицу для измерения количества электроэнергии киловатт-час (*квт·ч*), измерение расходов топлива в тоннах в час (*т/ч*), например для топливоподачи, и т. п.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЯХ

1-1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ

Энергетическими ресурсами называются природные запасы естественной энергии, которые практически целесообразно могут быть использованы для получения электрической или механической энергии.

Такими запасами являются:

а) гидравлическая энергия;

б) химическая энергия различных видов топлива (каменных и бурых углей, сланцев, торфа, дров, нефти и ее специальных погонов, естественных и искусственных газов);

в) энергия ветра;

г) солнечная лучистая энергия;

д) атомная энергия;

е) геотермические ресурсы.

Величина энергетических ресурсов определяется разведанными залежами ископаемых видов топлива и исследованной мощностью рек. Поэтому энергетические ресурсы не остаются постоянными, а непрерывно растут за счет вновь открываемых запасов топлива.

Советский Союз обладает богатейшими энергетическими ресурсами: запасы угля в СССР составляют около четверти всех мировых запасов, запасы нефти достигают 65%, а торфа — около 60% мировых запасов.

Открытые после Великой Октябрьской социалистической революции запасы природного газа в настоящее время позволяют перевести на газ работу многих отраслей промышленности, многих электрических станций и газифицировать огромное количество городов и населенных пунктов.

Количество добываемого природного газа и его разведанные запасы растут с каждым годом, и к 1965 г. добыча газа должна увеличиться по сравнению с 1958 г. в 5 раз и достигнуть 150 млрд. $м^3$ в год.

Добыча нефти за семилетие должна возрасти в 2 раза и к 1965 г. достигнуть 230—240 млн. *т*.

Выявленные ресурсы гидроэнергии в несколько раз превышают ресурсы наиболее богатого ими государства — США.

Наибольший удельный вес в энергобалансе СССР имеют тепловые электрические станции: выработка электроэнергии на гидростанциях составляет около 18% всей выработки. Семилетним планом развития народного хозяйства (1959—1965 гг.) предусмотрено преимущественное развитие тепловых электростанций, работающих на дешевых сортах угля, нефти и природном газе.

Основным энергетическим видом топлива до 1959 г. были низкосортные виды твердого топлива (торф, бурые угли, отходы при сортировке высокосортных углей, сланцы). Поэтому тепловые электростанции строились преимущественно в непосредственной близости к месторождениям этих видов топлива.

В связи с бурным развитием газовой и нефтяной промышленности топливный баланс Советского Союза перестроен с целью широкого применения для выработки электроэнергии природного газа и жидкого нефтяного топлива.

Структура использования различных видов топлива, производства гидроэнергии и других видов энергии в 1958 г. и по плану на 1965 г. в процентах приведены в табл. 1-1.

Таблица 1-1

Виды топлива	Годы	
	1958	1965
Всего	100,0	100,0
Уголь	57,0	41,5
Нефть	25,0	32,5
Природный газ	5,0	17,5
Прочие виды топлива и энергии . . .	13,0	8,5

В табл. 1-2 [illegible] топливный баланс электростанций СССР за 1960 г. и по плану на 1965 г. Из этой таблицы видно, что хотя доля природного газа и жидкого топлива возрастает, уголь остается главным энергетическим топливом и доля его в 1965 г. составит 60%.

Таблица 1-2

Топливный баланс электростанций

Виды топлива	1960 г.		1965 г.	
	млн. *т.у.т.*	%	млн. *т.у.т.*	%
Всего	163,4	100,0	256,0	100,0
Уголь	106,1	64,9	153,3	60,0
Торф	11,7	7,2	12,1	4,8
Природный газ	19,7	12,1	49,1	19,0
Топочный мазут	15,3	9,4	26,3	10,6
Сланцы	1,7	1,0	3,8	1,5
Прочие виды топлива	8,0	5,4	10,9	4,1

Использование остальных видов энергии еще не получило широкого применения: энергия ветра в настоящее время используется только в ветродвигателях небольшой мощности и в незначительном количестве, а энергия солнечной радиации еще совсем не получила промышленного применения.

Применение атомной энергии в энергохозяйстве СССР в настоящее время весьма ограничено, но имеет большие перспективы: планом на семилетие 1959—1965 гг. предусмотрено ввести в строй ряд атомных электростанций с различными типами реакторов. Предполагается строительство первой геотермической электростанции на Камчатке.

1-2. КРАТКИЙ ОБЗОР РАЗВИТИЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ В СССР

До Великой Октябрьской социалистической революции по уровню промышленного производства Россия была одной из самых отсталых стран и по выработке электроэнергии занимала одно из последних мест в Европе. Суммарная мощность электрических станций России в 1913 г. составляла всего 1 100 тыс. *квт*, а годовая выработка электроэнергии — 1 950 млн. *квт·ч*. Поэтому уже в апреле 1918 г. в наброске плана научно-технических работ В. И. Ленин предложил образовать ряд комиссий из специалистов для возможно более быстрого составления плана реорганизации промышленности и экономического подъема России, выдвинув задачу создания общегосударственного плана. При этом В. И. Ленин указывал, что особое внимание следует обратить на электрификацию промышленности и транспорта, а также применение электричества в земледелии. С этой целью в 1920 г. по инициативе В. И. Ленина была создана Государственная комиссия по электрификации России. Разработанным комиссией планом (план ГОЭЛРО) предусматривалось осуществить в течение 15 лет реконструкцию действовавших электростанций и постройку новых станций общей мощностью 1 750 тыс. *квт*. В. И. Ленин рассматривал электрификацию как основную базу реконструкции и развития всего народного хозяйства страны, а план ГОЭЛРО называл второй программой партии. Этим планом ставились также большие задачи по развитию важнейших отраслей тяжелой промышленности.

План ГОЭЛРО был фактически выполнен значительно раньше намеченного срока. Уже в 1930 г. мощность электростанций СССР увеличилась втрое, а выработка электроэнергии — в 4 раза по сравнению с 1913 г. В 1937 г. электростанции нашей страны выработали электроэнергии в 18,5 раза больше, чем в 1913 г. В 1940 г. СССР по производству электроэнергии вышел на 2-е, а к 1947 г.— на 1-е место в Европе.

За годы социалистического строительства на основе широкого применения электроэнергии в нашей стране создана передовая социалистическая индустрия.

Применение электрического привода обеспечило массовое поточное производство, дало возможность полностью автоматизировать сложнейшие станки. Бурное развитие получили у нас электросварочное дело, электрометаллургия и электрохимия.

Дальнейшая электрификация Советского Союза идет по пути увеличения мощностей строящихся электростанций и одновременного объединения их в энергетические системы для параллельной работы.

Развитие электрификации промышленных районов Советского Союза происходит параллельно с развитием электрификации сельского хозяйства. Основой электрификации сельскохозяйственных предприятий являются близко расположенные сети промышленных электростанций, а также сооружаемые в отдельных совхозах и колхозах тепловые и гидравлические электростанции небольшой мощности.

Первые тепловые электростанции, построенные по плану ГОЭЛРО, имели установленную мощность не более 100 *Мвт*. Наибольшая мощность отдельных турбин не превышала 25 *Мвт* при начальном давлении пара 13—16 *бар* и температуре 325—350° С. Паропроизводительность паровых котлов не выходила за пределы 40—75 *т/ч*.

В период 1931—1940 гг. был введен в эксплуатацию ряд электростанций мощностью 150—200 *Мвт* (Зуевская, Ново-Московская). Мощность турбин, установленных на этих станциях, была повышена до 50 *Мвт* с параметрами пара 28,4 *бар* и 400° С, а к 1940 г. на этих станциях появились первые турбины мощностью 100 *Мвт* на средние параметры пара отечественного производства. Паропроизводительность барабанных котлов отечественного производства составляла 110, 150 и 180 *т/ч*.

В предвоенное десятилетие была сооружена теплоэлектроцентраль с параметрами пара 127,5 *бар* и 500° С с прямоточными котлами системы Л. К. Рамзина.

В послевоенный период начало сооружение тепловых электростанций мощностью 300 *Мвт* и выше с высокими параметрами пара (98 бар и 500° С).

К концу 1956 г. ввод оборудования высоких параметров составлял 75—95% всей установленной мощности, а в 1959 г. удельный вес электростанций высокого давления достиг 63% суммарной мощности районных электростанций. В 1953 г. была пущена Черепетская ГРЭС с турбинами мощностью 150 *Мвт* и котлами паропроизводительностью 240 *т/ч* при давлении 166,6 *бар* и температуре 560° С.

С первого года нового семилетия (1959—1965 гг.) началось внедрение нового энергетического оборудования — блоков котел — турбина мощностью 150 и 200 *Мвт* на повышенные параметры: 127,5 *бар* и 565° С. Паропроизводительность котлов доведена до 640 *т/ч*.

Дальнейшее развитие теплоэнергетики к 1965 г. будет ознаменовано повышением мощности отдельных тепловых электростанций до 2 400 *Мвт* с применением турбин мощностью 300 *Мвт* и котлов на 950 *т/ч*.

Удельный расход топлива на подобных электростанциях на начальные параметры пара 235 *бар* и 580° С при промежуточном перегреве пара до 565° С составит 304 *г/квт·ч*. Удельная численность обслуживающего персонала 0,23—0,17 против 0,5—0,6 на станциях с блоками меньшей мощности. Увеличение единичной мощности блоков и мощности всей станции позволило снизить удельные капиталовложения на один установленный киловатт мощности до 59—65 руб. против 85—100 руб. на станциях меньшей мощности.

Головные блоки мощностью 300 *Мвт* монтируют на Черепетской и Приднепровской ГРЭС.

Динамика годовой выработки электроэнергии в СССР характеризуется следующими цифрами:

Годы	1955	1957	1959	1960	1961	1962
Выработка, млрд. *квт·ч*	170	210	264	294,5	327	369

Характерной особенностью социалистического энергетического хозяйства является также быстрое развитие теплофикации, которой в дореволюционной России вообще не было. Теплофикация, т. е. централизованное снабжение производственных и бытовых потребителей теплом пара, отработавшего в тепловых двигателях теплоэлектроцентралей (ТЭЦ), дает огромный экономический эффект.

В 1931 г. [illegible] принял постановление о развитии теплофикации, которое предопределило бурные темпы развития теплофикации в последующие годы.

К концу 1940 г. число теплоэлектроцентралей увеличилось в 8,6 раза по сравнению с 1929 г. Мощность их увеличилась в 35 раз, отпуск тепла — в 22 раза и длина сетей — в 31,6 раза.

Послевоенный период развития теплофикации характеризуется огромными успехами. Уже к началу 1950 г. теплофикационная мощность ТЭЦ возросла в 1,7 раза по сравнению с 1940 г., а отпуск тепла увеличился вдвое и длина тепловых сетей — в 1,4 раза. Москва по всем показателям теплофикации вышла на 1-е место в мире среди городов.

К 1960 г. на районных ТЭЦ установленная мощность теплофикационных турбин составила более 10 тыс. *Мвт* с годовым отпуском тепла около 575 млн. *Гдж*. На мощных ТЭЦ с установленной мощностью 400—500 *Мвт* устанавливаются турбины мощностью 50 и 100 *Мвт* с параметрами пара 127,5 *бар* и 565° С.

В результате освоения новейшей энергетической техники, перехода на комбинированную выработку электрической и тепловой энергии и самоотверженного труда персонала электростанций — рабочих, ИТР и новаторов производства — непрерывно повышаются качественные показатели работы станций. Из года в год снижаются удельные расходы топлива. Так, например, в 1920 г. районные электростанции расходовали в среднем 1,4 *кг* условного топлива на каждый выработанный киловатт-час энергии.

Динамика удельных расходов условного топлива на отпущенную электроэнергию характеризуется данными, приведенными в табл. 1-3.

Таблица 1-3

Динамика удельных расходов условного топлива на отпущенную электроэнергию

Наименование величин	Годы					
	1955	1956	1957	1958	1959	1960
Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, *г/квт·ч*	523	511	498	482	477	471

В 1961 г. на Змиевской ГРЭС на блоке 200 тыс. *квт* достигнут удельный расход топлива при работе на природном газе 341 *г* на 1 отпущенный *квт·ч*, а на Приднепровской ГРЭС на блоке 150 тыс. *квт* на антрацитовом штыбе — 393 *г/квт·ч*.

Повышение тепловой экономичности электростанций и широкое применение новейшей техники снизят себестоимость электроэнергии за семилетие на 25—30%.

Таков блестящий путь развития нашей отечественной теплоэнергетики за годы Советской власти.

В новой программе Коммунистической партии Советского Союза намечены еще более величественные перспективы развития энергетики и преобразования Советского Союза в первую индустриальную державу мира. В течение двух десятилетий в СССР должна быть создана материально-техническая база коммунизма.

В программе КПСС сказано, что создание материально-технической базы коммунизма означает полную электрификацию страны и совершенствование на этой основе техники, технологии и организации общественного производства во всех отраслях народного хозяйства.

Таким образом, электрификации придается ведущее значение в развитии народного хозяйства в соответствии с памятным выражением В. И. Ленина: «Коммунизм — это есть Советская власть плюс электрификация всей страны».

Двадцатилетний план развития энергетики предусматривает, что к 1980 г. годовая выработка электроэнергии будет поднята до 2 700—3 000 млрд. *квт·ч*. Основным направлением в развитии энергетики остается преимущественное сооружение тепловых электростанций с использованием в качестве топлива дешевых видов углей, нефти и природного газа. В течение 20 лет будут построены 200 районных тепловых электростанций мощностью до 3 млн. *квт* каждая и 260 крупных теплоэлектроцентралей.

Таким образом, ленинская идея сплошной электрификации страны является стержнем программы развития экономики коммунизма.

1-3. ТИПЫ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ (ТЭС)

а) Классификация ТЭС

Энергетическими установками в широком смысле этого слова называются технические сооружения, назначением которых является выработка электрической, тепловой и механической энергии.

Энергетические установки в зависимости от вида используемых ими естественных энергетических ресурсов разделяют на ветро-, гидро-, гелио- и геотермические, атомные и теплосиловые.

Теплосиловые установки, использующие химическую энергию топлива, имеют в настоящее время наибольшее применение.

Классификация тепловых электрических установок может быть произведена по следующим признакам:

1. В зависимости от двигателя, применяемого для получения механической энергии (для вращения ротора электрического генератора), тепловые электрические станции можно разбить на: станции с поршневыми двигателями внутреннего сгорания; станции с паровыми поршневыми машинами; станции с газовыми турбинами и станции с паровыми турбинами.

Применение двигателей внутреннего сгорания для выработки электрической энергии в СССР ограничивается небольшими мощностями (не более 3 000—5 000 *квт*).

Такие электрические станции строят главным образом в районах, бедных водными ресурсами или удаленных от сетей энергосистем, для снабжения электроэнергией сельскохозяйственных предприятий, железнодорожных узлов и предприятий мелкой местной промышленности.

Паровые поршневые машины также применяют только на электростанциях малой мощности (до 1 500—2 000 *квт*).

Электростанции с газовыми турбинами не получили в СССР пока широкого распространения вследствие того, что для их работы требуются жидкие и газообразные виды топлива, которые еще в недалеком прошлом были дефицитными, а добыча природного газа только начинала развиваться.

В настоящее время в связи с развитием газовой и нефтяной промышленности газовые турбины должны получить широкое применение на крупных электростанциях в качестве пиковых агрегатов, а также в схемах парогазовых циклов.

Газотурбинные установки (ГТУ) мощностью 6—12 *Мвт* уже находят в настоящее время широкое применение на газопроводных перекачивающих подстанциях. Единичная мощность газовых турбин, изготовляемых нашими отечественными заводами, в настоящее время достигла уже 25 и 50 *Мвт*. Составлен и утвержден проект ГТУ-100 мощностью 100 *Мвт*. Согласно предварительным проработкам ЛМЗ, ВТИ и других организаций установлена возможность создания газотурбинных установок мощностью до 150—200 *Мвт*.

Таким образом, даже в этих предельных вариантах мощность ГТУ остается значительно меньшей, чем достигнутые (300 *Мвт*) и реально проектируемые мощности паровых турбин (500, 800 и 1 000 *Мвт*).

Поэтому основным типом тепловой электростанции средней и большой мощности является станция, оборудованная паровыми турбинами. Изучению этих станций и посвящен в основном настоящий курс, а газотурбинные установки в современном их развитии рассматриваются в отдельном разделе настоящей главы.

2. По начальному давлению пара паротурбинные электростанции можно разделить на:

электростанции низкого давления (до 20 *бар*);

электростанции среднего давления (до 40 *бар*);

электростанции высокого давления (88 *бар*);

электростанции повышенного давления (127,5 *бар*);

электростанции сверхкритических параметров с давлением 235 и 294 *бар*.

3. По характеру потребителей и месту расположения электростанции могут быть разделены на:

государственные районные электростанции (ГРЭС), которые строят для обслуживания большого количества потребителей; они имеют большую мощность; эти станции отдают вырабатываемую ими энергию в сеть энергетической системы, объединяющую несколько районных станций и снабжающую электроэнергией потребителей, расположенных на большой территории;

электростанции местного значения, построенные для непосредственного обслуживания определенного ограниченного района потребителей; эти станции при небольшой мощности часто не присоединяют к районным электрическим сетям; к этому типу электростанций относятся коммунальные станции, предназначенные для снабжения энергией городов, колхозные и промышленные станции, снабжающие энергией отдельные предприятия, электростанции железнодорожного транспорта, сооружаемые для снабжения тепловой и электрической энергией железнодорожных узлов и отдельных железнодорожных станций.

4. Наибольший интерес и значение представляет собой классификация электростанций по виду отпускаемой энергии, т. е. по чисто энергетическому признаку.

По этому признаку электростанции могут быть разделены на станции с комбинированной выработкой электрической энергии и тепла и станции с раздельной выработкой этих видов энергии.

Комбинированной выработкой энергии называется выработка электрической энергии с использованием отработавшего тепла для снабжения им потребителей.

Раздельной выработкой энергии называют выработку электрической энергии без использования отработавшего тепла и выработку пара для снабжения им потребителей без использования его для выработки электрической энергии.

б) Электрические станции с комбинированной выработкой электрической энергии и тепла

Такие электростанции называются теплоэлектроцентралями (сокращенно ТЭЦ). К ним относят электростанции, которые вырабатывают и отпускают потребителям электрическую энергию и тепло.

Рассмотрим основные схемы теплоэлектроцентралей.

Принципиальная тепловая схема станций, приведенная на рис. 1-1, характеризуется тем, что тепло каждого килограмма пара, отбираемого из турбины, используется частично для выработки электрической энергии, а затем у потребителей пара и горячей воды. Такая совместная или «комбинированная» выработка электрической энергии и тепла является наиболее рациональной и экономичной. В рассмотренной схеме применяются турбины, имеющие два регулируемых отбора пара. К этому типу теплоэлектроцентралей относятся также электростанции с турбинами, имеющими один регулируемый отбор пара.

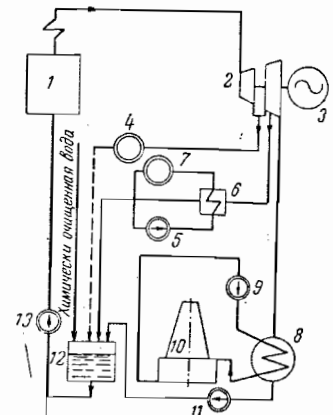


Рис. 1-1. Принципиальная схема теплоэлектроцентрали с турбинами, имеющими два регулируемых отбора пара.

1 — паровой котел; *2* — турбина; *3* — генератор; *4* — потребитель пара; *5* — сетевой насос; *6* — сетевой подогреватель; *7* — потребитель горячей воды; *8* — конденсатор; *9* — циркуляционный насос; *10* — охладитель циркуляционной воды; *11* — конденсатный насос; *12* — бак питательной воды; *13* — питательный насос.

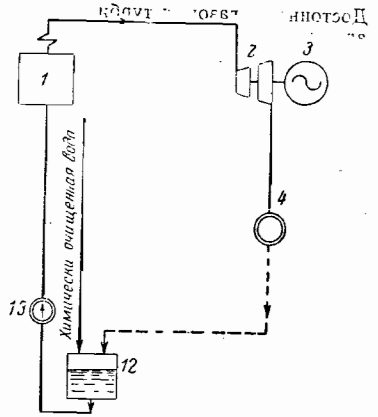


Рис. 1-2. Принципиальная схема электростанции, снабженной турбинами с противодавлением (обозначения те же, что и на рис. 1-1).

Теплоэлектроцентралями являются также электростанции, снабженные паровыми турбинами с противодавлением. По причине отсутствия в таких турбоустановках конденсатора весь отработавший пар должен быть направлен тепловому потребителю (рис. 1-2). Конденсат пара, поступающего от потребителя, частично или полностью возвращается на станцию и используется для питания котлов. В таких установках количество пара, проходящее через турбину, а следовательно, и количество вырабатываемой электроэнергии полностью зависят от теплового потребителя.

Станция, снабженная турбинами с противодавлением и работающая по заданному тепловому графику, т. е. при обязательном условии пропускать столько пара, сколько потребуется для снабжения потребителя теплом, должна иметь возможность отдавать всю вырабатываемую ею электроэнергию в электрическую сеть достаточно мощной системы.

В тех случаях, когда потребитель тепла снижает расход тепла, а вместе с тем снижается и вырабатываемая электрическая мощность, электрическая система должна восполнять это снижение мощности повышением ее на других станциях системы.

В случае, когда турбины с противодавлением установлены на изолированно работающей станции, необходима установка конденсационных турбин такой мощности, которая была бы достаточной для покрытия заданного электрического графика при наименьшем потреблении тепла.

Из сказанного следует, что отработавший пар станции, снабженной турбинами с противодавлением, может отпускаться преимущественно для технологических целей, так как потребности в тепле для отопления изменяются в зависимости от времени года.

К электрическим станциям, работающим по комбинированному способу, относятся также и электростанции с ухудшенным вакуумом. В конденсатор турбины, работающей с ухудшенным вакуумом, подается уменьшенное количество охлаждающей воды, вследствие чего она нагревается до более высокой температуры. После конденсатора вода направляется потребителям и после отдачи тепла возвращается обратно в конденсатор.

Удельный расход пара турбин с ухудшенным вакуумом, естественно, увеличивается, а к. п. д. самой турбины снижается, однако к. п. д. станции по выработке электроэнергии значительно возрастает вследствие использования почти всего количества отработавшего пара.

В тех случаях, когда перед конденсационной станцией средних параметров пара возникает необходимость удовлетворить большое бытовое потребление тепла, применяют сезонный перевод конденсационных турбин на теплофикационной режим. Для этого ротор низкого давления турбины заменяют отрезком вала (фальш-вал) и весь пар из цилиндра высокого давления направляют для подогрева воды в сетевых подогревателях. Таким образом, конденсационная турбина превращается в турбину с противодавлением и к. п. д. установки возрастает. На летний период работы ротор низкого давления можно поставить на свое место, и турбина может работать как конденсационная.

По комбинированному способу могут работать электростанции с двигателями внутреннего сгорания и газовыми турбинами, когда тепло отработавших газов используется для подогрева воды, отдаваемой потребителям для отопления и бытовых нужд.

в) Конденсационные электрические станции (КЭС)

На рис. 1-3 приведена принципиальная схема конденсационной электростанции. Особенность станции заключается в том, что весь отработавший пар, за исключением некоторого его количества (до 20—30%), используемого для подогрева питательной воды, направляется в конденсаторы, где его тепло отдается охлаждающей воде. Вследствие большой энтальпии этого пара (около 2 250—

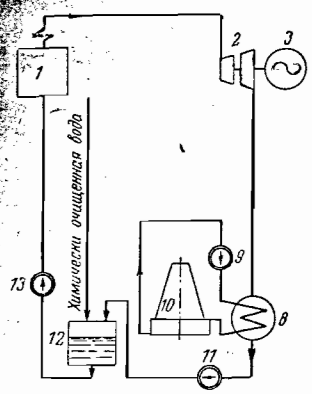


Рис. 1-3. Принципиальная схема конденсационной электростанции (обозначения те же, что и на рис. 1-1).

2 350 *кдж/кг*) потери тепла с охлаждающей водой составляют 50—55% всего количества тепла, получаемого в котельной при сжигании топлива. Коэффициент полезного действия таких станций сравнительно низок и не превышает 40% у самых экономичных станций.

1-4. ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Рабочим телом в газовых турбинах служат продукты сгорания топлива, сжигаемого в камере сгорания, в которую подается воздух от компрессора, соединенного с валом турбины. Получаемые в камере сгорания газы направляются в сопла турбины, где они расширяются с увеличением скорости, как в соплах паровых турбин. Полученная газами в соплах кинетическая энергия используется на рабочих лопатках для превращения ее в механическую энергию ротора турбины. Газовые турбины могут быть активными и реактивными.

Сгорание топлива в камере сгорания может осуществляться, как и в двигателях внутреннего сгорания, при постоянном давлении или постоянном объеме. Однако турбины со сгоранием при постоянном объеме распространения не получили вследствие более сложной конструкции.

По способу использования энергии топлива газовые турбины являются двигателями внутреннего сгорания, но не поршневого, а ротативного типа. Поэтому газовые турбины характеризуются положительными качествами двигателей внутреннего сгорания, не имея недостатков, присущих поршневым машинам.

...ства ...вых ...н по сравнению с паровыми двигателями сводятся к следующему:

отсутствие необходимости в паровых котлах и здании котельного цеха;

быстрый пуск в ход; эта особенность создает благоприятные условия для использования газовых турбин в качестве пиковых двигателей на электростанциях с неравномерным графиком нагрузки;

незначительная потребность в воде;

большое число оборотов, достаточное для прямого соединения муфтой с электрическим генератором;

значительная единичная мощность;

значительно меньшее количество обслуживающего персонала.

Газовые турбины, работающие со сгоранием при постоянном давлении, можно разделить на турбины, работающие по разомкнутому циклу, и турбины, работающие по замкнутому циклу.

Простейшей схемой работы турбины по разомкнутому циклу служит схема, показанная на рис. 1-4. Топливный насос *8* подает в камеру сгорания *2* через форсунку *7* топливо, которое сгорает, смешиваясь с воздухом, подаваемым в камеру под давлением, создаваемым компрессором *1*. Продукты сгорания проходят через сопла *3* и, расширяясь в них, поступают с большой скоростью на рабочие лопатки *4*, сидящие на диске *5*. Отработавшие газы выходят в атмосферу через выхлопной патрубок *6*.

Теоретический цикл такой турбины состоит из двух адиабат и двух изобар (рис. 1-5).

Адиабата *1-2* соответствует сжатию воздуха в компрессоре, а по изобаре *2-3* происходит подвод тепла (в действительном процессе сгорания топлива). В точке *3* подвод тепла (сгорание топлива) заканчивается. Состояние газа в точке *3* соответствует состоянию перед

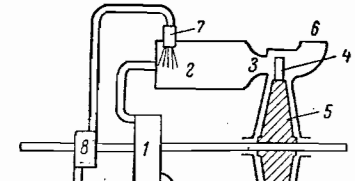


Рис. 1-4. Принципиальная схема газовой турбины со сгоранием при постоянном давлении.

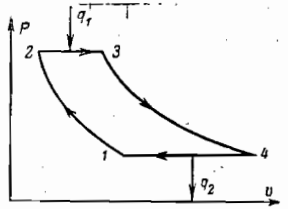


Рис. 1-5. Диаграмма теоретического цикла газовой турбины со сгоранием при постоянном давлении.

соплами. Расширению газа в турбине соответствует адиабата *3-4*. По линии *4-1* происходит отвод тепла q_2 (в действительном процессе — выпуск газов в атмосферу).

Одной из важнейших характеристик цикла служит величина отношения давления в конце процесса сжатия p_2 к давлению в начале процесса p_1. Эта величина называется степенью повышения давления:

$$\varepsilon_p = \frac{p_2}{p_1}.$$

В турбинах большой мощности степень повышения давления доходит до 10 и более при двух и трех ступенях сжатия.

Основными элементами газотурбинной установки, показанной на рис. 1-5, являются камера сгорания, турбина и вращаемый ею компрессор. Пуск такой установки производится при помощи электродвигателя, сидящего на одном валу с турбиной.

Мощность, развиваемая турбиной, в значительной части расходуется на привод компрессора и другие вспомогательные механизмы.

Так, например, турбина более сложной и более экономичной газотурбинной установки ЛМЗ ГТУ-12-650 развивает мощность около 22 000 *квт*, из которых 10 000 *квт* затрачивается на компрессор и вспомогательные механизмы и только 12 000 *квт* преобразуется в электрическую энергию.

Поэтому экономичность простейшей установки невелика: ее к. п. д. не превосходит 20%.

Для повышения эффективности разработаны более совершенные схемы ГТУ с применением усовершенствованных компрессоров, камер сгорания и турбин.

Одним из способов увеличения к. п. д. установок служит применение регенератора, в котором тепло отработавших газов используется для нагревания сжатого воздуха, подаваемого компрессором в камеру сгорания.

Принципиальная схема газотурбинной установки с регенератором показана на

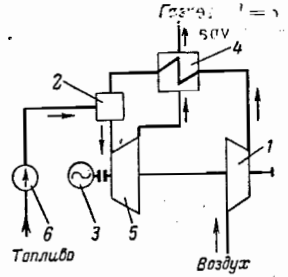


Рис. 1-6. Принципиальная тепловая схема газотурбинной установки с разомкнутым циклом при постоянном давлении и при регенерации.

рис. 1-6, а диаграмма теоретического цикла с регенерацией — на рис. 1-7.

Сжатый компрессором *1* воздух направляется в камеру сгорания *2* через регенератор *4*, где он подогревается отработавшими в турбине *5* продуктами сгорания топлива. Топливо подается в камеру сгорания топливным насосом *6*. Для пуска установки имеется пусковой двигатель. К валу турбины присоединен ротор генератора *3*.

Теоретический цикл с регенерацией (рис. 1-7) отличается от цикла без регенерации только тем, что участок изобары *2—2'* соответствует процессу нагрева воздуха в регенераторе, а участок *2'—3* — сгоранию топлива. Изобара *1'—1* — отдача тепла газами внешней среде, а изобара *4—1'* — отдача тепла воздуху.

Отношение количества тепла, получаемого воздухом от газов в данной установке, к тому количеству, которое могло бы быть передано, если бы газы охлаждались до температуры воздуха, называется степенью регенерации.

Величина степени регенерации σ может изменяться от нуля до единицы.

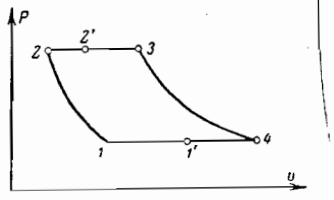


Рис. 1-7. Диаграмма теоретического цикла газовой турбины с регенерацией тепла.

...мпература $T'_2 = T_4$, а при ...температуре $T'_2 = T_2$.

...практически степень регенерации приме... в пределах $\sigma = 0{,}6 \div 0{,}7$ и даже до 0,8 ... например, в ГТУ-25-650, изготовляемой ...нинградским металлическим заводом).

При увеличении степени регенерации поверхность нагрева регенератора быстро возрастает, и поэтому увеличение степени регенерации более $\sigma = 0{,}8$ становится практически нецелесообразным.

Зависимость к. п. д. газотурбинной установки от степени регенерации σ при различной степени повышения давления ε_p показана на рис. 1-8. Кривые рис. 1-8 показывают, что при регенерации степень повышения давления ε_p сначала увеличивает к. п. д. установки, а по достижении некоторого максимума снижает его вследствие увеличения мощности, потребляемой компрессором.

Большое влияние на к. п. д. установки оказывают повышение температуры газов перед турбиной T_3, а также снижение температуры воздуха, поступающего в компрессор (T_1 на рис. 1-5). Поэтому одной из важнейших характеристик теплового процесса ГТУ является величина отношения этих температур

$$\beta = \frac{T_3}{T_1}.$$

Зависимость к. п. д. установки от величины β, показанная на рис. 1-9, справедлива для любых схем газотурбинных установок.

С увеличением степени повышения давления ε_p внутренний к. п. д. установки сначала возрастает, но только до некоторого оптимального значения, а затем понижается, что объясняется увеличением мощности, потребляемой компрессором по мере увеличения ε_p.

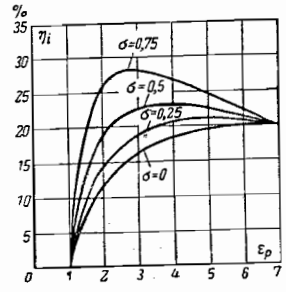


Рис. 1-8. Зависимость к. п. д. газотурбинной установки с разомкнутым циклом от степени повышения давления ε_p при разных степенях регенерации σ.

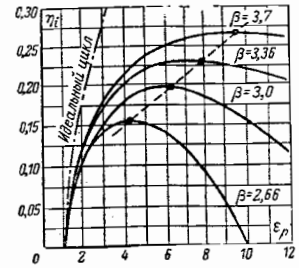


Рис. 1-9. Зависимость к. п. д. ГТУ от степени повышения давления ε_p при разных отношениях температур β.

Численные значения оптимальной величины ε_p при постоянной T_1 можно видеть в табл. 1-4; на рис. 1-9 эти значения отмечены пунктирной линией.

Таблица 1-4

Температура перед турбиной, °С	Оптимальная степень повышения давления ε_p	η_i, %
500	4	15,2
600	6	19,5
700	7	22,6
800	9	26,0

Увеличение к. п. д. происходит также при понижении температуры воздуха T_1 при неизменной температуре газа T_3. Так, например, снижение T_1 на 10° С дает такое же повышение к. п. д., как повышение T_3 на 30° С.

Стационарные газотурбинные установки, изготовляемые в настоящее время отечественными и заграничными заводами, ограничивают температуру газов перед турбиной величиной 700° С. Для авиационных газовых турбин допускают более высокие значения температур (до 800° С), но с соответствующим ограничением срока службы.

Газотурбинная установка мощностью 100 *Мвт* по проекту ЛМЗ рассчитана на температуру 750° С с продолжительностью срока службы до 20 000 ч.

Дальнейшее увеличение температуры газа ограничивается качеством жаропрочных металлов и зависит от успехов металлургии.

Температура газа перед турбиной регулируется в камере сгорания подводом вторичного воздуха, который смешивается с продуктами сгорания и понижает их температуру до

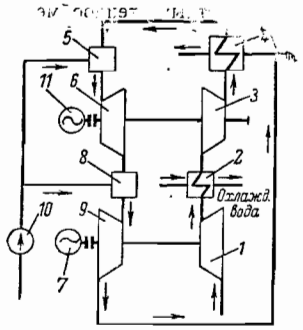


Рис. 1-10. Принципиальная тепловая схема ГТУ с регенерацией, с двумя ступенями сгорания и двумя ступенями сжатия.

требуемой величины. Количество вторичного воздуха обычно значительно больше, чем первичного.

Для повышения эффективности и мощности крупных газотурбинных установок применяются ступенчатые сгорание и сжатие.

Принципиальная схема ГТУ с двумя ступенями сгорания и двумя ступенями сжатия показана на рис. 1-10.

В этой установке воздух засасывается компрессором низкого давления *1*, и после охлаждения в охладителе *2* воздух поступает в компрессор высокого давления *3*. Подогретый в регенераторе *4* воздух направляется в камеру сгорания высокого давления *5*. Горячие газы направляются через сопловой аппарат на рабочие лопатки турбины высокого давления *6*. Отработавшие газы, содержащие большое количество воздуха, поступают из турбины в камеру сгорания низкого давления *8*, куда подается топливо насосом *10* или газ газовым компрессором. Газы из этой камеры сгорания с температурой, равной температуре на выходе из цилиндра первой ступени, направляются в турбину низкого давления *9* и, отработав в ней, поступают в регенератор. Установка снабжена пусковыми двигателями *7*. Мощность снимается с вала турбины высокого давления генератором *11*.

Газотурбинные установки со ступенями сжатия и ступенями сгорания могут быть одновальными или двухвальными.

Схема одновального агрегата с двумя ступенями сжатия и двумя ступенями расширения и с регенерацией показана на рис. 1-11.

На рис. 1-12 изображена газотурбинная установка с тремя ступенями сжатия, двумя ступенями сгорания и с регенерацией. В этой установке применены двухпоточные компрессор низкого давления и турбина низкого давления. Полезная мощность этой установки 27 *Мвт*. Степень повышения давления в КНД равна 3,9, а общая степень повышения давления составляет 8. Температура газов 600° С. Расход воздуха в установке составляет 180 *кг/сек* и расход охлаждающей воды — 337 *кг/сек*. Расчетный к. п. д. на валу турбины 34%.

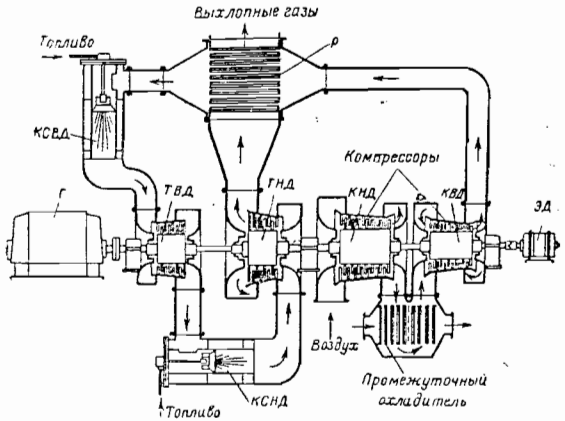


Рис. 1-11. Тепловая схема одновальной ГТУ с регенерацией, с двумя ступенями сжатия и двумя ступенями сгорания.

Все рассмотренные выше ГТУ относятся к установкам с разомкнутым циклом.

Применение ГТУ замкнутого цикла более ограничено. В Советском Союзе такие установки еще не применяются. Опыт применения их за границей также еще невелик. В настоящее время находится в работе считанное количество таких установок, и опыт их освоения значительно меньше, чем ГТУ разомкнутого цикла.

Принципиальная схема ГТУ замкнутого цикла показана на рис. 1-3.

Рабочим телом в установке служит одно и то же количество воздуха, который последовательно сжимается, подогревается, расширяется и снова сжимается и т. д.

Установка состоит из компрессора *5*, который сжимает воздух. Из компрессора воздух поступает в регенератор *6*, где он подогревается отработавшим воздухом, выходящим из выхлопного патрубка турбины *4*. После

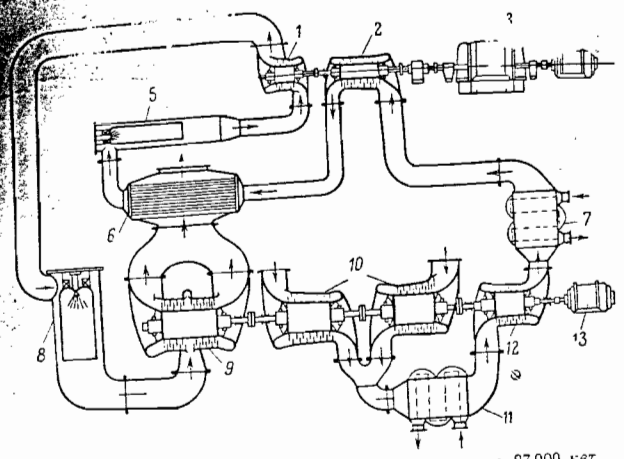


Рис. 1-12. Тепловая схема двухвальной ГТУ мощностью 27 000 *квт*.
1 — турбина высокого давления; *2* — компрессор высокого давления; *3* — генератор; *4* — пусковой электродвигатель; *5* — камера сгорания высокого давления; *6* — регенератор; *7* — воздухоохладитель; *8* — камера сгорания низкого давления; *9* — двухпоточная турбина низкого давления; *10* — двухпоточный компрессор низкого давления; *11* — воздухоохладитель; *12* — компрессор среднего давления; *13* — пусковой электродвигатель.

регенератора воздух направляется в подогреватель воздуха *3*, где он подогревается до температуры, необходимой для работы турбины (т. е. до 600—700° С). Подогрев воздуха происходит в поверхностном подогревателе *3* продуктами сгорания, полученными в камере сгорания *2*, куда подаются топливо и воздух, необходимый для его сгорания, предварительно подогретый в поверхностном подогревателе *1* продуктами сгорания, отработавшими в воздухоподогревателе *3*.

Воздух после совершения им полезной работы в турбине *4* и отдачи некоторого количества тепла в регенераторе направляется в охладитель *7*, где он охлаждается до начальной температуры водой перед поступлением в компрессор для повторения цикла.

ГТУ с замкнутым циклом имеют следующие преимущества перед ГТУ с разомкнутым циклом:

проточная часть турбины работает на чистом воздухе, не загрязненном продуктами сгорания;

обеспечена возможность применения для подогрева рабочего воздуха твердого топлива;

имеется возможность применения больших давлений воздуха, что увеличивает мощность установки, не понижая ее экономичности.

Недостатком ГТУ с замкнутым циклом являются ее большие сложность и стоимость вследствие применения громоздких поверхно-

[illegible] обменников. Поэтому такие установки пока не получили широкого применения.

Нашими отечественными заводами изготовляются исключительно ГТУ с разомкнутым циклом.

Имеющийся в настоящее время опыт эксплуатации ГТУ и проекты новых установок дают основание определить следующие области применения газотурбинных установок на электрических станциях:

1. На электростанциях малой и средней мощности в маловодных районах и районах, прилегающих к дальним газопроводам, а также в районах нефтепромыслов с попутным нефтяным газом.

Расчеты Теплоэлектропроекта показывают следующие преимущества применения ГТУ по сравнению с паровыми турбинами одинаковой мощности и при одинаковых условиях работы:

1) кубатура зданий ГТУ составляет всего 30—35% кубатуры паротурбинной электростанции;

2) количество обслуживающего персонала на ГТУ составляет 25—30% численности при паротурбинной установке;

3) расход воды в зависимости от схемы составляет всего 10—30% расхода паротурбинной электростанции;

4) себестоимость электроэнергии на 40—50% ниже расхода паротурбинной электростанции;

5) стоимость сооружения ГТУ на 25—30% ниже стоимости сооружения паротурбинной;

6) экономичность ГТУ несколько ниже экономичности паротурбинной электростан-

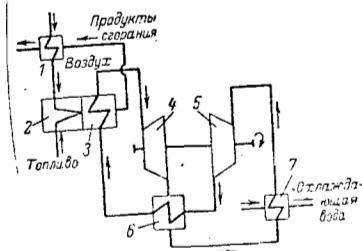


Рис. 1-13. Принципиальная тепловая схема ГТУ с замкнутым циклом.

ции, но при повышении температуры газа до 750° С она приближается по экономичности к лучшим паротурбинным станциям.

2. Особое преимущество ГТУ приобретают при использовании их в качестве пиковых агрегатов паротурбинных электростанций в энергосистемах, не имеющих в своем составе гидростанций.

Для примера можно указать, что по данным завода-изготовителя время пуска из холодного состояния установки ГТУ-25-700 составляет всего 30—40 *мин*.

3. Газотурбинные установки могут найти применение для теплоэлектроцентралей, так как использование тепла отработавших газов и охлаждающей воды в большой степени повышает к. п. д. газотурбинных станций.

Тепловая мощность по отработавшему теплу ГТУ по данным заводов-изготовителей составляет:

ГТУ-25-700 . . . . . 35 *Мвт*
ГТУ-50-750 . . . . . 90 *Мвт*

Особое значение в связи с развитием в Советском Союзе газовой и нефтяной промышленности приобретает применение ГТУ в парогазовых циклах.

Парогазовый цикл представляет собой соединение паротурбинной и газотурбинной установок в одной технологической схеме. Детали такой схемы могут быть весьма разнообразными. В настоящее время отечественными научно-исследовательскими учреждениями и зарубежными котлотурбостроительными заводами разработано большое количество схем парогазовых циклов. Различие этих схем заключается как в пароводяной, так и газотурбинной частях.

Одной из таких схем является схема мощной комбинированной парогазовой установки

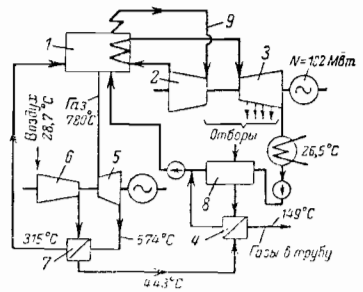


Рис. 1-14. Принципиальная тепловая схема парогазового цикла.

(КПГУ), изображенная на рис. 1-14 (схема ЦКТИ).

В этой схеме применен высоконапорный парогенератор *1*, т. е. котел специальной конструкции с топкой, работающей под давлением. Давление в топке, составляющее 2—3 *бар*, создает в котлоагрегате большие скорости газов, что обеспечивает эффективную теплопередачу и очень высокие тепловые нагрузки поверхностей нагрева (до 350 *квт/м²*). Воздух, необходимый для горения топлива, подается осевым двухступенчатым компрессором *6* через регенератор *7*, где он подогревается газами, отработавшими в газовой турбине *5*. Уходящие газы парогенератора направляются под давлением в газовую турбину в качестве рабочего тела при температуре 650—750° С (в данной схеме 780° С). Отработавшие в турбине газы направляются в регенератор для подогрева воздуха и затем в экономайзер *4* для подогрева питательной воды паротурбинной установки, включенный последовательно с регенеративным подогревателем *8*. Пар высокого давления, полученный в парогенераторе, используется для привода паровой двухцилиндровой турбины *2* и *3*, работающей с промежуточным перегревом пара *9*.

Расчетный к. п. д. нетто такого парогазового цикла определен в 41,6%, а расчетная мощность паротурбинного агрегата 100 *Мвт*. Газовая турбина служит для привода компрессора, сидящего на ее валу, а избыточная мощность (в данной схеме 15 *Мвт*) используется для привода электрического генератора.

Топливом в такой установке может служить газ или жидкое топливо, так как уходящие из парогенератора газы должны быть чистыми и пригодными для работы газовой турбины, не вызывая загрязнения ее проточной части.

Проектирующими и научно-исследовательскими организациями (Промэнергопроект, Теплоэлектропроект, ЦКТИ) разработано большое количество схем парогазовых станций и произведено сравнение их с различными вариантами паротурбинных станций тех же мощностей.

Так, например, институтом «Теплоэлектропроект» проведено технико-экономическое сравнение парогазовой электростанции 6×КПГУ-190 (схема ЦКТИ), мощность паровой турбины 165 *Мвт* и газовой турбины 25 *Мвт*, с электростанцией, состоящей из двух блоков по 150 и трех блоков по 300 *Мвт*. Сводка технико-экономических показателей сравниваемых электростанций приведена в табл. 1-5.

Таблица 1-5

Наименование величин	Варианты	
	6×КПГУ-190	2×К-150-130 3×К-300-240
Мощность электростанций, *Мвт*:		
а) брутто	1 200	1 270
б) нетто	1 164	1 232
К. п. д. нетто при расчетной нагрузке, %	41,25	40,35
Себестоимость отпускаемой энергии, *коп/квт·ч* . . .	0,438	0,45
Удельные капитальные затраты по станции, *руб/квт*	52,6	52,8
Удельный расход металла в оборудовании, *кг/квт* . .	26	29,5
Удельная численность обслуживающего персонала, *чел/тыс. квт*	0,217	0,195
Стоимость строительно-монтажных работ, млн. руб.	21 300	22 000

1-5. УСТАНОВКИ С МАГНИТОГИДРОДИНАМИЧЕСКИМ ГЕНЕРАТОРОМ

Наиболее перспективным направлением непосредственного преобразования тепла в электроэнергию для крупной энергетики являются установки с магнитогидродинамическими генераторами (МГДГ).

Если поток ионизированного газа будет пересекать электромагнитное поле, то в направлении, перпендикулярном магнитному полю и потоку ионизированного газа, возникает электрический ток. Для того чтобы получить ионизированный газ (плазму), необходимо нагреть его до весьма высоких температур. Однако путем присадки щелочных металлов можно снизить необходимую для ионизации температуру до 2 200—2 900° С, т. е. до величин, близких к температурам в топках современных котлоагрегатов.

Создаваемое МГДГ напряжение тока пропорционально скорости потока газов, и поэтому для достижения значительных мощностей потребуются высокие (сверхзвуковые) скорости газа, развиваемые путем расширения газа в сопле.

Поскольку магнитное поле в МГДГ может создаваться электромагнитом, питаемым постоянным током, генератор дает постоянный ток, который может быть превращен в переменный ток при помощи преобразовательной установки. В МГДГ может быть сработан сравнительно небольшой тепловой перепад в соответствии с небольшим диапазоном высоких температур, обеспечивающих ионизацию. Этот тепловой перепад превращается в электрический ток при к. п. д., равном 70—80%. Для использования тепла газа, покидающего МГДГ при температуре 2 200° С, может быть использована паротурбинная или газотурбинная установка.

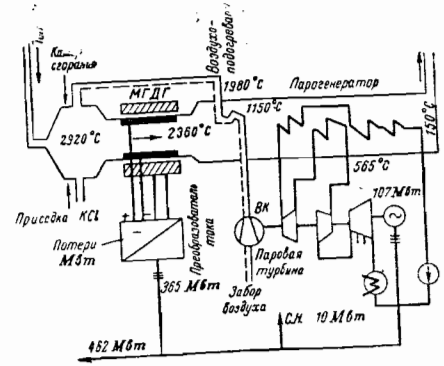


Рис. 1-15. Принципиальная схема комбинированной паротурбинной установки с МГДГ.

На рис. 1-15 приведена принципиальная схема комбинированной установки с МГДГ и паровой турбиной мощностью 462 *Мвт* (предложение, опубликованное в американском журнале).

Из камеры сгорания горячие газы поступают в МГДГ, выполненный в виде сопла длиной 20 *м* при прямоугольном сечении (ширина 0,9 *м* у входа и 1,8 *м* у выхода). Напряжение тока, создаваемое между электродами, равно 2 500 *в*. Мощность МГДГ равна 365 *Мвт*. В МГДГ срабатывается перепад температур с 2 920 до 2 300° С, после чего газы поступают в воздухоподогреватель, в котором воздух нагревается до температуры 1 980° С. Воздухоподогреватель регенеративного типа выполняется из керамических материалов. При температуре 1 150° С газы поступают в конвективный парогенератор. На валу турбин, помимо электрического генератора мощностью 107 *Мвт*, сидит также воздушный компрессор, подающий сжатый воздух в камеру сгорания. Ожидаемый к. п. д. нетто установки равен 55—60%.

В отличие от открытой схемы, показанной на рис. 1-15, возможна закрытая схема, представленная на рис. 1-16. При закрытой схеме можно использовать инертные газы (гелий или аргон) и применить в качестве способствующей ионизации присадки цезий, в результате чего необходимый температурный

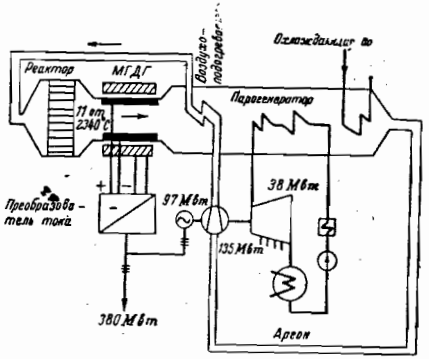


Рис. 1-16. Комбинированная установка МГДГ с ядерным реактором и паротурбинной установкой (замкнутая схема).

диапазон перемещается в область более низких величин.

Газы выходят из высокотемпературного ядерного реактора с температурой 2 340° С и поступают в сопло МГДГ. При этой схеме мощности паровой турбины недостаточно для привода компрессора. Отпускаемая мощность установки составляет 380 *Мвт*.

При создании установок с МГДГ потребуется преодолеть большие трудности, особенно в части материалов.

1-6. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

а) Число часов использования установленной мощности в год

Поскольку электрическая нагрузка изменяется как в течение суток, так и по месяцам года, электростанции и отдельные агрегаты работают при различных нагрузках от номинальной до минимально допустимой.

На рис. 1-17 приведены графики длительности различных нагрузок в течение года. Если взять произвольную точку на графике длительности, соответствующую некоторой нагрузке, то ее проекция на ось абсцисс дает число часов в году, когда нагрузка превышает данную. Площадь под графиком длительности выражает величину выработки электроэнергии в течение года $Э_{год}$ [*квт·ч*].

Число часов использования установленной мощности в год можно определить, разделив величину годовой выработки электроэнергии на величину установленной мощности:

$$n_{уст} = \frac{Э_{год}}{N_{уст}}. \qquad (1\text{-}1)$$

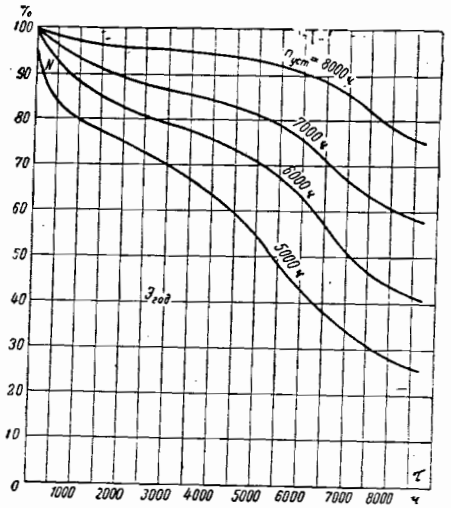


Рис. 1-17. Графики длительности нагрузок.

Таким образом, число часов использования установленной мощности соответствует числу часов, которое должна была бы работать электростанция при нагрузке, равной $N_{уст}$, чтобы выработать количество электроэнергии $Э_{год}$.

Каждой величине $n_{уст}$ соответствует примерно определенный характер графика длительности нагрузки. В зависимости от величины $n_{уст}$ электростанции делят на базовые ($n_{уст}=5\,000 \div 7\,500$), полупиковые ($n_{уст}=3\,000 \div 5\,000$) и пиковые ($n_{уст}=800 \div 3\,000$).

б) Удельный расход условного топлива $b^у$

Удельный расход условного топлива дается в килограммах на отпущенный 1 *квт·ч* и характеризует тепловую экономичность выработки электроэнергии.

Выше уже приводились данные о величине $b^у$ на ТЭС. Для характеристики работы ТЭС надо знать величины $b^у$ при номинальной нагрузке, а также при частичных нагрузках. Зная зависимость часового расхода топлива от нагрузки $B^у_{час}=f(N)$, можно при помощи графика длительности нагрузок найти годовой расход условного топлива $B^у_{год}$, и затем среднегодовой удельный расход условного топлива.

$$b^у_{год} = \frac{B^у_{год}}{Э_{год}}. \qquad (1\text{-}2)$$

На рис. 1-18 в правом верхнем квадранте дана зависимость $B^у_{час}=f(N)$. При помощи графика длительности нагрузок, нанесенной в правом нижнем квадранте, в левом верхнем квадранте строится график длительности часовых расходов условного топлива, площадь под которой дает величину $B^у_{год}$.

Поскольку при частичных нагрузках тепловая экономичность ниже, чем при номинальной нагрузке, среднегодовой удельный расход условного топлива выше, чем удельный расход при номинальной нагрузке, и возрастает с уменьшением числа часов использования установленной мощности.

в) Удельные капиталовложения $к$ [*руб/квт*]

Удельные капиталовложения характеризуются стоимостью 1 *квт* установленной мощности.

Если $К$ — полная стоимость строительства электростанции, которая складывается из стоимости строительных работ и монтажа (примерно 35—40%) и стоимости установленного оборудования, то имеем:

$$К = К/N_{уст}. \qquad (1\text{-}3)$$

Стоимость главного корпуса ТЭС, в котором размещается основное оборудование, составляет 50—60% полной стоимости электростанции. Наибольший удельный вес в стоимости станции имеют котлоагрегаты с их вспомогательным оборудованием. Поэтому ТЭС, работающие на газе или мазуте, вследствие упрощения котлоагрегатов и отпадения дорогого вспомогательного оборудования (пылеприготовление, электрофильтры, золоудаление) имеют стоимость на 15—20% ниже ТЭС, работающих на твердом топливе. Стоимость строительной части главного корпуса зависит от его строительного объема. Характеристикой последнего является величина удельного строительного объема главного корпуса в кубических метрах на 1 *квт* установленной мощности.

Для современных мощных электростанций этот показатель равен 0,45—0,7 *м³/квт*.

Основным путем снижения удельных капиталовложений являются увеличение единичных мощностей турбо- и котлоагрегатов и увеличение мощности ТЭС, что подтверждается данными, приведенными в табл. 1-6.

Снижение стоимости монтажа и строительной части способствует сокращению сроков строительства, для чего большие возможности дают применение сборного железобетона и поставка котлоагрегатов готовыми блоками.

Таблица 1-6

Удельные капиталовложения конденсационных электростанций, работающих на твердом топливе

Мощность ТЭС, *Мвт*	Единичная мощность агрегатов, *Мвт*	Число агрегатов	Стоимость 1 *квт*, руб.
300	50 (К-50-90)	6	122
600	100 (К-110-90)	6	110
600	150 (К-150-130)	4	96,5
1 200	200 (К-200-130)	6	25,0
1 200	300 (К-300-240)	4	80,5
2 400	300 (К-300-240)	8	74,0

г) Штатный коэффициент $П_{чел}/Мвт$

Штатный коэффициент, характеризующий численность обслуживающего персонала на станции, зависит от мощности ТЭС, вида сжигаемого топлива и степени автоматизации технологических процессов. Значительная доля персонала приходится на топливоподачу при работе ТЭС на твердом топливе. Поэтому ТЭС, работающие на газе или жидком топли-

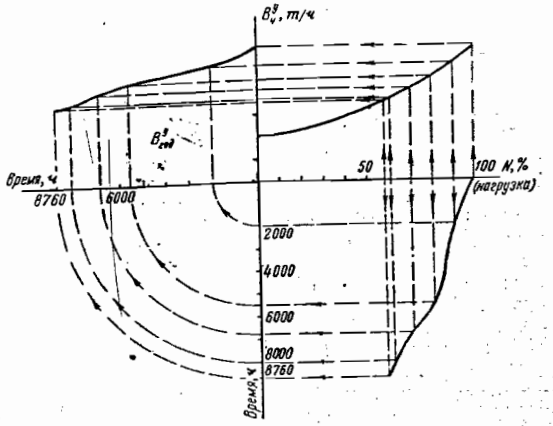


Рис. 1-18. Графическое определение $B^у_{год}$ при помощи зависимости $B^у_{час}=f(N)$ и кривой длительностей нагрузок.

ве, имеют более низкий штатный коэффициент.

Переход к блочным автоматизированным электростанциям позволяет снизить штатный коэффициент до величины 0,2—0,5 *чел/Мвт*.

д) Себестоимость электроэнергии

$c_э$ [*коп/квт·ч*]

Себестоимость электроэнергии определяется выражением

$$c_э = И_{год}/Э_{год}. \qquad (1\text{-}4)$$

Годовые издержки на выработку электроэнергии $И_{год}$ складываются из затрат на топливо, амортизационных отчислений, затрат на текущие ремонты, заработной платы обслуживающего персонала, общестанционных и прочих расходов.

Доля затрат на топливо в себестоимости электроэнергии называется топливной составляющей себестоимости электроэнергии и равна

$$c_{э.т} = b^{y} ц_т,$$

где $ц_т$ — стоимость условного топлива франко-электростанция.

Себестоимость электроэнергии можно выразить следующей формулой:

$$c_э = b^{y} ц_т + \frac{1}{n_{уст}}(A_1 k + A_2 П), \qquad (1\text{-}5')$$

где A_1 и A_2 — постоянные коэффициенты, характеризующие нормы амортизационных отчислений, текущих ремонтов и зарплаты.

Таким образом, себестоимость электроэнергии снижается при снижении удельного расхода и стоимости топлива, при снижении удельных капиталовложений и при увеличении числа часов использования установленной мощности. При дешевом топливе доля топливной составляющей уменьшается и возрастает влияние удельных капиталовложений.

Однако себестоимость электроэнергии не характеризует полностью экономичность ТЭС, и при стоимостном сравнении вариантов ТЭС рекомендуется пользоваться методом окупаемости, позволяющим соизмерять капиталовложения и годовые издержки, определяющие себестоимость. Если имеются два варианта ТЭС, причем первому варианту соответствуют величины K_1 и $U_{год1}$, а второму K_2 и $U_{год2}$ и имеют место соотношения

$$K_1 < K_2$$

и

$$И_{год1} > И_{год2},$$

то перерасход капиталовложений этого варианта окупится при соблюдении неравенства

$$\frac{K_2 - K_1}{И_{год1} - И_{год2}} \leqslant T_н, \qquad (1\text{-}5)$$

где $T_н$ — нормативный срок окупаемости, который для энергетики принимается равным 8 годам.

Выражение (1-5) можно также записать в другой форме:

$$K_1 + И_{год1} T_н \leqslant K_2 + И_{год2} T_н. \qquad (1\text{-}6)$$

Если сравнивается ряд вариантов, то наиболее экономичный должен удовлетворять условию

$$K + И_{год} T_н = \text{минимум}. \qquad (1\text{-}7)$$

Величина $З = K + И_{год} T_н$ соответствует расчетным затратам за нормативный срок окупаемости, т. е. для энергетики за 8 лет.

Величину удельных расчетных затрат можно выразить следующим образом:

$$з = З/Э_{год} T_н = \frac{K}{N_{уст} n_{уст}} \cdot \frac{1}{T_н} + \frac{И_{год}}{Э_{год}} = 0{,}125 \frac{k}{n_{уст}} + c_э. \qquad (1\text{-}8)$$

Таким образом, величина удельных расчетных затрат больше себестоимости электроэнергии на величину $0{,}125k/n_{уст}$.

Если в выражение (1-8) подставить значение $c_э$ из уравнения (1-5), то получим:

$$з = 0{,}125 k/n_{уст} + b^{y} ц_т + \frac{1}{n_{уст}} k + \frac{1}{n_{уст}} A_2 П =$$

$$= ц_т/n_{уст}\left[0{,}125 \frac{k}{ц_т} + b^{y} n_{уст} + \frac{k}{ц_т} A_1 + A_2 П\right].$$

Обозначив отношение величины удельных капиталовложений к стоимости условного топлива $k' = k/ц_т$, получим:

$$з = ц_т/n_{уст}\,[(0{,}125 + A_1) k' + b^{y} n_{уст} + A_2 П]. \qquad (1\text{-}9)$$

е) Надежность работы ТЭС

Надежность работы отдельных агрегатов или блоков ТЭС характеризуется показателем надежности p, представляющим собой отношение времени работы за год $\tau_р$ ко времени работы плюс время внеплановых ремонтов $\tau_{вн}$:

$$p = \frac{\tau_р}{\tau_р + \tau_{вн}}. \qquad (1\text{-}10)$$

Соответственно аварийность q равна:

$$q = \frac{\tau_{вн}}{\tau_р + \tau_{вн}}; \qquad (1\text{-}11)$$

очевидно, что $p + q = 1$.

Сравнение вариантов ТЭС должно вестись при одинаковой надежности отпуска электроэнергии потребителю системой, т. е. при одинаковом допускаемом недоотпуске электроэнергии, который принимают равным примерно 0,0015% ожидаемого годового отпуска электроэнергии системой.

Для того чтобы привести варианты, имеющие различную надежность, к одинаковому расчетному недоотпуску электроэнергии, необходимо найти потребный дополнительный аварийный резерв мощности в системе для каждого варианта и прибавить его стоимость к величине капиталовложений.

Таким образом, количественный учет надежности в расчетных затратах может быть осуществлен путем учета дополнительного аварийного резерва.

Определение аварийного резерва ведется методом теории вероятности. Надежность p и аварийность q агрегатов или блоков, определяемые на основании статистики, характеризуют вероятность надежного или аварийного состояния. Если первый агрегат характеризуется надежностью p_1 и аварийностью q_1, а второй — соответственно p_2 и q_2, то можно записать:

$$p_1 + q_1 = 1 \text{ и } p_2 + q_2 = 1.$$

Перемножая оба равенства, имеем:

$$(p_1 + q_1)(p_2 + q_2) = 1,$$

или

$$p_1 p_2 + q_1 p_2 + q_2 p_1 + q_1 q_2 = 1; \qquad (1\text{-}12)$$

Выражение (1-12) дает сумму всех вероятных состояний первого и второго агрегатов:

$p_1 p_2$ — вероятность рабочего состояния первого и второго агрегатов (теорема умножения);

$q_1 p_2$ — вероятность аварийного состояния первого и рабочего состояния второго агрегатов;

$q_2 p_1$ — вероятность аварийного состояния второго и рабочего состояния первого агрегатов;

$q_1 q_2$ — вероятность аварийного состояния одновременно обоих агрегатов.

Применив это соотношение для блока котел ($p_к$, $q_к$) — турбина ($p_т$, $q_т$), получим:

$$p_к p_т + q_к p_т + q_т p_к + q_к q_т = 1. \qquad (1\text{-}13)$$

Отсюда следует, что надежность блока равна произведению надежности котла на надежность турбины, т. е. всегда ниже надежности составляющего блок основного оборудования.

Аварийность блока равна

$$q_{бл} = q_к p_т + q_т p_к + q_к q_т. \qquad (1\text{-}14)$$

Так как величины аварийности обычно принимают

$$q_к = 0{,}01 \div 0{,}03$$

и

$$q_т = 0{,}05 \div 0{,}02,$$

то можно с достаточной точностью принять, что

$$q_{бл} \approx q_к + q_т. \qquad (1\text{-}15)$$

Если имеем систему, состоящую из n однотипных блоков, имеющих равную мощность и равную надежность, то вероятность одновременного выхода из строя m агрегатов определяется выражением

$$\frac{n!\,(n-m)!}{m!}\, q^m p^{n-m}. \qquad (1\text{-}16)$$

При наличии в системе двух групп однотипных агрегатов n_1 и n_2 вероятность одновременного выхода из строя m_1 агрегатов из первой группы и m_2 из второй определится выражением

$$\frac{n_1!\,(n_1 - m_1)!}{m_1!}\, q_1^{m_1} p_1^{n_1 - m_1} \frac{n_2!\,(n_2 - m_2)!}{m_2!}\, q_2^{m_2} p_2^{n_2 - m_2}. \qquad (1\text{-}17)$$

Для определения аварийного резерва сначала находят вероятность выхода из строя для различных сочетаний оборудования. Пользуясь кривой длительности нагрузок для принятого числа часов использования установленной мощности, находят площадки ω, выражающие недоотпуск энергии за год при выходе из строя различных сочетаний агрегатов.

Умножая возможный недоотпуск при выходе из строя некоторого сочетания агрегатов на вероятность такого аварийного состояния, получаем вероятный недоотпуск электроэнергии в год для данного сочетания агрегатов. Проделав подобные вычисления для ряда сочетаний оборудования, строим интегральный график суммы вероятных недоотпусков электроэнергии за год в зависимости от величины выходящей из строя мощности (при однотипных агрегатах — от числа агрегатов). Этот график представляет собой кривую насыщения, быстро переходящую в горизонталь. Откладывая от этой горизонтали величину принятого расчетного недоотпуска электроэнергии, графически получаем величину потребного аварийного резерва. На рис. 1-19 показан пример графического определения величины аварийного резерва.

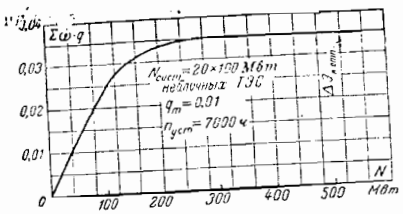


Рис. 1-19. Пример графического определения величины аварийного резерва.

ж) Мобильность и маневренность ТЭС

Аварийный резерв является вращающимся резервом, который должен быть реализован в случае аварийного выхода из строя агрегатов ТЭС или линий электропередачи. Под мобильностью понимают способность блоков или ТЭС с неблочной схемой практически мгновенно устойчиво и максимально реализовать свой вращающийся резерв. Наброс мощности в первый момент реализуется только за счет аккумулирующей способности котлоагрегатов. Поэтому мобильность ТЭС в значительной степени зависит от типа котлоагрегатов и

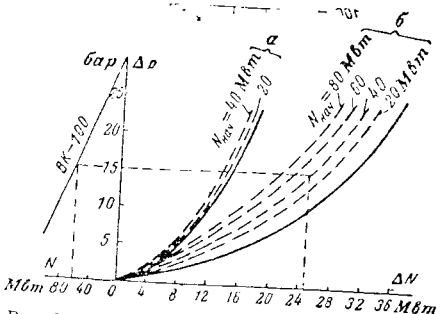


Рис. 1-20. Характеристика мобильности блока турбины ВК-100-2 с двумя котлами ТП-230.

от аккумулирующей способности последних. Так, например, прямоточные котлоагрегаты обладают пониженной аккумулирующей способностью по сравнению с барабанными. Современные блоки также обладают пониженной мобильностью вследствие наличия встроенной емкости промежуточного пароперегревателя, благодаря которой в первый момент наброс мощности имеет место только по части высокого давления. При набросе мощности происходит падение давления пара перед турбиной, величина которого обычно регламентируется турбинными заводами. Кроме того, падение давления уменьшает пропускную способность открытых регулирующих клапанов турбин и снижает срабатываемый в турбинах теплоперепад. Поэтому величина падения давления пара перед турбиной может характеризовать мобильность установки. На рис. 1-20 приведена характеристика мобильности блока турбины ВК-100-2 с двумя котлами ТП-230 в виде зависимости величины падения давления пара перед турбиной от величины наброса мощности.

Маневренность агрегатов определяется допустимой скоростью повышения нагрузки. Быстрое изменение нагрузки сопровождается изменением температурного режима турбины и может привести к увеличению разности удлинений ротора и цилиндра турбины, а также к появлению чрезмерно большой разности температур между верхом и низом цилиндра, шпильками и фланцами и т. п. Поэтому скорость повышения нагрузки регламентируется турбинными заводами. При быстром повышении нагрузки возможно также чрезмерное повышение уровня воды в барабане котла, что опасно с точки зрения заброса воды в пароперегреватель и паропровод.

Быстрое повышение нагрузки сопровождается падением давления пара, которое по условиям экономичности не должно превышать определенных величин.

К ТЭС, участвующим в регулировании частоты в системе, предъявляется требование обеспечить возможность мобилизации регулировочного диапазона нагрузки за 10 *мин*.

Так, например, для турбины ВК-100-2, работающей с двумя котлами ТП-230, при мобилизации ее регулировочного диапазона 20 *Мвт* за 10 *мин* максимальное отклонение давления пара перед турбиной составляет всего 1 *бар*. Если же принять допустимое падение давления 3 *бар*, то допустимая скорость нагружения составит 0,1 *Мвт/сек*.

з) Пусковые характеристики

Для решения вопросов о распределении нагрузки между агрегатами надо знать их пусковые характеристики, к которым относятся время пуска и расход топлива на пуск. Эти показатели должны даваться для всех видов пуска, как-то: пуск из холодного состояния, пуск из горячего состояния после остановки на 36, 24, 12 и 6 *ч*. Для каждого вида пуска должны также иметься графики пуска, дающие характер изменения начальных давления и температуры пара, числа оборотов, электрической нагрузки во времени.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ГРАФИКИ НАГРУЗКИ И ТЕПЛОВАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

2-1. ГРАФИКИ НАГРУЗКИ

а) Графики электрической нагрузки

Характерная особенность электрической и тепловой энергии заключается в том, что этот вид промышленной продукции не может вырабатываться «на склад» (в резерв). Аккумулирование этой продукции возможно только в количествах, ничтожно малых по сравнению с общей ее выработкой. Из этого следует, что электростанция должна в каждый данный момент вырабатывать столько энергии, сколько

требует подсоединенный к ней потребители. Поэтому выработка энергии электростанцией, определяющая ее нагрузку, изменяется во времени соответственно потреблению.

Изменение мощности электростанции во времени обычно выражают диаграммами, которые называются «графиками нагрузки». В зависимости от периода времени, который они охватывают, графики могут быть суточными, месячными, сезонными и годовыми.

Если электростанция работает параллельно с другими станциями и отдает свою энергию в общую сеть энергетической системы, то ее нагрузка непосредственно от потребителей не зависит и определяется диспетчером системы, распределяющим нагрузку всей системы между отдельными станциями.

На рис. 2-1 показан суточный график электрической системы. По оси ординат отложена электрическая нагрузка в киловаттах, а по оси абсцисс — часы суток. Иногда нагрузку откладывают не в единицах измерения мощности, а в процентах к максимальной мощности за данные сутки. Площадь графика в принятом масштабе выражает количество энергии, выработанной за данный промежуток времени.

Суточный график, приведенный на рис. 2-1, характерен для энергетической системы или электростанции, снабжающей электроэнергией крупные промышленные центры. Он показывает, что нагрузка станции неравномерна в течение суток. На нем ясно видны «пики» нагрузок, из которых утренний несколько меньше вечернего. Эти пики создаются включением освещения предприятий, жилых и общественных помещений.

Ночью нагрузка обычно снижается, достигая минимального значения. Ночной «провал» нагрузки образуется вследствие уменьшения потребления энергии предприятиями, работающими в одну или две смены, общественными и жилыми зданиями, транспортом и пр. Утром нагрузка снова возрастает в связи с возобновлением работы предприятий и транспорта, а в зимнее время, кроме того, за счет увеличения осветительной нагрузки.

Характер изменения нагрузки в течение суток в большой степени зависит от времени года вследствие влияния осветительной нагрузки, которая по абсолютной величине максимума зимой и летом значительно различается. Изменяется также и время наступления максимума: зимой он наступает в 16—17 *ч*, а летом — в 21—22 *ч*.

Максимальной нагрузкой называют максимальную мгновенную мощность, которую развивала станция за данный промежуток времени. Эту мощность следует отличать от установленной мощности, под которой понимают сумму номинальных мощностей первичных двигателей станции.

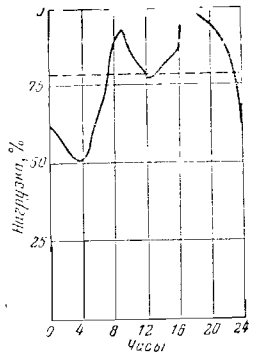


Рис. 2-1. Суточный график нагрузки электростанции (пунктиром показана средняя нагрузка).

Номинальной мощностью первичного двигателя называют его паспортную или расчетную мощность.

Экономической мощностью двигателя называют мощность, при которой двигатель работает с наибольшим к. п. д., т. е. с наименьшим удельным расходом тепла.

Характерной величиной для графика нагрузки электростанции является также средняя нагрузка за тот или иной период времени. Средней называют такую нагрузку, с которой станция должна была бы работать в течение данного промежутка времени, работая равномерно, чтобы выработать то же количество энергии. Графически средняя нагрузка определяется как высота прямоугольника (рис. 2-1), равновеликого на площади графику и с тем же основанием. Например, для суточного графика

$$N_{ср} = \frac{Э_с}{24} \ [квт], \qquad (2\text{-}1)$$

где $Э_с$ — суточная выработка электростанции за данные сутки.

Аналогично определяют среднюю годовую нагрузку:

$$N^{ст}_{ср} = \frac{Э_{год}}{8\,760} \ [квт], \qquad (2\text{-}2)$$

где $Э_{год}$ — годовая выработка электроэнергии, *квт·ч*;

8 760 — число часов в году.

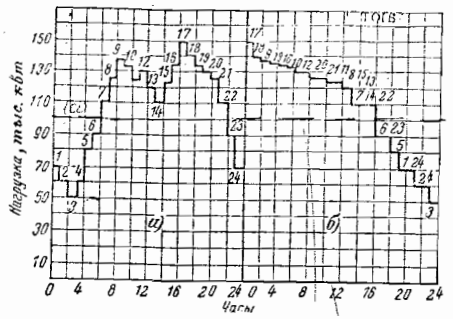


Рис. 2-2. Построение суточного графика продолжительности нагрузок (*б*) по суточному графику нагрузок (*а*).

Неравномерность нагрузки электростанции вызывает необходимость изменения мощности двигателей и производительности котлов. Регулирование мощности установки производится изменением количества подаваемого в двигатели топлива или пара, а при значительных изменениях — остановкой или пуском отдельных двигателей. В паровых установках это вызывает необходимость регулирования производительности котлов, а также остановки отдельных котлов. Частые пуски двигателей и котлов, а также переменная нагрузка их вызывают добавочные расходы пара и топлива и чрезвычайно усложняют работу обслуживающего персонала. Поэтому чем равномернее график нагрузки, тем экономичнее и надежнее работает электростанция.

Пользуясь суточным графиком, можно построить ряд других производных графиков.

Наибольшее применение из них имеет график длительности (продолжительности) нагрузок, о котором говорилось в гл. I. Его строят на основании суточного графика нагрузки (рис. 2-2,*а*) путем нанесения ординат в последовательно убывающем порядке (рис. 2-2,*б*).

График длительности нагрузок можно построить за любой промежуток времени, например за месяц, год и т. д.

Для построения такого годового графика нужно иметь суточные графики для всех 365 суток в году. С целью упрощения построения иногда пользуются только двумя характерными графиками — зимним и летним, принимая продолжительность летнего и зимнего периодов в зависимости от географической широты данного пункта и считая, что графики остаются постоянными для всего зимнего и всего летнего периодов.

Кривая годового графика [illegible] грузок (рис. 1-15) определяет степень неравномерности нагрузок в течение года. Если кривая графика круто снижается, то это указывает на «пиковый», крайне неравномерный характер нагрузок; наоборот, пологий характер кривой определяет равномерную нагрузку электростанции.

Степень неравномерности графика нагрузки необходимо уметь оценивать количественно. Основными величинами для этой цели служат следующие коэффициенты:

1. Коэффициент заполнения графика или использования максимума. Этот коэффициент показывает неравномерность графика и определяется как отношение количества выработанной энергии за данный период к тому количеству энергии, которое было бы выработано электростанцией, если бы она работала весь период с равномерной нагрузкой, равной максимальной. Графически этот коэффициент показывает, насколько площадь данного графика заполняет площадь прямоугольника с тем же основанием, что и данного графика, и с высотой, равной максимальной нагрузке.

Из определения коэффициента следует и формула для его вычисления:

$$k_{\text{макс}} = \frac{\mathcal{Э}_c}{24 N_м}, \qquad (2\text{-}3)$$

где $\mathcal{Э}_c$ — выработка энергии за сутки, *квт·ч*;
$N_м$ — максимальная нагрузка, *квт*;
24 — число часов в сутках.

Эту формулу можно упростить, если ввести в нее величину средней нагрузки:

$$k_{\text{макс}} = \frac{N_{ср} \cdot 24}{N_м \cdot 24} = \frac{N_{ср}}{N_м}. \qquad (2\text{-}4)$$

Аналогично определяется коэффициент использования максимума за год:

$$k^{\text{год}}_{\text{макс}} = \frac{\mathcal{Э}_{\text{год}}}{N_м \cdot 8\,760} \frac{N^{\text{ст}}_{ср} \cdot 8\,760}{N_м \cdot 8\,760} = \frac{N^{\text{ст}}_{ср}}{N_м}, \qquad (2\text{-}5)$$

где $N^{\text{ст}}_{ср}$ — средняя за год нагрузка станции, определяемая из выражения (2-2), *квт*;
$N_м$ — максимальная нагрузка за год, *квт*.

Таким образом, коэффициент использования максимума можно определить как отношение средней нагрузки к максимальной за тот же период.

2. Коэффициент использования установленной мощности определяется как отношение количества фактически выработанной за определенный промежуток времени (сутки, месяц, год и т. д.) энергии к тому количеству энергии, которое могла бы выработать электростанция при работе ее в течение того же промежутка времени с постоянной нагрузкой, равной установленной мощности.

Графически этот коэффициент определяют как отношение площади графика к площади прямоугольника с тем же основанием и высотой, равной установленной мощности станции:

$$k_{\text{уст}} = \frac{\mathcal{Э}}{N_{\text{уст}} n}, \qquad (2\text{-}6)$$

где $\mathcal{Э}$ — количество энергии, выработанной за данный промежуток времени;
n — число часов рассматриваемого периода;
$N_{\text{уст}}$ — установленная мощность станции.

Заменяя количество выработанной энергии произведением средней мощности на число часов периода, получим:

$$k_{\text{уст}} = \frac{\mathcal{Э}}{N_{\text{уст}} n} = \frac{N_{ср} n}{N_{\text{уст}} n} = \frac{N_{ср}}{N_{\text{уст}}}. \qquad (2\text{-}7)$$

В отличие от коэффициента заполнения графика, который отражает только степень неравномерности нагрузки за данный промежуток времени, коэффициент использования установленной мощности характеризует использование мощности, т. е. напряженность работы станции.

Коэффициент использования установленной мощности электростанции за год определяется из уравнения

$$k^{\text{год}}_{\text{уст}} = \frac{N^{\text{ст}}_{ср} \cdot 8\,760}{N_{\text{уст}} \cdot 8\,760} = \frac{N^{\text{ст}}_{ср}}{N_{\text{уст}}}. \qquad (2\text{-}8)$$

3. Число часов использования максимума $n_м$ определяют как число часов, которое станция должна была бы работать, неся равномерную нагрузку, равную максимальной, чтобы выработать то же количество энергии:

$$n_м = \frac{\mathcal{Э}}{N_м} [ч]. \qquad (2\text{-}9)$$

Графически величину $n_м$ определяют как основание прямоугольника, равновеликого площади графика, высота которого равна максимальной мощности.

Если в числитель выражения (2-3) для $k_{\text{макс}}$ подставить вместо $\mathcal{Э}_c$ его значение из выражения (2-9), то получится

$$k_{\text{макс}} = \frac{n_м}{n}, \text{ или } n_м = 24 k_{\text{макс}}. \qquad (2\text{-}10)$$

4. Аналогично определяют число часов использования установленной мощности.

5. Коэффициентом рабочего времени агрегатов (или продолжительности их работы) называют отношение количества энергии, которую агрегаты могли бы выработать при полной нагрузке за время их фактической работы, к энергии, которая могла бы быть выработана за весь период времени всеми установленного агрегатами.

б) Характеристика основных потребителей электроэнергии и их влияние на график нагрузки

Все потребители электроэнергии с точки зрения влияния их на график нагрузки станции могут быть разделены на следующие группы:

1) потребители электроэнергии для производственных технологических целей (промышленные предприятия, транспорт и пр.);

2) потребители электроэнергии для целей освещения (жилых, общественных и производственных зданий, улиц);

3) потребители электроэнергии для разных бытовых целей.

Несмотря на большое разнообразие отраслей промышленности, каждый потребитель первой группы характеризуется относительно устойчивым графиком, характерным для данной отрасли промышленности, за исключением сезонных потребителей. Эта устойчивость потребления позволяет составлять типовые графики нагрузки для каждого вида технологического потребления, а также устанавливать нормы потребления электроэнергии на единицу вырабатываемой продукции. Такие нормы называют энергетическими показателями.

Вторая группа потребителей электроэнергии включает в себя потребление для осветительных целей промышленных, общественных и жилых зданий. Это потребление характеризуется очень резкими колебаниями на протяжении суток и по сезонам года в зависимости от географической широты местности. Наибольшая неравномерность суммарного суточного графика в виде вечерних максимумов возникает за счет осветительной нагрузки.

Третья группа потребителей электроэнергии состоит из различного рода бытовых приборов (электроплитки, чайники, утюги и т. п.). Суточный график этой группы характеризуется двумя максимумами: утренним и вечерним, когда главным образом включаются бытовые приборы. В ночное время потребление энергии этой группы снижается почти до нуля. На протяжении года суточный график бытовой нагрузки остается устойчивым, мало изменяясь по сезонам.

Таким образом, из рассмотрения особенностей графиков всех трех групп потребителей

можно сделать вывод, что наиболее вредное влияние на график оказывает потребление электроэнергии для целей освещения, создающее пики нагрузки.

в) Характеристика основных потребителей тепловой энергии и их влияние на график нагрузки

Потребление тепла происходит по следующим направлениям:

1) потребление для технологических целей;

2) потребление для целей отопления и вентиляции жилых, общественных и производственных зданий;

3) потребление для других бытовых нужд.

График технологического потребления тепла зависит от особенностей производства, режима работы и т. п. Сезонность потребления в этом случае имеет место только в сравнительно редких случаях. На большинстве же промышленных предприятий разница между зимним и летним потреблением тепла для технологических целей незначительна. Небольшая разница получается только в случаях применения части технологического пара для отопления, а также вследствие увеличения в зимнее время потерь тепла.

Для потребителей тепла, так же как и для потребителей электроэнергии, на основании многочисленных эксплуатационных данных устанавливают энергетические показатели, т. е. нормы количества расходуемого различными видами производства тепла на единицу вырабатываемой продукции.

Вторая группа потребителей, снабжаемая теплом для целей отопления и вентиляции, характеризуется значительной равномерностью расхода тепла на протяжении суток и резкой неравномерностью в течение года: от нуля летом до максимума зимой.

Тепловая мощность отопления находится в прямой зависимости от температуры наружного воздуха, т. е. от климатических и метеорологических факторов:

$$Q = V x_0 (t_{вн} - t_{нар}) \ [квт], \qquad (2\text{-}11)$$

где Q — тепловая мощность, необходимая для покрытия потерь тепла зданием в окружающую среду, *квт*;

V — строительный объем здания, т. е. кубатура его, вычисленная по наружным размерам здания, $м^3$;

$t_{вн}$ — температура внутри здания, °С;

$t_{нар}$ — температура наружного воздуха, °С;

x_0 — отопительная характеристика здания, представляющая собой тепловую мощность, расходуемую на 1 $м^3$ его объема при разности температур, равной 1° С, *квт/м³·град*.

Отопительная характеристика зависит от конструкции здания (толщины стен, размеров световой поверхности, устройства потолочных перекрытий и т. д.) и материала, из которого сложены стены и прочие конструктивные элементы здания, а также от размеров здания.

Значение x_0 для большинства зданий лежит в пределах $(0{,}17 \div 0{,}7) \cdot 10^{-3}$ *квт/м³·град*. Большее из этих значений относится к зданиям барачного типа, меньшее — к зданиям фундаментальным, с толстыми кирпичными стенами и хорошо утепленными перекрытиями.

В случае применения формулы (2-11) температурой внутри помещения $t_{вн}$ задаются в зависимости от назначения здания. Так, например, для производственных помещений ее принимают равной 12—14° С, для жилых 18—20° С, для больниц 20—22° С и т. д. Для каждого случая необходимое значение температуры можно найти в соответствующих справочниках.

Таким образом, все величины, входящие в формулу (2-11), кроме температуры наружного воздуха ($t_{нар}$), являются постоянными и, следовательно, тепло, расходуемое зданием на наружное охлаждение, является прямой функцией от $t_{нар}$. В связи с этим регулирование количества тепла, отпускаемого станцией в сеть, производится на основании показаний наружного термометра.

Для определения максимальной тепловой мощности отопления наружную температуру в формуле (2-11) принимают как минимальную расчетную температуру по справочным климатическим таблицам, где она указана для разных климатических поясов СССР. Для средней полосы Советского Союза эта температура принимается равной минус 26° С. Для северных и восточных районов принимают более низкую температуру (до —35° С и ниже).

С повышением $t_{нар}$ тепловая мощность отопления непрерывно уменьшается, и когда $t_{нар}$ становится равной $t_{вн}$, она также равна нулю.

Включение и выключение отопительных систем производятся обычно, когда $t_{нар}$ становится близкой +10° С, и длятся в течение не менее 3 суток.

Кроме расхода тепла для отопления здания, определяемого величиной потерь тепла наружной поверхностью здания в окружающую атмосферу, каждое здание требует еще некоторого количества тепла на вентиляцию, т. е. тепла для обогрева свежего воздуха, поступающего в помещения, независимо от способа подачи воздуха: примитивным способом через форточки в окнах или организованным притоком воздуха при помощи вентиляционных установок.

Тепловая мощность вентиляции зависит от количества подаваемого в помещения воздуха. Это количество зависит от назначения здания, степени вредности производства и т. п. Для различных зданий установлены нормы кратности воздухообмена.

Тепловая мощность вентиляции определяется следующей формулой:

$$Q_{вент} = V_в c_в (t_{вн} - t_{нар}) \ [квт] \qquad (2\text{-}12)$$

где $V_в$ — количество воздуха, подаваемое в здание за 1 *сек*, $м^3/сек$. Величина $V_в$ зависит от требуемой секундной кратности обмена воздуха в данном помещении, т. е. от вредности производства. Для жилых зданий секундная кратность обмена принимается $n = 0{,}14 \cdot 10^{-3}$. Тогда $V_в = nV$ $[м^3/сек]$ (где V — вентилируемый объем здания, $м^3$);

c — объемная теплоемкость воздуха, которую можно принять постоянной и равной 1,26 *кдж/м³·град*;

$t_{вн}$ — температура воздуха внутри помещения, °С;

$t_{нар}$ — температура наружного воздуха, °С.

Как видно из этой формулы, тепловая мощность вентиляции $Q_{вент}$ является функцией только одной наружной температуры $t_{нар}$, так как остальные величины, входящие в формулу, остаются постоянными для данного здания.

Для уменьшения расчетной тепловой мощности расчетная температура наружного воздуха для вентиляции принимается, как правило, выше расчетной температуры для отопления.

Для приближенных расчетов расход тепла на вентиляцию можно принимать в долях расхода на отопление, например:

Для жилых зданий	от 0,1 до 0,2
„ общественных зданий	„ 0,2 „ 0,4
„ производственных „	„ 0,3 „ 1,2

Графическая зависимость тепловой мощности отопления и вентиляции от температуры наружного воздуха показана на рис. 2-3.

Для построения графика отопительной нагрузки необходимо знать две точки: максимальный расход тепла при наинизшей расчетной температуре и нулевой расход при максимальной наружной температуре, т. е. при +20° С. Соединяя эти точки прямой линией *1*

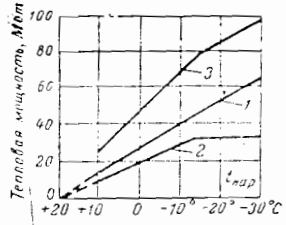


Рис. 2-3. График зависимости количества отпускаемого со станции тепла $Q_т$ от наружной температуры $t_{нар}$.

(рис. 2-3), получаем необходимый нам график отопительной нагрузки. Линия *2* — график вентиляционной нагрузки, а линия *3* — график суммарной тепловой нагрузки.

Большое значение для определения режима работы электростанции и проектирования теплоснабжения имеет график годовой продолжительности отопительно-вентиляционных нагрузок.

Основанием для его построения служат график годовой продолжительности наружной температуры и график зависимости тепловой мощности от наружной температуры (рис. 2-3).

Пользуясь первым из этих графиков, наносят по оси абсцисс (рис. 2-4) для каждого значения наружной температуры число секунд, в течение которых $t_{нар}$ ниже данной температуры. Через полученные точки проводят ординаты до пересечения с горизонтальными прямыми, соответствующими величинам тепловых мощностей. Нужно заметить, что расстояния между ординатами различных наружных температур не будут равномерными, как в графике рис. 2-3, так как они зависят от длительности состояния этих температур в течение года. Соединяя точки пересечения, получают плавную кривую графика. Площадь построенного таким образом графика выражает в принятом масштабе годовой расход тепла.

На рис. 2-4 показано построение годового графика расхода тепла на отопление. Таким же способом строят график суммарного расхода тепла на отопление и вентиляцию. При построении суммарного графика с включением и бытовой нагрузки расход тепла на бытовые нужды принимают постоянным и увеличивают ординаты графика годовой продолжительности расхода тепла на отопление и вентиляцию на величину бытового расхода.

Третья группа потребителей тепла получает его в виде горячей воды, которая в жилых зданиях расходуется для ванн, стирки

можно сделать вывод, что наиболее вредное влияние на график оказывает потребление электроэнергии для целей освещения, создающее пики нагрузки.

в) Характеристика основных потребителей тепловой энергии и их влияние на график нагрузки

Потребление тепла происходит по следующим направлениям:

1) потребление для технологических целей;

2) потребление для целей отопления и вентиляции жилых, общественных и производственных зданий;

3) потребление для других бытовых нужд.

График технологического потребления тепла зависит от особенностей производства, режима работы и т. п. Сезонность потребления в этом случае имеет место только в сравнительно редких случаях. На большинстве же промышленных предприятий разница между зимним и летним потреблением тепла для технологических целей незначительна. Небольшая разница получается только в случаях применения части технологического пара для отопления, а также вследствие увеличения в зимнее время потерь тепла.

Для потребителей тепла, так же как и для потребителей электроэнергии, на основании многочисленных эксплуатационных данных устанавливают энергетические показатели, т. е. нормы количества расходуемого различными видами производства тепла на единицу вырабатываемой продукции.

Вторая группа потребителей, снабжаемая теплом для целей отопления и вентиляции, характеризуется значительной равномерностью расхода тепла на протяжении суток и резкой неравномерностью в течение года: от нуля летом до максимума зимой.

Тепловая мощность отопления находится в прямой зависимости от температуры наружного воздуха, т. е. от климатических и метеорологических факторов:

$$Q = Vx_0(t_{вн} - t_{нар}) \ [квт], \qquad (2\text{-}11)$$

где Q — тепловая мощность, необходимая для покрытия потерь тепла зданием в окружающую среду, *квт*;

V — строительный объем здания, т. е. кубатура его, вычисленная по наружным размерам здания, $м^3$;

$t_{вн}$ — температура внутри здания, °С;

$t_{нар}$ — температура наружного воздуха, °С;

x_0 — отопительная характеристика здания, представляющая собой тепловую мощность, расходуемую на 1 $м^3$ его объема при разности температур, равной 1° С, *квт*/$м^3 \cdot град$.

Отопительная характеристика зависит от конструкции здания (толщины стен, размеров световой поверхности, устройства потолочных перекрытий и т. д.) и материала, из которого сложены стены и прочие конструктивные элементы здания, а также от размеров здания.

Значение x_0 для большинства зданий лежит в пределах $(0{,}17 \div 0{,}7) \cdot 10^{-3}$ *квт*/$м^3 \cdot град$. Большее из этих значений относится к зданиям барачного типа, меньшее — к зданиям фундаментальным, с толстыми кирпичными стенами и хорошо утепленными перекрытиями.

В случае применения формулы (2-11) температурой внутри помещения $t_{вн}$ задаются в зависимости от назначения здания. Так, например, для производственных помещений ее принимают равной 12—14° С, для жилых 18—20° С, для больниц 20—22° С и т. д. Для каждого случая необходимое значение температуры можно найти в соответствующих справочниках.

Таким образом, все величины, входящие в формулу (2-11), кроме температуры наружного воздуха ($t_{нар}$), являются постоянными и, следовательно, тепло, расходуемое зданием на наружное охлаждение, является прямой функцией от $t_{нар}$. В связи с этим регулирование количества тепла, отпускаемого станцией в сеть, производится на основании показаний наружного термометра.

Для определения максимальной тепловой мощности отопления наружную температуру в формуле (2-11) принимают как минимальную расчетную температуру по справочным климатическим таблицам, где она указана для разных климатических поясов СССР. Для средней полосы Советского Союза эта температура принимается равной минус 26° С. Для северных и восточных районов принимают более низкую температуру (до —35° С и ниже).

С повышением $t_{нар}$ тепловая мощность отопления непрерывно уменьшается, и когда $t_{нар}$ становится равной $t_{вн}$, она также равна нулю.

Включение и выключение отопительных систем производятся обычно, когда $t_{нар}$ становится близкой +10° С, и длятся в течение не менее 3 суток.

Кроме расхода тепла для отопления здания, определяемого величиной потерь тепла наружной поверхностью здания в окружающую атмосферу, каждое здание требует еще некоторого количества тепла на вентиляцию, т. е. тепла для обогрева свежего воздуха, поступающего в помещения, независимо от способа подачи воздуха: примитивным способом через форточки в окнах или организованным притоком воздуха при помощи вентиляционных установок.

Тепловая мощность вентиляции зависит от количества подаваемого в помещения воздуха. Это количество зависит от назначения здания, степени вредности производства и т. п. Для различных зданий установлены нормы кратности воздухообмена.

Тепловая мощность вентиляции определяется следующей формулой:

$$Q_{вент} = V_в c_в (t_{вн} - t_{нар}) \ [квт] \qquad (2\text{-}12)$$

где $V_в$ — количество воздуха, подаваемое в здание за 1 *сек*, $м^3$/*сек*. Величина $V_в$ зависит от требуемой секундной кратности обмена воздуха в данном помещении, т. е. от вредности производства. Для жилых зданий секундная кратность обмена принимается $n = 0{,}14 \cdot 10^{-3}$. Тогда $V_в = nV$ [$м^3$/*сек*] (где V — вентилируемый объем здания, $м^3$);

c — объемная теплоемкость воздуха, которую можно принять постоянной и равной 1,26 *кдж*/$м^3 \cdot град$;

$t_{вн}$ — температура воздуха внутри помещения, °С;

$t_{нар}$ — температура наружного воздуха, °С.

Как видно из этой формулы, тепловая мощность вентиляции $Q_{вент}$ является функцией только одной наружной температуры $t_{нар}$, так как остальные величины, входящие в формулу, остаются постоянными для данного здания.

Для уменьшения расчетной тепловой мощности расчетная температура наружного воздуха для вентиляции принимается, как правило, выше расчетной температуры для отопления.

Для приближенных расчетов расход тепла на вентиляцию можно принимать в долях расхода на отопление, например:

Для жилых зданий	от 0,1 до 0,2
» общественных зданий	» 0,2 » 0,4
» производственных	» 0,3 » 1,2

Графическая зависимость тепловой мощности отопления и вентиляции от температуры наружного воздуха показана на рис. 2-3.

Для построения графика отопительной нагрузки необходимо знать две точки: максимальный расход тепла при наинизшей расчетной температуре и нулевой расход при максимальной наружной температуре, т. е. при +20° С. Соединяя эти точки прямой линией *1* (рис. 2-3), получаем необходимый нам график отопительной нагрузки. Линия *2* — график вентиляционной нагрузки, а линия *3* — график суммарной тепловой нагрузки.

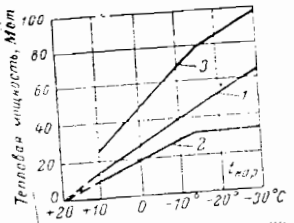


Рис. 2-3. График зависимости количества отпускаемого со станции тепла Q_c от наружной температуры $t_{нар}$.

Большое значение для определения режима работы электростанции и проектирования теплоснабжения имеет график годовой продолжительности отопительно-вентиляционных нагрузок.

Основанием для его построения служат график годовой продолжительности наружной температуры и график зависимости тепловой мощности от наружной температуры (рис. 2-3).

Пользуясь первым из этих графиков, наносят по оси абсцисс (рис. 2-4) для каждого значения наружной температуры число секунд, в течение которых $t_{нар}$ ниже данной температуры. Через полученные точки проводят ординаты до пересечения с горизонтальными прямыми, соответствующими величинам тепловых мощностей. Нужно заметить, что расстояния между ординатами различных наружных температур не будут равномерными, как в графике рис. 2-3, так как они зависят от длительности состояния этих температур в течение года. Соединяя точки пересечения, получают плавную кривую графика. Площадь построенного таким образом графика выражает в принятом масштабе годовой расход тепла.

На рис. 2-4 показано построение годового графика расхода тепла на отопление. Таким же способом строят график суммарного расхода тепла на отопление и вентиляцию. При построении суммарного графика с включением и бытовой нагрузки расход тепла на бытовые нужды принимают постоянным и увеличивают ординаты графика годовой продолжительности расхода тепла на отопление и вентиляцию на величину бытового расхода.

Третья группа потребителей тепла получает его в виде горячей воды, которая в жилых зданиях расходуется для ванн, стирки

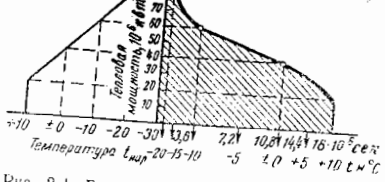


Рис. 2-1. Годовой график продолжительности тепловых нагрузок для отопления.

белья, мытья посуды и т. п., а в коммунальных предприятиях — для бань, прачечных и пр. Потребление тепла для бытовых нужд характеризуется значительной неравномерностью в течение суток, снижаясь ночью почти до нуля и повышаясь до максимума в вечерние часы. На протяжении года график потребления остается устойчивым, почти независимым от сезонов года. Общее влияние потребления тепла третьей группой на суммарный график тепловой нагрузки станции весьма незначительно, так как это потребление невелико. Бытовая нагрузка составляет около 15—25% максимальной отопительной нагрузки. Однако благодаря непрерывному росту строительства новых, благоустроенных зданий, в которых предусматривается горячее водоснабжение, потребление тепла для бытовых нужд в Советском Союзе растет из года в год. При проектных расчетах количество тепла, требуемое для бытовых нужд, определяется по нормам расхода горячей воды соответствующими потребителями.

В справочниках даются укрупненные нормы в литрах горячей воды (обычно при $t=65°$ С) на 1 чел., которые пересчитываются в мощность тепловой нагрузки по следующей формуле:

$$Q_{г.в}=\frac{zgc_в(t_г-t_х)}{3\,600n}\ [квт], \qquad (2\text{-}13)$$

где z — число потребителей горячей воды;

$c_в$ — теплоемкость воды, равная 4,19 *кдж/кг·град*;

$t_г$ и $t_х$ — температуры горячей и холодной воды;

n — число часов использования горячего водоснабжения; принимается в системах, имеющих баки-аккумуляторы, равной 24 *ч*, а без аккумуляторов 10—12 *ч*;

g — норма суточного потребления на 1 чел. (*кг/сутки*); может приниматься в следующих пределах:

Потребители	
Жилые дома	40—80 на 1 жителя
Больницы	100—120 на 1 больного
Столовые	20—30 на 1 посетителя
Бани	100—200 на 1 посетителя
Прачечные	20—50 на 1 кг белья

Качество воды для горячего водоснабжения должно соответствовать санитарным нормам. При закрытых системах к воде предъявляются такие же требования, как и к водопроводной питьевой воде. При открытых системах вода должна быть не очень щелочной и не очень жесткой, так как и то и другое неприятно при мытье тела.

Для горячего водоснабжения при закрытой системе тепловых сетей обычно применяют воду из питьевого водопровода, подогреваемую сетевой водой в специальных поверхностных подогревателях, устанавливаемых у каждого потребителя.

2-2. ТЕПЛОВАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

а) Тепловая экономичность конденсационных электростанций

Одним из показателей тепловой экономичности электростанции является удельный расход условного топлива на 1 *квт·ч* отпущенной энергии $b^у$.

Этот показатель однозначно связан с к. п. д. станции, который представляет собой отношение тепла, превращенного в электроэнергию, к теплу, затраченному на выработку электроэнергии:

$$\eta_{тс}^{н}=\frac{3\,600}{b^у\cdot 29\,330}\approx\frac{0,123}{b^у}. \qquad (2\text{-}14)$$

Здесь 29 330 *кдж*—теплота сгорания условного топлива. Индекс «н» означает к. п. д. нетто, т. е. с учетом собственных нужд станции. Удельный расход условного топлива на 1 *квт·ч* отпущенной энергии связан с удельным расходом на 1 *квт·ч* выработанной энергии следующим соотношением:

$$b^у=b^у_{бр}\frac{N}{N-N_{с.н}}. \qquad (2\text{-}15)$$

Здесь $N_{с.н}$ — мощность собственных нужд станции. Отношение $\frac{N_{с.н}}{N}=k_{с.н}$ называется коэффициентом собственных нужд, который для современных электростанций равен 0,06—0,07.

Мощность собственных нужд изменяется с изменением нагрузки и приближенно может определяться по следующим формулам:

при упрощенном регулировании собственных нужд

$$N_{с.н}=\left(0,6+0,4\frac{N}{N_н}\right)N^н_{с.н}; \qquad (2\text{-}16)$$

при усовершенствованном регулировании собственных нужд

$$N_{с.н}=\left(0,13+0,87\frac{N}{N_н}\right)N^н_{с.н}, \qquad (2\text{-}17)$$

где $N_н$ — номинальная нагрузка;

$N^н_{с.н}$ — мощность собственных нужд при номинальной нагрузке.

Выражение (2-15) можно записать в следующем виде:

$$b^у=b^у_{бр}\frac{1}{1-k_{с.н}}. \qquad (2\text{-}18)$$

По аналогии с выражением (2-14) к. п. д. станции брутто запишется как

$$\eta_{тс}^{бр}\approx\frac{0,123}{b^у_{бр}}. \qquad (2\text{-}19)$$

Секундный расход условного топлива равен

$$B^у=b^у_{бр}N. \qquad (2\text{-}20)$$

Коэффициент полезного действия станции брутто можно записать как

$$\eta_{тс}^{бр}=\frac{N}{BQ^р_н}, \qquad (2\text{-}21)$$

где B — секундный расход натурального топлива, *кг/сек*;

$Q^р_н$ — теплота сгорания натурального топлива, *кдж/кг*.

Величина $BQ^р_н$ есть тепло, пошедшее на выработку электроэнергии и полученное в результате сжигания топлива в топке котла, оно может быть названо подводимой тепловой мощностью топки.

Тепло, передаваемое в котлоагрегате рабочему телу (пару) в 1 *сек*, есть тепловая мощность котлоагрегата

$$Q_{пе}=D(i_{пе}-i_{п.в})\ [квт], \qquad (2\text{-}22)$$

где D — паровая нагрузка котла, равная расходу пара на турбину, *кг/сек*;

$i_{пе}$ — энтальпия перегретого пара на выходе из котлоагрегата, *кдж/кг*;

$i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды на входе в котлоагрегат, *кдж/кг*.

Тепло, расходуемое в турбоустановке, есть подводимая тепловая мощность турбоустановки

$$Q_э=D(i_0-i_{п.в})\ [квт], \qquad (2\text{-}23)$$

где i_0 — энтальпия пара на входе в турбину, она отличается от $i_{пе}$, так как параметры пара за пароперегревателем котлоагрегата всегда выше параметров пара перед турбиной за счет потерь тепла в соединительных паропроводах.

Выражение (2-21) можно записать в виде

$$\eta_{тс}^{бр}=\frac{N}{BQ^р_н}\cdot\frac{Q_{пе}}{Q_{пе}}\cdot\frac{Q_э}{Q_э}=\frac{Q_{пе}}{BQ^р_н}\cdot\frac{Q_э}{Q_{пе}}\cdot\frac{N}{Q_э}=\eta_{к.у}\eta_{тр}\eta_э, \qquad (2\text{-}24)$$

где $\eta_{к.у}$ — к. п. д. котлоагрегата:

$$\eta_{к.у}=\frac{Q_{пе}}{BQ^р_н}=\frac{D(i_{пе}-i_{п.в})}{BQ^р_н}; \qquad (2\text{-}25)$$

$\eta_{тр}$ — к. п. д. трубопроводов, учитывающий потери в трубопроводах; представляет собой отношение подводимой тепловой мощности турбины к тепловой мощности котлоагрегата:

$$\eta_{тр}=\frac{Q_э}{Q_{пе}}=\frac{i_0-i_{п.в}}{i_{пе}-i_{п.в}}; \qquad (2\text{-}26)$$

$\eta_э$ — электрический к. п. д., характеризующий тепловую экономичность турбоустановки и представляющий собой отношение электрической мощности генератора к подводимой тепловой мощности турбоустановки:

$$\eta_э=\frac{N}{Q_э}=\frac{N}{D(i_0-i_{п.в})}. \qquad (2\text{-}27)$$

Мощность на валу турбины N_i называется внутренней мощностью, мощность на валу турбогенератора N_e называется эффективной мощностью, а мощность на клеммах генератора называется электрической мощностью.

$$N_e=N-\Delta N_г,$$

где $\Delta N_г$ — потери мощности в генераторе, которые берутся по данным завода-изготовителя генератора.

$$N_i=N_e+\Delta N_{мех},$$

где $\Delta N_{мех}$ — механические потери в турбоагрегате, т. е. потери на трение в подшипниках и на привод масляного насоса, величина которых берется по данным турбинного завода.

Выражение (2-27) можно записать в виде

$$\eta_e=\frac{N}{Q_э}\cdot\frac{N_i}{N_i}\cdot\frac{N_e}{N_e}=\frac{N_i}{Q_э}\cdot\frac{N_e}{N_i}\cdot\frac{N}{N_e}=\eta_i\eta_м\eta_г, \qquad (2\text{-}28)$$

где $\eta_i=\frac{N_i}{Q_э}$ — внутренний к. п. д. турбоустановки;

$\eta_м = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - \Delta N_{мех}}{N_i}$ — механический к. п. д.;

$\eta_м = 0{,}95 \div 0{,}99$;

$\eta_г = \frac{N}{N_e} = \frac{N_e - \Delta N_г}{N_e}$ — к. п. д. генератора;

порядок величины $\eta_г = 0{,}96 \div 0{,}99$.

В простейшем случае турбины без отборов

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi},$$

где η_t — термический к. п. д. идеального цикла, который подсчитывается в зависимости от начальных и конечных параметров пара;

η_{oi} — внутренний относительный к. п. д. турбины, который берется по заводским данным.

Приведенные выше формулы для определения показателей тепловой экономичности КЭС действительны для режимов при постоянной нагрузке.

Коэффициент полезного действия станции за какой-либо отрезок времени, в течение которого нагрузки были переменными, определится выражением, аналогичным выражению (2-21):

$$\eta_{с}^{бр} = \frac{Э}{BQ_н^р}, \qquad (2\text{-}29)$$

где $Э$ — величина выработки электроэнергии за данный отрезок времени, *кдж*;

B — расход топлива за тот же отрезок времени.

За год имеем:

$$\eta_{с.год}^{бр} = \frac{Э_{год}}{B_{год}Q_н^р}.$$

В условиях эксплуатации величины $Э_{год}$ и $B_{год}$ получаются в результате измерений.

При проектировании задаются величиной $n_{уст}$ и находят $B_{год}$, пользуясь кривой длительности нагрузки и зависимостью $B_{час} = f(N)$, как это было указано в гл. 1.

б) Расход пара и тепла конденсационной электростанцией

Секундный расход пара на конденсационную турбину, работающую без отборов пара, определяется из энергетического уравнения турбины:

$$D(i_0 - i_к)\eta_м\eta_г = N_н, \qquad (2\text{-}30)$$

где D — секундный расход пара, *кг/сек*;

$N_н$ — номинальная мощность турбины, *квт*;

$i_к$ — энтальпия отработавшего пара (рис. 2-5).

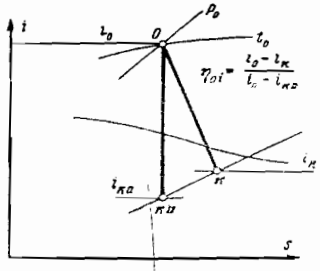


Рис. 2-5. Тепловой процесс паровой турбины в i—s-диаграмме.

Отсюда

$$D = \frac{N_н}{(i_0 - i_к)\eta_м\eta_г} \; [кг/сек], \qquad (2\text{-}31)$$

где $\eta_м$ и $\eta_г$ — механический к. п. д. и к. п. д. генератора при номинальной нагрузке.

Удельный расход пара равен

$$d_н = \frac{D}{N_н} = \frac{1}{(i_0 - i_к)\eta_м\eta_г} \; [кг/кдж]. \qquad (2\text{-}32)$$

Удельный расход пара на 1 *квт·ч* будет в 3 600 раз больше:

$$d_н = \frac{3\,600}{(i_0 - i_к)\eta_м\eta_г} \; [кг/квт \cdot ч]. \qquad (2\text{-}32а)$$

При нагрузках, меньших номинальной, зависимость расхода пара от нагрузки N изменяется вследствие влияния на расход пара холостого хода турбины и изменения η_{oi}. Графически эта зависимость приближенно изображается прямой, не проходящей через начало координат (рис. 2-6) и отсекающей на оси ординат (т. е. при $N=0$) отрезок OB, равный расходу пара на холостой ход, т. е.

$$OB = D_х = xD_н = xd_нN_н, \qquad (2\text{-}33)$$

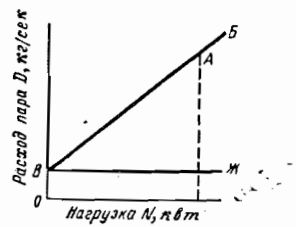


Рис. 2-6. График зависимости секундного расхода пара D от нагрузки N.

где $d_н$ — удельный расход пара, *кг/кдж*;

$D_х$ — расход пара на холостой ход, *кг/сек*;

x — коэффициент холостого хода, т. е. отношение $\frac{D_х}{D_н}$, величина которого лежит в пределах $x = 0{,}03 \div 0{,}08$, причем нижний предел относится к современным турбинам самой большой мощности.

Для турбин с дроссельным регулированием на участке от нуля до экономической нагрузки график зависимости расхода пара представляет собой почти точно прямую линию, а на участке от экономической до номинальной (или максимально длительной) нагрузки он несколько отклоняется от прямой линии, загибаясь вверх в связи с увеличивающимся непропорционально нагрузке дополнительным пропуском пара через перегрузочные клапаны.

Однако это увеличение расхода пара не выходит за пределы 2—3%, и поэтому, как указано выше, без большой погрешности график может приближенно считаться прямой линией на всем протяжении до номинальной нагрузки.

Для турбин с сопловым регулированием линейная зависимость нарушается вследствие дросселирования пара в клапанах. На прямой будут располагаться только точки, соответствующие полному открытию каждого регулирующего клапана при их последовательном открытии по мере увеличения нагрузки. При промежуточных нагрузках в неполностью открытом клапане будет происходить дросселирование части пара. Вследствие этого расход пара при этих нагрузках несколько увеличивается и линия расхода пара приобретает слегка волнообразный вид.

Для аналитического выражения зависимости расхода пара на турбину от электрической нагрузки можно воспользоваться уравнением прямой, не проходящей через начало координат:

$$D = aN + b.$$

При решении этого уравнения значения коэффициентов a и b определяют по двум точкам, лежащим на прямой. Для этого берут точку, соответствующую холостому ходу машины, и точку, соответствующую номинальной нагрузке. Первая точка имеет координаты $N=0$ и $D=D_х$.

Получаем:

$$b = D_х = xd_нN_н.$$

Точка, соответствующая номинальной нагрузке, имеет абсциссу $N_н$ и ординату $D_н$. Этот расход указывается в паспорте турбины, т. е. является величиной известной.

Величину $D_н$ можно выразить через удельный расход пара:

$$D_н = d_нN_н \; [кг/сек].$$

После подстановки полученных значений координат в уравнение прямой получим:

$$D_н = aN_н + xd_нN_н,$$

откуда

$$a = \frac{d_нN_н - xd_нN_н}{N_н} = (1 - x)\,d_н.$$

После подстановки полученных значений коэффициентов a и b в уравнение прямой получим:

$$D = xd_нN_н + (1 - x)\,d_нN. \qquad (2\text{-}34)$$

В этом уравнении N является независимой переменной, а D — ее функцией.

Уравнение (2-34), называемое уравнением мощности конденсационной турбины, может служить для определения секундного расхода пара для любого значения мощности.

Второй член уравнения мощности $[(1-x)\,d_нN]$ является переменной величиной и зависит от нагрузки.

Величину отношения $(D-D_х)/N_н$ называют коэффициентом относительного прироста расхода пара или, сокращенно, относительным приростом и обозначают r:

$$r = \frac{D - D_х}{N_н} = (1 - x)\,d_н. \qquad (2\text{-}35)$$

Из анализа уравнения мощности и графика, представленного на рис. 2-6, видно, что:

1) относительное влияние расхода пара при холостом ходе на величину полного расхода пара тем больше, чем меньше нагрузка турбины;

б) чем больше расход пара при холостом ходе, тем менее экономична работа турбины при малых нагрузках.

Разделив обе части уравнения (2-34) на N, получим:

$$\frac{D}{N} = d = xd_н\frac{N_н}{N} + (1 - x)\,d_н. \qquad (2\text{-}36)$$

Отношение $\frac{N}{N_н}$, обозначаемое через f, называют коэффициентом загрузки турбины.

После подстановки этого коэффициента в уравнение (2-36) получаем:

$$d = \frac{xd_н}{f} + (1 - x)\,d_н =$$

$$= d_н + xd_н\left(\frac{1}{f} - 1\right).$$



Рис. 2-7. Зависимость удельного расхода пара турбиной от ее нагрузки.

Если рассматривать удельный расход пара d как функцию f, то эта зависимость, очевидно, будет выражаться отрезком гиперболы (рис. 2-7).

При уменьшении нагрузки и приближении ее к нулю удельный расход пара непрерывно возрастает и кривая зависимости асимптотически приближается к оси ординат, уходя в бесконечность. При возрастании нагрузки удельный расход пара уменьшается и при $f=1$ величина $d=d_н$.

Действительные характеристики турбин с дроссельным регулированием показывают увеличение удельного расхода пара при нагрузках выше экономических, так как имеется излом характеристик при экономической нагрузке.

У турбины с сопловым регулированием кривая удельного расхода будет иметь слегка волнистый вид по причинам, указанным выше (см. пунктирную линию на рис. 2-7).

Характеристика $D-N$ турбины с противодавлением не имеет существенных отличий от рассмотренной характеристики конденсационной турбины, так как принципиально турбины этих типов отличаются только величиной противодавления.

Величина коэффициента холостого хода у турбин с противодавлением несколько выше, чем у конденсационных, и тем выше, чем больше противодавление. Например, для турбины мощностью 25 000 *квт* коэффициент холостого хода при противодавлении 1 *бар* повышается до 0,12 против 0,08 для конденсационной турбины той же мощности и тех же начальных параметров пара, а при противодавлении 10 *бар* он возрастает даже до 0,18.

Увеличение коэффициента холостого хода при увеличении противодавления происходит вследствие того, что в турбинах с противодавлением при малом используемом тепловом перепаде для выработки 1 *квт·ч* требуется сравнительно больше пара, чем в конденсационных турбинах с теми же абсолютными потерями при холостом ходе. Поэтому их экономичность понижается более резко при уменьшении нагрузки.

Величина удельного расхода пара зависит от многих факторов (параметров пара, режима работы и пр.) и для современных конденсационных турбин лежит в пределах $d_н = 2{,}8 \div 4{,}0$ *кг/квт·ч*.

Вследствие увеличения единичной мощности, повышения начальных параметров пара, применения промежуточного перегрева пара и улучшения конструкции проточной части изготовляемых на заводах СССР и за рубежом турбин удельный расход пара непрерывно уменьшается.

Для определения подводимой тепловой мощности турбины при разных нагрузках следует пользоваться тепловыми характеристиками.

Построение тепловой характеристики конденсационных турбин и турбин с противодавлением может быть легко выполнено по паровой характеристике согласно зависимости

$$Q_э = D(i_0 - \overline{t}_{п.в}) \ [квт].$$

Применяя уравнение мощности (2-34), можно написать:

$$Q_э = D(i_0 - \overline{t}_{п.в}) = (i_0 - \overline{t}_{п.в})[x d_н N_н + (1-x) d_н N] \ [квт], \quad (2\text{-}37)$$

где $d_н$ в *кг/кдж*.

Температуру питательной воды берут из графика $t_{п.в} = f(D)$, прилагаемого к паровой характеристике турбины.

Тепловые характеристики могут служить для сравнения экономичности различных турбин.

в) Определение расходов пара и тепла для турбин, работающих с промежуточными отборами пара

Промежуточные отборы пара у турбин применяют только для подогрева питательной воды или также и для снабжения теплом внешних потребителей. В этом случае отборы пара, предназначенные для отдачи тепла потребителям (в количестве не более двух), выполняются регулируемыми. Для этой цели устанавливают специальные регуляторы, поддерживающие давление пара в отборах в заданных пределах, независимо от электрической нагрузки турбогенератора.

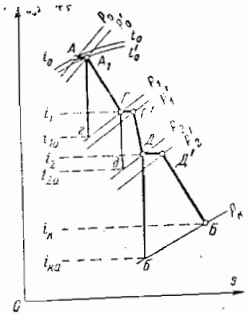


Рис. 2-8. Графическое изображение теплового процесса турбины с двумя отборами в $i-s$-диаграмме.

Метод определения расхода пара остается одинаковым независимо от назначения отбора.

Вследствие того что расход пара турбиной зависит не только от количеств отбираемого пара, но и от параметров отбираемого пара, определение расхода пара необходимо начинать с определения параметров пара во всех отборах при помощи графического построения теплового процесса турбины в $i-s$-диаграмме (рис. 2-8). При этом должны быть известны η_{oi} для отдельных отсеков турбины.

В результате построения определяют все параметры пара в камерах промежуточных отборов, а также конечное состояние пара в выхлопном патрубке.

Направление потоков пара в турбине с промежуточными отборами схематически показано на рис. 2-9.

Общее количество пара, поступающее к первой ступени турбины, разделяется на потоки в отборах D_1, D_2, D_3 и сбрасываемый

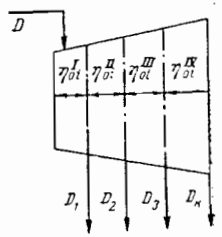


Рис. 2-9. Схема проточной части турбины с тремя промежуточными отборами пара.

количестве $D_к$, так что

$$D = D_1 + D_2 + D_3 + D_к \ [кг/сек]. \quad (2\text{-}38)$$

В такой турбине можно условно представить себе самостоятельную работу каждого потока пара и написать электрическое уравнение для каждого из них в отдельности:

$$\frac{N_1}{\eta_м \eta_г} = D_1(i_0 - i_1);$$

$$\frac{N_2}{\eta_м \eta_г} = D_2(i_0 - i_2);$$

$$\frac{N_3}{\eta_м \eta_г} = D_3(i_0 - i_3);$$

$$\frac{N_к}{\eta_м \eta_г} = D_к(i_0 - i_к).$$

В этих уравнениях N_1, N_2, N_3 и $N_к$ — мощности, развиваемые в турбине каждым из потоков пара.

После сложения этих уравнений и замены суммы $N_1 + N_2 + N_3 + N_к$ суммарной мощностью N получаем:

$$\frac{N}{\eta_м \eta_г} = D_1(i_0 - i_1) + D_2(i_0 - i_2) + D_3(i_0 - i_3) + D_к(i_0 - i_к).$$

Подставив в это уравнение вместо $D_к$ его значение из уравнения (2-38), получаем:

$$\frac{N}{\eta_м \eta_г} = D_1(i_0 - i_1) + D_2(i_0 - i_2) + D_3(i_0 - i_3) + (D - D_1 - D_2 - D_3)(i_0 - i_к) = D(i_0 - i_к) - D_1(i_1 - i_к) - D_2(i_2 - i_к) - D_3(i_3 - i_к),$$

откуда

$$D = \frac{N}{(i_0 - i_к)\eta_м \eta_г} + D_1 \frac{i_1 - i_к}{i_0 - i_к} + D_2 \frac{i_2 - i_к}{i_0 - i_к} + D_3 \frac{i_3 - i_к}{i_0 - i_к}, \quad (2\text{-}39)$$

или в общем виде при n отборах

$$D = \frac{N}{(i_0 - i_к)\eta_м \eta_г} + \sum_1^n \frac{i_п - i_к}{i_0 - i_к} D_п. \quad (2\text{-}40)$$

Первый член этого выражения для D представляет собой расход пара через конденсационную турбину, работающую без отборов, но с тем же процессом расширения пара. Поэтому его можно заменить, используя выве-

денное выше уравнение для любой мощности конденсационной турбины (2-34):

$$D = x d_{\text{и}} N_{\text{и}} + (1-x) d_{\text{и}} N + \sum_{1}^{n} \frac{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}}{i_{\text{с}} - i_{\text{к}}} D_{\text{п}}. \qquad (2\text{-}41)$$

Это уравнение является уравнением мощности турбины с промежуточными отборами пара.

Из уравнения (2-41) видно, что секундный расход пара для турбин с промежуточными отборами зависит не только от нагрузки турбины N, но и от числа отборов и параметров пара в них, что он всегда больше расхода пара через турбину, работающую без отборов при той же нагрузке.

Величина отношения $\frac{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}}}$ показывает, какая часть полного располагаемого перепада тепла не использована в турбине для выработки энергии. Чем больше давление $p_{\text{п}}$ отбора, тем больше величина этого отношения, которое называют коэффициентом недовыработки отбора.

Уравнение мощности (2-41) можно использовать и для определения часового или годового расхода пара турбинами с промежуточными отборами пара.

Расходная паровая характеристика или диаграмма режимов для турбины с одним регулируемым отбором устанавливает зависимость между тремя основными величинами: электрической мощностью, величиной отбираемого пара и полным расходом пара через турбину.

Построение такой характеристики на плоскости возможно только в том случае, если одну из этих величин принимать при построении постоянной. Постоянным является также давление отбора.

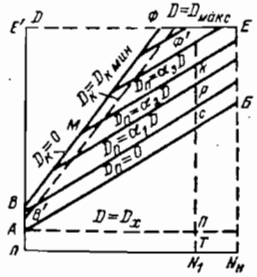


Рис. 2-10. Диаграмма режимов турбины с одним отбором пара.

Диаграмма режимов для турбины с одним отбором пара показана на рис. 2-10. Прямые, нанесенные на диаграмме параллельно характеристике $АБ$ конденсационного режима, построены для постоянных количеств отбираемого пара ($D_{\text{п}} = \text{const}$) согласно уравнению (2-41).

Для любой нагрузки турбины полный расход пара графически складывается из нескольких отрезков: отрезок $ТП$ изображает первый член уравнения мощности, т. е. $x d_{\text{и}} N_{\text{н}}$, и является постоянной величиной, не зависящей от нагрузки. Отрезок $ПС$ представляет собой второй член уравнения мощности, т. е. $(1-x) d_{\text{и}} N$, зависящий от электрической нагрузки, но не зависящий от отборов пара. Отрезки $СР$, $РК$ и т. д. представляют собой величины дополнительного расхода пара при различном значении $D_{\text{п}}$, но при постоянных параметрах отбираемого пара.

При уменьшении электрической нагрузки турбины и сохранении постоянного количества отбираемого пара (например, $\alpha_2 D_{\text{н}}$ на рис. 2-10) доля выработки электроэнергии на тепловом потреблении увеличивается до тех пор, пока в определенный момент (точка M для $D_{\text{п}} = \alpha_2 D_{\text{н}}$) вся выработка будет получена за счет отбираемого пара.

В этом случае турбина как бы превращается в турбину с противодавлением и пропуск пара в конденсатор полностью прекращается.

При разных отборах пара положение этой предельной нагрузки изменяется, причем чем больше количество отбираемого пара, тем, очевидно, больше предельная нагрузка. Если при разных величинах отборов пара определить указанные предельные нагрузки и полученные точки соединить прямой, то мы получим прямую $ВФ$, определяющую величины предельных отборов пара, при которых пропуск пара в конденсатор прекращается, т. е. $D_{\text{к}} = 0$.

Так как для охлаждения проточной части низкого давления необходим определенный минимальный пропуск пара в конденсатор (около 5% максимального расхода пара), то предельные практически допустимые величины отборов пара будут лежать на прямой $В'Ф'$, проходящей несколько ниже прямой $ВФ$ и нанесенной на диаграмме пунктиром ($D_{\text{к}} = D_{\text{к.мин}}$).

Таким образом, допустимые режимы работы турбины с промежуточными отборами пара ограничиваются на графике: снизу — прямой $АБ$, т. е. линией чисто конденсационного режима, справа — линией $БЕ$, т. е. линией номинальной мощности (максимальная мощность турбогенераторов с регулируемыми отборами пара обычно превышает номинальную мощность на 20 - 25% при установленных заводом-изготовителем режимах), сверху — линией $ЕЕ'$, т. е. линией максимального пропуска пара ($D_{\text{макс}}$) через проточную часть турбины, и наконец, слева — линией $В'Ф'$ ($D_{\text{к}} = D_{\text{к.мин}}$).

Построение диаграммы режимов для турбин с двумя отборами усложняется наличием четырех переменных величин.

г) Коэффициенты полезного действия теплоэлектроцентрали

Работа теплоэлектроцентрали характеризуется тем, что все количество тепла Q, поступающее в турбину в виде свежего пара, разделяется на три части:

1) тепло, затраченное на производство электроэнергии, $Q_{\text{э}}$;

2) тепло, отпущенное потребителям, $Q_{\text{п}}$;

3) тепло, теряемое с паром, направляемым в конденсатор, $Q_{\text{к}}$.

Следовательно,

$$Q = Q_{\text{э}} + Q_{\text{п}} + Q_{\text{к}}. \qquad (2\text{-}42)$$

Экономичность теплоэлектроцентрали тем выше, чем меньше третье слагаемое в этом выражении ($Q_{\text{к}}$).

Очевидно, что наибольшей экономичностью характеризуются турбины, работающие с противодавлением. Экономичность же турбин с регулируемыми отборами пара зависит от количества отбираемого для потребителей пара.

Показателями, характеризующими тепловую экономичность теплоэлектроцентралей, служат показатели, определяющие экономичность выработки электрической энергии и тепла, отпускаемого потребителям.

Поэтому экономичность ТЭЦ оценивается следующими показателями:

1) к. п. д. по выработке электроэнергии и соответственно удельным расходом условного топлива на выработку электроэнергии;

2) к. п. д. по выработке тепла и соответственно удельным расходом условного топлива на выработку тепла.

Указанные к. п. д. называют частными.

Для оценки экономичности теплоэлектроцентралей и сопоставления экономичности работы различных электростанций пользуются методом, принятым в официальной отчетности электростанций СССР и при государственном планировании расходов топлива. Этот метод заключается в том, что все количество сожженного на ТЭЦ топлива B распределяется на часть $B_{\text{т}}$, израсходованную на выработку тепла, отпущенного со станции на сторону, и часть $B_{\text{э}}$, израсходованную на выработку электроэнергии.

При этом распределении количество топлива, израсходованного в 1 *сек* на отпуск тепла, определяют по следующей формуле:

$$B_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{п}}} \ [\text{кг/сек}], \qquad (2\text{-}43)$$

где $Q_{\text{п}}$ — количество тепла, отпущенного на сторону, *Мдж*;

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — теплота сгорания топлива, *Мдж/кг*;

$\eta_{\text{к.у}}$ — к. п. д. котлоагрегата;

$\eta_{\text{п}}$ — к. п. д., учитывающий потери при отпуске тепла.

Найденное по этой формуле количество топлива в точности соответствует количеству действительно израсходованного на выработку тепла топлива только в том случае, если пар потребителям отпускается непосредственно из котлов. При отпуске тепла отработавшего пара формула (2-43) будет условной, так как она не учитывает особенностей комбинированной выработки тепла и электрической энергии. В этом случае весь эффект комбинированной выработки относится на выработку электроэнергии.

Расход топлива на выработку электроэнергии определяется как разность между полным расходом топлива по станции и расходом на выработку тепла:

$$B_{\text{э}} = B - B_{\text{т}}. \qquad (2\text{-}44)$$

Коэффициент полезного действия станции по выработке электроэнергии определяется формулой

$$\eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{э}} = \frac{N}{B_{\text{э}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}}. \qquad (2\text{-}45)$$

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии определяется делением $B_{\text{э}}^{\text{у}}$ на N:

$$b_{\text{э}}^{\text{у}} = \frac{B_{\text{э}}^{\text{у}}}{N} \ [\text{кг/Мдж}], \qquad (2\text{-}46)$$

но

$$\eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{э}} = \frac{3\,600}{b_{\text{э}}^{\text{у}} 29{,}33} \approx \frac{0{,}123}{b_{\text{э}}^{\text{у}}}.$$

Поэтому удельный расход условного топлива на выработку тепла равен

$$b_{\text{э}}^{\text{у}} = \frac{B_{\text{т}}}{Q_{\text{п}}} = \frac{10^3}{29{,}33 \eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{п}}} \approx \frac{34{,}1}{\eta_{\text{к.у}} \cdot \eta_{\text{п}}} \ [\text{кг/Гдж}].$$

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

3-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Тепловая экономичность простейшей паротурбинной электростанции характеризуется низкими величинами к. п. д. Поэтому развитие теплоэнергетики всегда сопровождалось и сопровождается в настоящее время непрерывным повышением тепловой экономичности электростанций.

Одним из эффективных направлений для этого является применение комбинированной выработки тепла и электроэнергии, дающей возможность использовать значительную часть тепла отработавшего в турбине пара. Поэтому применение теплофикации является одним из основных направлений в развитии нашей отечественной энергетики.

Кроме применения теплофикации, в современной энергетике и в СССР и за рубежом применяют другие способы повышения тепловой экономичности паротурбинных электростанций. Главнейшими из них являются повышение начальных и понижение конечных параметров пара, применение надстроек высоких и сверхвысоких параметров пара, промежуточный перегрев пара, применение разветвленных схем регенеративного подогрева питательной воды, различные сложные комбинированные циклы (например, парогазовые, бинарные и др.).

3-2. ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Тепловая экономичность паротурбинной установки зависит в большой степени от начальных параметров рабочего тела.

Термический к. п. д. идеального цикла определяется пределами температур, в которых он протекает. Эти пределы для реальных (даже самых совершенных) установок весьма ограничены.

Начальная температура процесса T_1 ограничена механическими свойствами металлов, применяемых в котлотурбостроении. С повышением температуры выше определенного предела (для углеродистой стали выше 450° С) прочность металла начинает резко снижаться. При температурах выше 450° С металл приобретает свойство медленно и непрерывно пластически деформироваться при постоянном напряжении. Это явление, называемое ползучестью, приводит к постепенному увеличению («росту») диаметров трубопроводов, удлинению болтов и в конце концов к разрушению их. Наивысшей температурой, при которой в настоящее время могут устойчиво работать лучшие современные сорта стали, является температура 600—650° С.

Вторым параметром, определяющим экономичность процесса, является температура холодного источника тепла T_2, которая ограничивается природными климатическими условиями, так как она не может быть ниже температуры охлаждающей конденсатор воды. Эта температура для большой части Советского Союза (за исключением северных районов) определяется величиной 15—25° С на протяжении большей части года, и только в зимние месяцы она опускается до 5—10° С; летом же часто наблюдаются температуры выше 25° С.

Таким образом, абсолютная температура T_2 природными условиями ограничивается величиной около 300° К.

При указанных пределах T_1 и T_2 к. п. д. цикла Карно не может быть выше

$$\eta_t = \frac{923 - 300}{923} \cdot 100 = 67{,}5\%.$$

Для паросилового цикла Ренкина термический к. п. д. определяется отношением тепловых перепадов. Например, энтальпия пара при начальных параметрах $p_0 = 220$ *бар* и $t_0 = 550$° С равна $i_0 = 3\,390$ *кдж*. Конечное давление пара в конденсаторе при указанной температуре охлаждающей воды определяется обычной для большинства паротурбинных установок величиной $p_к = 0{,}039$ *бар*.

Конечная энтальпия пара в идеальном процессе расширения при этих условиях будет $i_{ка} = 1\,865$ *кдж*.

Таким образом, к. п. д. идеального паросилового цикла, достижимый при этих параметрах, будет

$$\eta_t \approx \frac{i_0 - i_{ка}}{i_0 - i_к} = \frac{811 - 447}{811 - 28{,}6} \cdot 100 = 46{,}6\%.$$

Подсчет η_t по приведенной формуле является приближенным, так как не учитывает работу питательного насоса. При высоких начальных параметрах ($p_0 \geqslant 127{,}5$ *бар*) работу питательного насоса следует учитывать.

Если конечное давление пара в процессе расширения принять постоянным и равным обычно применяемому давлению 0,039 *бар*, то с увеличением начальных параметров пара возрастает термический к. п. д., как это видно из следующих данных:

p_0, *бар*	28,4	34,3	88	220
t_0, °С	400	435	500	550
η_t, %	36,5	38,1	42,5	46,5
$\Delta\eta_t$, %	100	104,4	116,4	127,7

Приведенные данные показывают, что повышение начальных параметров пара до 88 *бар* и 500° С дает увеличение термического к. п. д. на 16% по сравнению с начальными параметрами 28,4 *бар* и 400° С. Дальнейшее повышение параметров до 220 *бар* и 550° С дает дополнительно еще 11% прироста к. п. д. Зависимость величины термического к. п. д. от начальных параметров пара графически показана на рис. 3-1.

Влияние на к. п. д. высокого давления тем больше, чем выше температура. Например, при температуре 400° С заметное увеличение к. п. д. происходит только до давления 150 *бар*. При дальнейшем повышении давления к. п. д. почти не увеличивается. Чем выше температура, тем выше предел давления, до которого наблюдается увеличение к. п. д.

Повышение начального давления пара увеличивает работу сжатия в питательном насосе. Кроме того, вследствие уменьшения удельных объемов пара при повышении давления снижается η_{oi} паровых ступеней турбины. Поэтому для действительного цикла оптимальное начальное давление для данной начальной температуры сдвигается в область меньших величин.

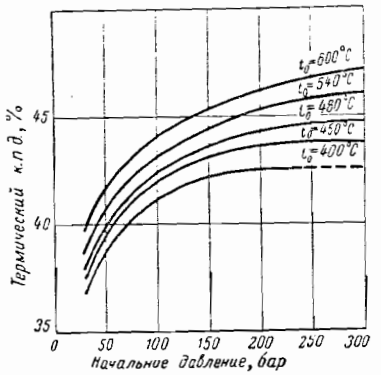


Рис. 3-1. Зависимость термического к. п. д. цикла Ренкина от начальных параметров пара.

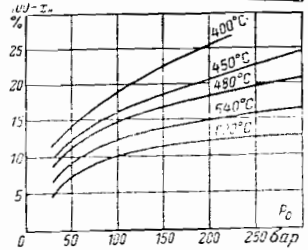


Рис. 3-2. Зависимость конечной влажности пара от его начальных параметров.

Повышение начального давления пара при постоянной температуре и постоянном конечном давлении повышает конечную влажность пара, что легко можно видеть из построения процесса на диаграмме. Повышение конечной влажности пара вредно влияет на экономичность процесса, вследствие того что капли влаги, двигаясь с меньшими скоростями, чем пар, отделяются от общего потока пара и ударяются в спинки лопаток. Это тормозит вращение рабочих лопаток и вызывает специфический их износ, называемый эрозией. Зависимость конечной влажности пара (100—x) от величины начального давления и начальной температуры приведена на рис. 3-2. Эта зависимость показывает, что для получения влажности отработавшего пара в допустимых по условиям эрозии пределах (т. е. не более 12—14%) применение высокого давления должно сопровождаться повышением начальной температуры пара.

Величины начального давления и температуры, обеспечивающие допустимую влажность пара, называются сопряженными параметрами. Так как повышение начальной температуры пара ограничено свойствами металлов, то сопряженное значение начального давления определяет его предельную величину при данной величине η_{oi} и данном конечном давлении $p_к$.

Дальнейшее повышение начального давления возможно только при промежуточном перегреве пара.

Повышение начальных параметров пара при той же мощности снижает расход пара на турбину и, следовательно, через последнюю ступень турбины или при том же сечении выхлопа турбины повышает предельную мощность. Поэтому повышение начальных параметров является средством повышения единичной мощности турбин, что имеет большое значение для наращивания мощностей.

Большие преимущества применения пара высоких начальных параметров и получаемая при этом огромная экономия топлива придают этой задаче государственное значение. Поэтому одной из основных директив правительства в области энергетики является директива о применении высоких начальных параметров пара.

В настоящее время эта директива осуществляется. Все строящиеся и проектируемые мощные электростанции являются станциями высоких и сверхвысоких давлений с высокоэкономичными турбинами отечественного производства.

3-3. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ ПАРА

Промежуточный, или вторичный, газовый перегрев заключается в том, что пар после его расширения в нескольких ступенях турбины (обычно после ц. в. д.) отводится в пароперегреватель и после повышения температуры при постоянном давлении возвращается в турбину, где и заканчивается его расширение до конечного давления. Иногда при больших мощностях современных турбин и при самых высоких давлениях пара применяется его двукратный перегрев. Применение промежуточного перегрева на электростанциях первоначально имело целью снижение конечной влажности пара, т. е. было вынужденным мероприятием, сопровождающим применение высокого давления пара. Однако в настоящее время применение его служит не только для снижения влажности, но и для повышения к. п. д. установок. Повышению тепловой экономичности благодаря промежуточному перегреву способствуют два фактора:

а) увеличение к. п. д. последних ступеней турбин вследствие уменьшения влажности пара; это повышение в процентах приблизительно равно проценту снижения влажности пара;

б) увеличение располагаемого и действительного теплоперепадов.

Тепловой процесс расширения пара в турбине с применением промежуточного перегрева показан в диаграмме на рис 3-3. Расширение начинается с начального давления p'_0 (перепад $p_0—p'_0$ теряется вследствие дросселирования пара в регулирующих органах турбины) и температуры t_0. По достижении в процессе расширения давления $p_{в.п}$ пар направляется в газовый промежуточный пароперегреватель, где его температура повышается от $t'_{в.п}$ до $t''_{в.п}$ при том же давлении. При этом энтальпия пара повышается от $i'_{в.п}$ до $i''_{в.п}$. После перегрева пар возвращается в турбину (в цилиндр пониженного давления или в отдельно

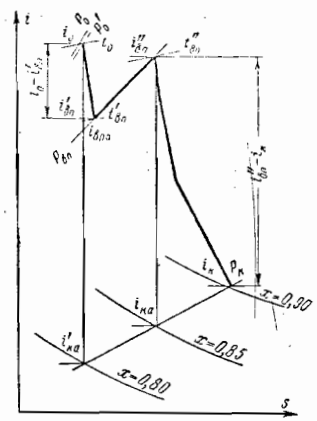


Рис. 3-3. Тепловой процесс со вторичным перегревом пара в i—s-диаграмме.

установленную турбину), где процесс расширения доводится до конечного давления в конденсаторе $p_к$.

Из графика видно, что используемый теплоперепад увеличивается и становится равным

$$(i_0 - i'_{в.п}) + (i''_{в.п} - i_к) = (i_0 - i_к) + (i''_{в.п} - i'_{в.п}). \quad (3\text{-}1)$$

Конечная энтальпия $i_к$ в действительном процессе и $i_{ка}$ в адиабатном процессе повышаются по сравнению с $i'_{ка}$ в процессе без промежуточного перегрева. За счет этого увеличения конечной энтальпии величина теплоперепада $(i_0—i_к)$ несколько снижается. Однако общий перепад увеличивается за счет теплоты перегрева $\Delta i_{в.п} = i''_{в.п} — i'_{в.п}$, как это видно из уравнения (3-1).

Конечная влажность пара при этом понижается.

Работа проточной части турбины после вторичного перегрева значительно улучшается в связи с повышением температуры, а также уменьшением влажности пара. До вторичного же перегрева эта работа несколько ухудшается вследствие уменьшения расхода пара, так как в результате применения промежуточного перегрева удельный расход пара снижается:

$$d_{в.п} = \frac{10^3}{(i_0 - i_к + \Delta i_{в.п})\,\eta_м \eta_г} \; [кг/Мдж]. \quad (3\text{-}2)$$

При практическом осуществлении промежуточного перегрева экономичность процесса несколько снижается вследствие потерь давления пара в паропроводах до промежуточного пароперегревателя (холодная линия) и от него обратно к турбине (горячая линия), а также вследствие потерь тепла в окружающую среду. Поэтому практически достигаемое увеличение к. п. д. от промежуточного перегрева определяется величиной около 3—5%.

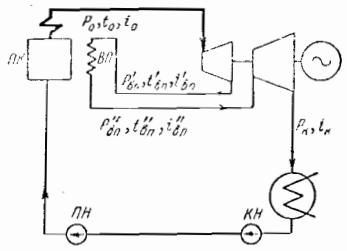


Рис. 3-4. Принципиальная схема установки с промежуточным газовым перегревом пара.

ПК — паровой котел; *ВП* — вторичный пароперегреватель; *КН* — конденсатный насос; *ПН* — питательный насос.

Для того чтобы промежуточный перегрев пара дал указанный эффект, необходимо путем вариантных расчетов найти оптимальную величину начального давления промежуточного перегрева. Приблизительно можно считать $p'_{п.п} = (1/5 \div 1/6)\,p_0$.

Для осуществления промежуточного перегрева могут быть использованы в качестве греющего тела горячие газы или пар.

Газовый промежуточный перегрев осуществляется в пароперегревателе, встроенном в поток горячих газов котельного агрегата и обычно помещаемом после основного пароперегревателя (рис. 3-4).

Газовый промежуточный перегрев пара характеризуется значительной длиной паропроводов большого диаметра; регулирование процесса горения в котельном агрегате с двумя пароперегревателями (основным и промежуточным) несколько усложняется. Тем не менее именно газовый промежуточный перегрев получил самое широкое распространение.

Выражение (3-2) для удельного расхода пара при промежуточном перегреве верно только для турбины, работающей без отборов, т. е. если весь отработавший пар поступает в конденсатор.

Для определения расхода пара рассмотрим схему с четырьмя отборами (рис. 3-5).

Так же как и для турбины, работающей с отборами пара, но без промежуточного перегрева, сначала необходимо определить параметры пара во всех отборах при помощи графического построения теплового процесса в i—s-диаграмме. Полученные величины параметров для удобства записываем в таблицу.

Затем составляем систему энергетических уравнений мощности для всех потоков пара, причем во всех уравнениях для отборов пара после промежуточного перегрева в правой части теплоперепад увеличивается на $\Delta i_{в.п} = i''_{в.п} — i'_{в.п}$, т. е. на приращение энтальпии пара в промежуточном перегревателе:

$$\left.\begin{aligned}
\frac{N_1}{\eta_м \eta_г} &= D_1 (i_0 - i_1);\\
\frac{N_2}{\eta_м \eta_г} &= D_2 (i_0 - i_2 + \Delta i_{в.п});\\
\frac{N_3}{\eta_м \eta_г} &= D_3 (i_0 - i_3 + \Delta i_{в.п});\\
\frac{N_4}{\eta_м \eta_г} &= D_4 (i_0 - i_4 + \Delta i_{в.п});\\
\frac{N_к}{\eta_м \eta_г} &= D_к (i_0 - i_к + \Delta i_{в.п}).
\end{aligned}\right\} \quad (3\text{-}3)$$

Выражения (3-3) складываем почленно, и в левой части вместо суммы

$$N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_к$$

подставляем равную ей мощность всей турбины N. Тогда получим:

$$\frac{N}{\eta_м \eta_г} = D_1 (i_0 - i_1) + D_2 (i_0 - i_к + \Delta i_{в.п}) + D_3 (i_0 - i_3 + \Delta i_{в.п}) + D_4 (i_0 - i_4 + \Delta i_{в.п}) + D_к (i_0 - i_к + \Delta i_{в.п}).$$

Но в соответствии с весовым балансом

$$D_к = D - D_1 - D_2 - D_3 - D_4.$$

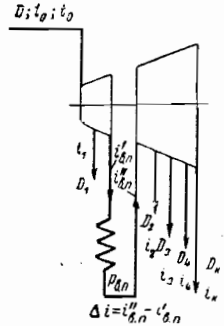


Рис. 3-5. Схема турбины с четырьмя отборами и промежуточным перегревом пара.

Тогда, подставляя значение $D_к$ и раскрывая скобки, получим:

$$\frac{N}{\eta_м\eta_г} = D_1(i_0 - i_1) + D_2(i_0 - i_2 + \Delta i_{в.п}) + D_3(i_0 - i_3 + \Delta i_{в.п}) + D(i_0 - i_к + \Delta i_{в.п}) - D_1(i_0 - i_к + \Delta i_{в.п}) - D_2(i_0 - i_к + \Delta i_{в.п}) - D_3(i_0 - i_к + \Delta i_{в.п}) - D_4(i_0 - i_к + \Delta i_{в.п}).$$

После приведения подобных членов имеем:

$$\frac{N}{\eta_м\eta_г} = D(i_0 - i_к + \Delta i_{в.п}) - D_1(i_1 - i_к + \Delta i_{в.п}) - D_2(i_2 - i_к) - D_3(i_3 - i_к) - D_4(i_4 - i_к),$$

откуда

$$D = \frac{N}{(i_0 - i_к + \Delta i_{в.п})\eta_м\eta_г} + D_1\frac{i_1 - i_к + \Delta i_{в.п}}{i_0 - i_к + \Delta i_{в.п}} + D_2\frac{i_2 - i_к}{i_0 - i_к + \Delta i_{в.п}} + D_3\frac{i_3 - i_к}{i_0 - i_к + \Delta i_{в.п}} + D_4\frac{i_4 - i_к}{i_0 - i_к + \Delta i_{в.п}}. \quad (3\text{-}4)$$

В общем виде для любой нагрузки турбины это уравнение при n отборах можно написать так:

$$D = xd_н N_н + (1 - x)d_н N + D_1\frac{i_1 - i_к + \Delta i_{в.п}}{i_0 - i_к + \Delta i_{в.п}} + \sum_2^n D_n\frac{i_n - i_к}{i_0 - i_к + \Delta i_{в.п}}. \quad (3\text{-}5)$$

В этом уравнении третий член определяет дополнительный расход пара турбиной вследствие наличия отбора до промежуточного перегрева пара. Если до промежуточного перегрева у турбины имеется не один отбор, а несколько, то аналогичное выражение нужно написать для каждого из этих отборов. Четвертый член уравнения (3-5) определяет дополнительный расход пара через турбину вследствие наличия отборов после промежуточного перегрева.

Удельный расход пара для таких установок определится делением секундного расхода пара, вычисленного по выражению (3-5), на нагрузку турбины N.

Анализ уравнения (3-5) показывает, что при прочих равных условиях расход пара при наличии промежуточного перегрева меньше, чем без него. Это означает, что промежуточный перегрев пара уменьшает также расход пара через последнюю ступень турбины при той же мощности; иначе говоря, он позволяет увеличить пропуск пара при том же сечении выхлопа турбины. Поэтому достоинством промежуточного перегрева является то, что он позволяет повышать единичную мощность турбоагрегата.

3-4. НАДСТРОЙКИ ВЫСОКОГО И СВЕРХВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЙ

Сооружение новых мощных электростанций высоких и сверхвысоких начальных параметров пара идет быстрее, чем полный износ действующих станций низкого и среднего давлений, тепловая экономичность которых значительно ниже экономичности новых станций. Для повышения экономичности таких устаревших электростанций при их модернизации применяют так называемые надстройки. При надстройке на модернизируемой станции устанавливают турбины с высокими начальными параметрами пара (предвключенные) и с таким противодавлением, чтобы отработавший в них пар мог служить свежим паром для старых турбин этой станции (рис. 3-6). Пар, отработавший в предвключенных турбинах, направляют в промежуточный пароперегреватель для повышения его температуры до номинальной величины, соответствующей параметрам станции, и затем используют в существующих турбинах.

Часть отработавшего пара предвключенной турбины направляют в дополнительно установленный подогреватель высокого давления для подогрева питательной воды до температуры, соответствующей высокому давлению (например, при давлении 88 *бар* — до 225° С). В остальном схема модернизируемой станции остается без изменения. Старые котлы станции остаются в резерве или демонтируются для использования в другом месте.

Возможно использование части котлов среднего давления, если отработавший пар надстройки не покрывает полностью потребности в паре турбин среднего давления (неполная надстройка). Такая схема модернизации и показана на рис. 3-6.

Надстройка высокого давления не только модернизирует устаревшую станцию, но и увеличивает ее мощность на величину, зависящую от параметров станции. Так, например, мощность надстройки станции, работающей с давлением 28,4 *бар* и при температуре 400° С, при наличии на ней трех турбин по 50 000 *квт* должна быть:

При давлении 88 *бар* и 500° С . . . около 50 тыс. *квт*
" " 168 *бар* и 550° С . . около 75 тыс. *квт*

Коэффициент полезного действия модернизируемой электростанции вследствие надстройки возрастает. При надстройке с применением пара давления 88 *бар* и температуры 500° С (у турбин) к. п. д. возрастает на 10—12%, а при надстройке с применением пара более высоких параметров (168 *бар* и 550° С) — на 18%.

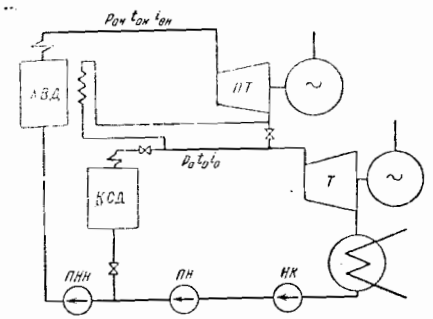


Рис. 3-6. Принципиальная схема надстройки конденсационной электростанции.

КСД — котлы средних параметров; *Т* — турбина средних параметров; *КВД* и *ПТ* — котлы и турбина высоких параметров; *НК* — конденсатный насос; *ПН* и *ПНН* — питательные насосы среднего и высокого давления.

При модернизации станций с более низкими параметрами (15—20 *бар*) надстройка приводит к еще большему увеличению экономичности.

Таким образом, надстройка высокого давления повышает мощность электростанции на 35—50% (с использованием ранее установленного оборудования) и увеличивает ее к. п. д. на 10—30%. Строительно-монтажные работы при надстройках могут производиться без нарушения работы станции с постепенным вводом в эксплуатацию нового котельного и турбинного оборудования.

Обычное расширение электростанций с установкой новых котлов и турбин в отличие от надстроек называется пристройкой. При одинаковой паропроизводительности котлов мощность пристройки будет больше мощности надстройки, так как при пристройке устанавливают конденсационные турбины, а при надстройке — турбины с противодавлением. Если же сравнивать надстройку и пристройку при одинаковой мощности, то легко показать, что капиталовложения в случае пристройки меньше благодаря меньшей паропроизводительности котлов. Однако к. п. д. всей электростанции, включая и старую установку, при надстройке выше, чем при пристройке. Вопрос о предпочтительности надстройки или пристройки должен решаться путем сопоставления расчетных затрат для обоих вариантов.

3-5. ВЛИЯНИЕ КОНЕЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА

Тепловая экономичность паротурбинной установки в большой степени зависит от величины конечного давления пара, с понижением которого используемый теплоперепад и термический к. п. д. непрерывно возрастают.

Расчетное значение конечного давления подавляющего большинства современных турбин лежит в пределах 0,04—0,03 *бар*.

Дальнейшее понижение конечного давления при данной температуре охлаждающей воды вызывает значительное увеличение поверхности охлаждения и стоимости конденсатора, увеличение размеров последних ступеней и удорожание турбины, а также увеличение расхода электроэнергии циркуляционными насосами вследствие большей потребности в охлаждающей воде. В связи с этим выбор конечного давления и размеров конденсатора должен основываться на экономическом расчете, на основании которого выбирается наивыгоднейший вакуум.

Следовательно, оптимальное давление отработавшего пара — это давление, при котором достигается наибольшая экономичность с учетом стоимости конденсатора и турбины, расхода электроэнергии на перекачку циркуляционной воды и затрат на водоснабжение.

Тепловой баланс конденсатора определяется уравнением

$$D_к(i_к - \bar{t}_к) = W(\bar{t}_2 - \bar{t}_1), \quad (3\text{-}6)$$

где $D_к$ — количество конденсируемого пара, *кг/сек*;

$i_к$ — энтальпия пара при входе в конденсатор, *кдж/кг*;

$\bar{t}_к$ — энтальпия конденсата в конденсаторе, *кдж/кг*;

$i_к - \bar{t}_к$ — количество тепла, отдаваемое каждым килограммом пара охлаждающей воде, *кдж/кг*;

W — расход охлаждающей воды, *кг/сек*;

$\bar{t}_2 - \bar{t}_1$ — разность энтальпий охлаждающей воды при выходе $\bar{t}_2$ и при входе в конденсатор $\bar{t}_1$, *кдж/кг*.

В приведенном уравнении не учитываются потери тепла в окружающую среду, величина которых очень мала вследствие незначительной разности температур стенок конденсатора и окружающего его воздуха.

Отношение расхода воды W к количеству пара $D_к$ называется кратностью охлаждения и обозначается через m.

Определим примерное значение m при обычно применяемых конечном давлении и температуре нагрева воды в конденсаторе.

Для турбин, работающих с конечным давлением 0,039 *бар*, конечная энтальпия пара колеблется в пределах 2 180—2 300 *кдж/кг*. Поэтому разность $i_к - \bar{t}_н$ лежит в пределах 2 100—2 180 *кдж/кг*.

Если принять нагрев воды в конденсаторе Δt равным (как часто бывает) 10° С, т. е. если

$$\Delta\bar{t} = \bar{t}_2 - \bar{t}_1 = 41{,}9 \text{ кдж/кг},$$

то кратность охлаждения составит

$$m = \frac{W}{D_к} = \frac{i_к - \bar{t}_н}{\bar{t}_2 - \bar{t}_1} = \frac{2\,140}{41{,}9} = 51 \text{ кг/кг}. \quad (3\text{-}7)$$

Наши отечественные турбостроительные заводы изготовляют конденсаторы с расчетной кратностью охлаждения, близкой по своему значению к полученной выше величине.

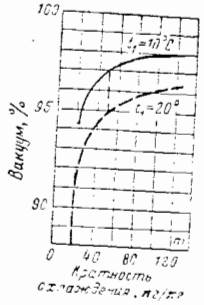


Рис. 3-7. Зависимость вакуума от кратности охлаждения m при различной температуре воды t_1.

Влияние кратности охлаждения на величину вакуума показано на рис. 3-7 для двух значений расчетной температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор. Из приведенных графиков видно, что чем выше кратность охлаждения и ниже температура воды, тем выше вакуум.

В состав конденсационного оборудования турбин, кроме конденсатора, входят эжекторная установка, конденсатные насосы, характеристики которых также определяются заводом-изготовителем в зависимости от мощности и типа турбины, и циркуляционные насосы, выбор которых производится в зависимости от системы водоснабжения и способа охлаждения циркуляционной воды.

3-6. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

а) Сущность регенеративного подогрева питательной воды

Регенеративным циклом называют теоретический паросиловой цикл, при котором тепло отборов пара, отработавшего в турбине, используется для подогрева воды, подаваемой для питания котлов.

В регенеративном цикле подвод тепла к воде частично осуществляется из внутренних источников — отборов пара от турбины, что приближает регенеративный цикл к циклу Карно и сокращает потерю тепла в холодном источнике. Если в цикле с насыщенным паром осуществить предельную регенерацию, т. е. подогрев воды до температуры насыщения в бесконечно большом числе подогревателей, то весь подогрев воды будет осуществляться за счет подвода тепла из внутренних источников, а внешний подвод тепла будет происходить при постоянной наибольшей температуре T_1.

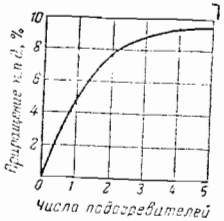


Рис. 3-8. Зависимость приращения к. п. д. выработки электрической энергии от числа отборов для регенерации при начальных параметрах p_0=28,4 *бар* и t_0=400° С и подогреве воды до 150° С.

Таким образом, мы получим обобщенный цикл, имеющий к. п. д. цикла Карно.

Питательную воду можно подогреть до одной и той же температуры различными способами. Можно в одной ступени подогревать ее паром с высоким давлением; при этом выработка электроэнергии каждым килограммом пара будет невелика. Можно той же температуры достичь путем подогрева в нескольких ступенях с постепенно повышающимся давлением отбираемого пара. В этом случае выработка электроэнергии на каждый килограмм пара будет больше, так как подогрев будет частично происходить паром более низкого давления.

Однако применение большого числа ступеней нецелесообразно, вследствие того что приращение к. п. д. цикла при увеличении числа отборов постепенно убывает.

На рис. 3-8 показана зависимость к. п. д. выработки электроэнергии от числа отборов пара конденсационной установки с начальными параметрами 28,4 *бар* и 400° С при конечном давлении 0,039 *бар* и одной и той же температуре подогрева.

Из рисунка видно, что первый отбор дает прирост к. п. д. по сравнению с установкой без регенерации 4,5%, второй отбор — 3,1%, третий—1,1%, четвертый—0,5% и пятый—0,3%.

С повышением начальных параметров пара и увеличением конечной температуры подогрева воды эффект от применения регенерации возрастает, что подтверждается графиком, представленным на рис. 3-9.

Кривые графика показывают также, что оптимальная температура подогрева увеличивается с ростом начальных параметров пара. Так, например, при средних параметрах (p_0=28,4 *бар*) и четырех отборах пара наивыгоднейшая температура подогрева равна 150° С, а при высоком начальном давлении (p_0=88 *бар*) она увеличивается до 200° С.

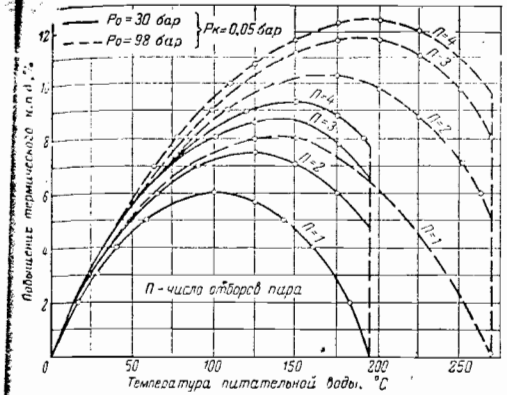


Рис. 3-9. Зависимость приращения термического к. п. д. паросиловой установки от температуры подогрева питательной воды при различных числах отборов пара и разных начальных параметрах.

При выборе числа отборов следует учитывать, что каждая ступень подогрева вызывает увеличение стоимости установки, которое должно быть покрыто экономией топлива. Поэтому экономический эффект от применения большого числа отборов будет положительным только для какого-то определенного числа отборов. Устройство дополнительного отбора сверх этого числа уже не покроет затрат.

Практически целесообразное число отборов пара зависит от начальных параметров мощности турбины, числа часов использования максимума и цены топлива. Для современных мощных установок число отборов равно 7—10.

Применение отборов пара для подогрева воды способствует увеличению внутреннего относительного к. п. д. η_{oi} турбины, так как при этом расход пара через ступени высокого давления увеличивается, а чарез ступени низкого давления — уменьшается. В результате этого высота лопаток в части высокого давления получается большей, что увеличивает η_{oi}, а в части низкого давления — меньшей, что также благоприятно влияет на η_{oi}.

Расход пара через турбину с регенеративным подогревом питательной воды определяется уравнением мощности (2-40) и при наличии промежуточного перегрева пара уравнением (3-4). Сравнение этих уравнений с уравнением для расхода пара через турбину, работающую без [illegible] показывает, что полный и удельный расходы пара при регенерации возрастают по сравнению с расходами через ту же турбину при работе без регенерации. Поэтому регенеративный подогрев приводит к увеличению паропроизводительности котельного агрегата и удорожанию установки. В то же время наличие регенеративных отборов приводит к уменьшению расхода пара в конденсатор и тем самым способствует повышению единичной мощности турбин и сокращению затрат на водоснабжение.

Подводимая тепловая мощность турбинной установки или секундный расход тепла при наличии регенеративного подогрева уменьшается:

$$Q_э^{рег} = D^{рег}(i_0 - \bar{t}_{п.в}) \text{ [квт]}.$$

Это означает, что уменьшение сомножителя $(i - \bar{t}_{п.в})$ по сравнению с сомножителем $(i_0 - t_к)$ сказывается больше, чем увеличение сомножителя $D^{рег}$ по сравнению с $D^{конд}$.

Электрический к. п. д. турбинной установки с одним отбором пара для регенеративного подогрева питательной воды определится следующим выражением:

$$\eta_э^{рег} = \frac{D_1(i_0 - i_1) + D_к(i_0 - i_к)}{D_1(i_0 - i_1) + D_к(i_0 - \bar{t}_к)}\eta_м\eta_г,$$

где D_1 — секундный расход пара, идущего в отбор;

$D_к$ — секундный расход пара, идущего в конденсатор;

i_1 — энтальпия пара отбора.

Возьмем за скобку в числителе величину $D_к(i_0 - i_к)$ и в знаменателе величину $D_к(i_0 - t_к)$. Тогда получим:

$$\eta_э^{рег} = \frac{D_к(i_0 - i_к)}{D_к(i_0 - \bar{t}_к)}\eta_м\eta_г \frac{1 + \dfrac{D_1(i_0 - i_1)}{D_к(i_0 - i_к)}}{1 + \dfrac{D_1(i_0 - i_1)}{D_к(i_0 - \bar{t}_к)}}, \quad (3\text{-}8)$$

Так как $\eta_э^{конд} = \dfrac{i_0 - i_к}{i_0 - \bar{t}_к}\eta_м\eta_г$, то можно записать: $\eta_э^{рег} = \eta_э^{конд}\Phi$. Очевидно, коэффициент $\Phi > 1$, так как $i_0 - \bar{t}_к > i_0 - i_к$ и, следовательно, всегда $\eta_э^{рег} > \eta_э^{конд}$.

Этот вывод можно распространить и на установку с несколькими регенеративными отборами пара.

Подогрев воды паром может осуществляться двумя способами:

а) в смешивающих подогревателях, в которых греющий пар смешивается с подогрева-

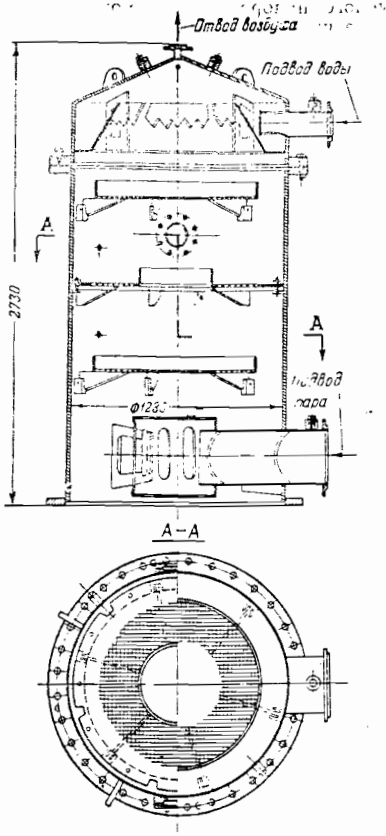


Рис. 3-10. Смешивающий подогреватель-деаэратор.

емой водой, конденсируясь и отдавая ей тепло;

б) в поверхностных подогревателях, в которых вода протекает внутри труб небольшого диаметра, а пар омывает эти трубы снаружи, также конденсируясь и отдавая тепло.

В смешивающих подогревателях температура смеси может быть доведена почти до температуры насыщения греющего пара. При расчете этих подогревателей обычно принимают температуру питательной воды после подогревателя равной температуре насыщения пара. Особенность смешивающих подогревателей является равенство давлений поступающего в подогреватель пара и воды, что влечет за собой необходимость после каждого смешивающего подогревателя ставить насос для подачи подогретой воды в следующую ступень с большим давлением. Установка насосов с производительностью, примерно равной производительности питательных насосов после каждой ступени, является существенным недостатком смешивающих подогревателей, ограничивающим их применение, несмотря на ряд их преимуществ перед поверхностными подогревателями.

Поскольку подогрев воды в смешивающих подогревателях происходит при непосредственном соприкосновении ее с паром, требуется осуществить хорошее раздробление потока воды на капли и мелкие струйки с целью увеличения поверхности соприкосновения ее с паром. Ввиду того что при таком распыливании воды с одновременным ее подогревом до температуры кипения происходит интенсивное выделение растворенных в воде газов, смешивающие подогреватели служат обычно и деаэраторами питательной воды, т. е. аппаратами для удаления из воды растворенных в ней углекислоты и других газов.

Смешивающие подогреватели бывают разных конструкций. Наибольшее применение нашли смешивающие подогреватели-деаэраторы конструкции, показанной на рис. 3-10. Такой подогреватель представляет собой цилиндрическую колонку, установленную на резервуаре питательной воды и заполненную лотками и решетками для раздробления воды. Подвод пара производится снизу через специальный колпак со щелевыми прорезями для равномерного распределения потока по поперечному сечению колонки. Вода подводится сверху и при протекании вниз через ряд листов с мелкими отверстиями хорошо раздробляется. Высоту колонки и количество перепадов ее с листа на лист определяют расчетом при условии, что на этом коротком пути вода будет полностью подогрета до температуры насыщения. Выделяющиеся из воды газы отводятся через штуцер в верхней части колонки. При значительных давлениях пара в подогревателе для охлаждения и собирания выделяющегося с газами выпара устанавливают небольшие поверхностные охладители выпара.

Смешивающие подогреватели называют вакуумными, если давление греющего пара ниже атмосферного, атмосферными — если давление пара равно 1,1—1,2 *бар* и повышенного давления — если давление пара равно 3—6 *бар* и выше. В вакуумных смешивающих подогревателях выделяющиеся газы отсасываются эжекторами.

Применение деаэраторов повышенного давления вызывается следующими соображениями:

1. При отключении по тем или иным причинам подогревателей высокого давления питательная вода поступает в котлы не с температурой около 100° С, как это бывает при атмосферных деаэраторах, а около 150—160° С. При этой температуре расстройство режима работы котлов не бывает таким сильным, как при 100° С, а температура перегрева пара повышается не так резко, как при переходе на питание водой с температурой 100° С.

2. В схемах ТЭЦ, когда в деаэраторы сливается большое количество горячих дренажей, при малом количестве основного конденсата турбин часто в атмосферных деаэраторах получается избыток тепла и требуемое расчетом количество греющего пара приобретает отрицательное значение. Для регулирования же режима деаэратора необходима постоянная подача в него греющего пара. Применение в этих случаях деаэраторов повышенного давления обычно дает возможность получить для всего количества греющего пара положительную величину при любых режимах работы.

3. Применение деаэраторов повышенного давления дает возможность уменьшить количество дорогостоящих и недостаточно надежных подогревателей высокого давления.

Следует, однако, учитывать и отрицательные стороны применения деаэраторов повышенного давления, заключающиеся в том, что питательные насосы должны работать на более горячей воде, чем в случае установки атмосферных деаэраторов, а также в том, что деаэраторы приходится устанавливать на более высоких отметках (около 16—20 *м*) над насосами для обеспечения бескавитационной работы питательных насосов.

Иногда деаэраторы снабжают так называемым барботажным устройством, состоящим из нескольких сопел, в которые подается пар для лучшего прогрева воды в баке деаэратора.

В поверхностных подогревателях давление воды может быть не равно давлению пара, так как они не смешиваются, и для того чтобы вода не закипала в трубках (во избежание гидравлических ударов), давление ее всегда выбирают бо́льшим, чем давление пара. Эта особенность позволяет одним насосом прокачивать воду через несколько подогревателей, что упрощает схему регенерации и сокращает расход электроэнергии на привод насосов.

В поверхностных подогревателях вода может быть подогрета до температуры, более низкой, чем температура насыщения греющего пара, на величину минимального температурного напора, необходимого для перехода тепла через поверхность нагрева.

У большинства применяющихся подогревателей расчетная величина температурного напора колеблется от 3 до 8° С. При расчетах схемы регенерации обычно принимают температурный напор равным 5° С.

При выделении части поверхности нагрева подогревателя на стороне входа греющего пара можно при перегретом греющем паре понизить температуру воды выше температуры насыщения. Это осуществляется в некоторых подогревателях высокого давления, но вызывает усложнение конструкции.

Выделяя часть поверхности нагрева подогревателя на выходе конденсата греющего пара, можно охладить конденсат пара ниже температуры насыщения.

Таким образом, регенеративный подогреватель может состоять из трех элементов: охладителя перегрева, собственно подогревателя и охладителя дренажа.

Поверхностный подогреватель представляет собой сварной цилиндр с одной или двумя трубными досками, в которых завальцованы трубки, и двумя сферическими днищами (рис. 3-11).

Расположение подогревателя обычно вертикальное. Верхнее его днище служит водяной камерой, снабженной вертикальными перегородками для направления воды.

Если подогреватель имеет одну трубную доску и, следовательно, U-образные трубки, то водяная камера имеет одну перегородку, направляющую всю воду в трубки. Если подогреватель имеет две трубные доски и прямые трубки, завальцованные снизу и сверху в трубных досках, то для направления воды снизу вверх нижняя трубная доска перекрывается еще одним сферическим днищем. Верхняя водяная камера и в этом случае имеет перегородку. Для лучшего обтекания паром поверхности трубок внутри корпуса подогревателя устанавливается ряд перегородок, направляющих пар зигзагообразно. Пар, соприкасаясь с поверхностью трубок, конденсируется, нагревая находящуюся в них воду. Конденсат пара собирается в нижней части корпуса и отводится через специальный штуцер и поплавковый конденсатоотводчик.

Для отвода воздуха, попадающего с паром и скопляющегося в верхней части корпуса, подогреватель снабжается отверстием с патрубком, который присоединяют трубкой диаметром 25—50 *мм* к подогревателю, имеющему более низкое давление, а первый по ходу воды подогреватель сообщают с конденсатором.

Подобная конструкция подогревателей обычно применяется при давлениях воды до 50—60 *бар*, так как при высоких давлениях воды толщина трубных досок становится чрезмерно большой. Тем не менее в зарубежной практике применяются подогреватели высокого давления с трубной доской и при высоких давлениях питательной воды, но с малым диаметром корпуса. Поэтому на одну ступень подогрева приходится ставить группу корпусов.

Для более высоких давлений воды (до 150—200 и 340 *бар*) применяются подогреватели, у которых спирально изогнутые горизонтальные трубки диаметром 32 *мм* с толщиной стенки 4 *мм* приваривают к вертикальным коллекторам (тип ПВСС). Спирали расположены в горизонтальных плоскостях четырьмя вертикальными колоннами (рис. 3-12). В коллекторах вварены перегородки, чтобы образовать три хода питательной воды.

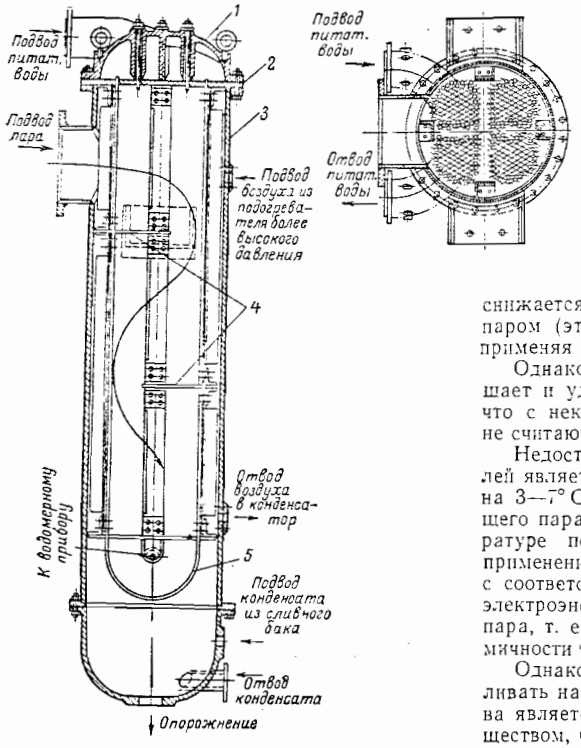


Рис. 3-11. Поверхностный подогреватель низкого давления.

Все подогреватели высокого давления снабжают автоматическим защитным устройством. При разрыве трубок подогревателя и переполнении его водой автомат перекрывает специальные клапаны и направляет воду мимо подогревателя. Благодаря этому турбина предохраняется от попадания в нее воды через отбор пара.

б) Схемы регенеративного подогрева и их расчет

В поверхностных подогревателях вода не соприкасается с паром. Поэтому конденсат греющего пара отводят и присоединяют к потоку основного конденсата турбины. Направление конденсата греющего пара (дренажа подогревателя) может быть весьма различным. Чаще всего применяют каскадную схему дренажей, при которой конденсат пара каждого подогревателя направляется самотеком в следующий подогреватель, более низкого давления, а из последнего подогревателя—в конденсатор. Применяют также направление дренажей подогревателей в трубопровод основного конденсата при помощи дренажных насосов.

Каскадная схема дренажей несколько снижает экономичность установки, так как за счет дренажей, поступающих из подогревателей с более высоким давлением, уменьшается расход греющего пара низкого давления и, следовательно, снижается выработка электроэнергии этим паром (этот недостаток стремятся устранить, применяя охладители дренажей).

Однако каскадная схема настолько упрощает и удешевляет тепловую схему станции, что с некоторым понижением экономичности не считаются.

Недостатком поверхностных подогревателей является отмеченный выше недогрев воды на 3—7° С до температуры насыщения греющего пара, что при заданной конечной температуре подогрева вызывает необходимость применения пара более высокого давления с соответствующим понижением выработки электроэнергии каждым килограммом такого пара, т. е. влечет за собой понижение экономичности процесса.

Однако отсутствие необходимости устанавливать насосы после каждой ступени подогрева является настолько существенным преимуществом, что в схемах регенерации применяют главным образом поверхностные подогреватели.

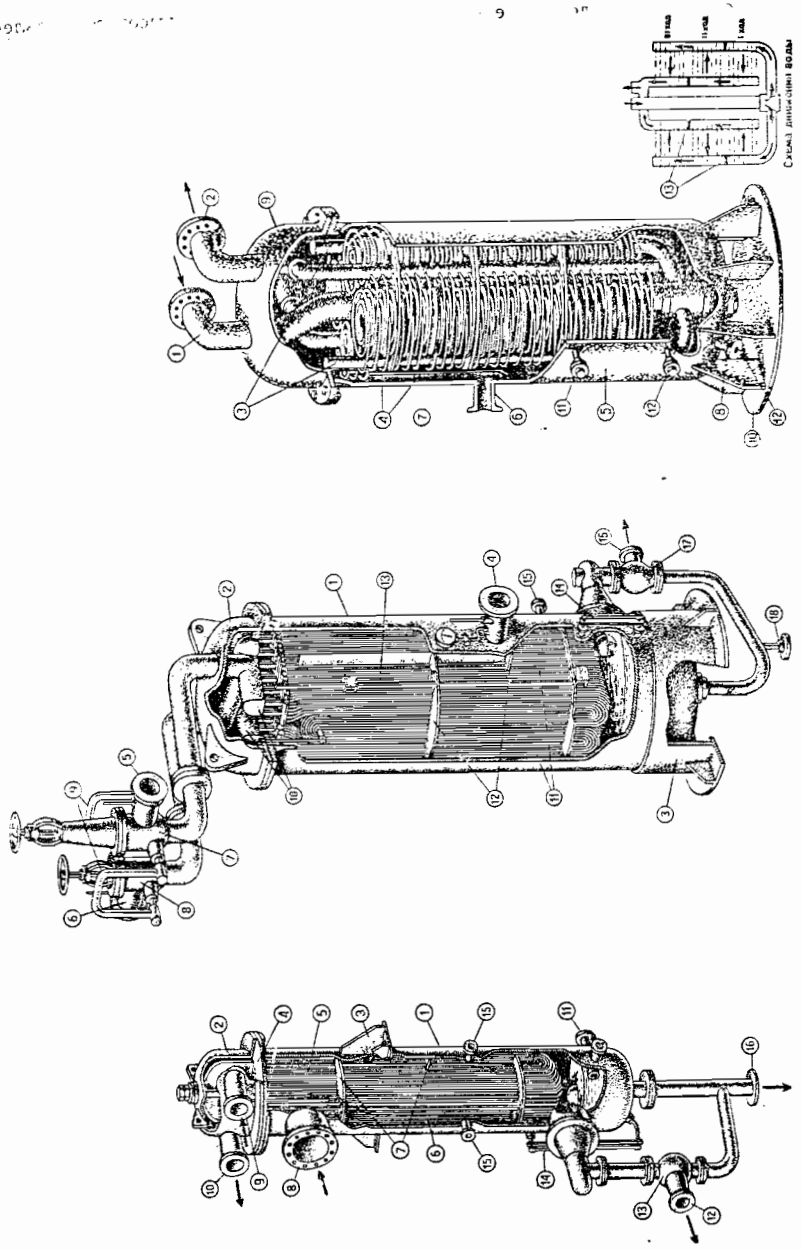


Рис. 3-12. Поверхностный подогреватель высокого давления типа ПВСС.
1—подвод воды; *2*—отвод воды; *3*—вертикальные водяные коллекторы; *4*—спиральные змеевики из водяных трубок; *5*—корпус; *6*—подвод пара; *7*—направляющая перегородка для пара; *8*—отвод конденсата; *9*—крышка; *10*—опора; *11*—отсос воздуха; *12*—перегородки в вертикальных водяных коллекторах.

Смешивающие подогреватели в типовых схемах регенерации применяют только для деаэрации воды в одной ступени подогрева.

Установление числа отборов пара и их параметров, а также выбор типов подогревателей и способа соединения их между собой и с другими теплообменными аппаратами станции являются вопросами, решаемыми при разработке принципиальной тепловой схемы станции, которая определяет собой весь тепловой процесс паротурбинной установки. Тепловую схему станции, подробное изучение которой является одной из основных задач настоящего курса, можно условно разделить на несколько самостоятельно рассчитываемых узлов. Расчет этих узлов и основные соображения, которыми нужно руководствоваться, чтобы собрать отдельные узлы в общую тепловую схему станции, будут даны после последовательного изучения их в отдельности.

Схема регенеративного подогрева питательной воды является одним из таких узлов.

Для изучения методики расчета различных схем регенерации, применяющихся на электростанциях, целесообразно рассмотреть расчет только одной схемы, например схемы с двумя поверхностными подогревателями и одним смешивающим.

Расчет схемы регенерации заключается в определении количества всех потоков рабочего тела (пара и воды) и их параметров. Для этого составляют уравнения теплового баланса для каждого из теплообменных аппаратов, входящих в тепловую схему регенерации.

Если тип турбины известен, то давления отборов определяют по ее заводской характеристике. Если имеется в виду новый тип турбины, то давления отборов находят расчетом при условии равномерного распределения теплоперепада между отдельными ступенями регенеративного подогрева.

Расчет схемы начинают с определения всех необходимых для расчета параметров построением процесса расширения пара в диаграмме i—s. На основании расчета составляют таблицу (табл. 3-1).

После определения параметров рабочего тела составляют уравнения теплового баланса для каждого подогревателя (в порядке убывающего давления греющего пара) и из них определяют секундный расход пара в отборах в зависимости от секундного расхода пара через турбину D.

Потерями пара и конденсата в пределах рассчитываемой части теплового процесса пренебрегают для упрощения расчета.

Метод составления уравнения теплового баланса при смешивающих подогревателях

Таблица 3-1

Параметры, определяемые при расчете схемы регенерации

Параметры рабочего тела	Давление абсолютное, $бар$	Температура, °С	Температура насыщения, °С	Энтальпия, $кдж/кг$: пара	Энтальпия, $кдж/кг$: жидкости	Внутренняя работа отсека турбины, $кдж/кг$
Начальные	p_0	t_0	$t_0^н$	i_0	$\overline{t}_0^н$	—
После регулирующего клапана	p_0'	t_0'	—	i_0	—	—
В I отборе	p_1	t_1	$t_1^н$	i_1	$\overline{t}_1^н$	τ_{oi}'
Во II отборе	p_2	t_2	$t_2^н$	i_2	$\overline{t}_2^н$	τ_{oi}''
В III отборе	p_3	t_3	$t_3^н$	i_3	$\overline{t}_3^н$	τ_{oi}'''
В конденсаторе	$p_к$	$t_к$	$t_к^н$	$i_к$	$\overline{t}_к$	τ_{oi}''''

заключается в том, что в одной части уравнения собирают количества тепла всех входящих тепловых потоков, а в другой — всех выходящих потоков. Количество тепла для каждого потока определяется произведением массы потока на его энтальпию.

Потери тепла в подогревателе учитываются его к. п. д. $\eta_п$, который при хорошей тепловой изоляции поверхности подогревателя составляет 0.98—0.99.

Для поверхностных подогревателей уравнение теплового баланса составляют так, чтобы в одной его части суммировались количества тепла всех потоков пара и конденсата, отдающих тепло, а в другой части — количества тепла всех потоков, воспринимающих тепло. Соответствующие члены уравнения должны представлять собой произведения массы рабочего тела (пара или конденсата) на разность энтальпий на входе и выходе.

Применяемые на электростанциях схемы регенерации с поверхностными подогревателями чрезвычайно разнообразны в зависимости от направления движения конденсата греющего пара (дренажа подогревателя). Однако расчет любых схем регенерации может быть выполнен по следующей методике расчета смешанной схемы с применением поверхностных подогревателей во всех ступенях, кроме одной, на которой устанавливают смешивающий подогреватель для деаэрации питательной воды (рис. 3-13).

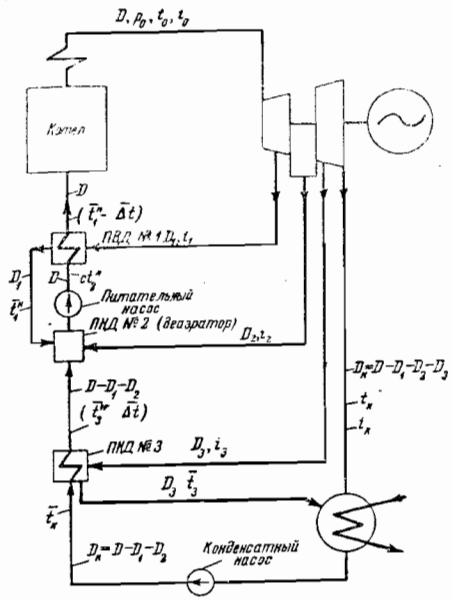


Рис. 3-13. Схема регенерации с одним смешивающим и двумя поверхностными подогревателями.

Уравнение теплового баланса для первого из этих трех подогревателей будет иметь следующий вид:

$$D_1(i_1-\overline{t}_1^н)\eta_п = D(\overline{t}_1^н-\overline{\vartheta}-\overline{t}_2^н), \qquad (3\text{-}9)$$

где $\overline{\vartheta}$ — недогрев воды до температуры насыщения, $кдж/кг$,

откуда

$$D_1 = \frac{\overline{t}_1^н-\overline{\vartheta}-\overline{t}_2^н}{(i_1-\overline{t}_1^н)\eta_п}D. \qquad (3\text{-}10)$$

Для второго подогревателя можно составить следующее уравнение теплового баланса:

$$[D_2 i_2 + D_1\overline{t}_1^н + (D-D_1-D_2)(\overline{t}_3^н-\overline{\vartheta})]\eta_п = D\overline{t}_2^н, \qquad (3\text{-}11)$$

откуда, заменяя D_1/D через α_1, получим:

$$D_2 = \frac{\frac{\overline{t}_2^н}{\eta_п}-(\overline{t}_3^н-\overline{\vartheta})-\alpha_1(\overline{t}_1^н-\overline{t}_3^н+\overline{\vartheta})}{(i_2-\overline{t}_3^н+\overline{\vartheta})}D. \qquad (3\text{-}12)$$

Обозначая коэффициент второго отбора α_2, получим:

$$D_2 = \alpha_2 D.$$

Уравнение теплового баланса третьего подогревателя составляется из количества тепла, отдаваемого греющим паром $D_3(i_3-\overline{t}_3^н)$, и количества тепла, воспринимаемого питательной водой,

$$(D-D_1-D_2)(\overline{t}_3^н-\overline{\vartheta}-\overline{t}_к),$$

т. е.

$$D_3(i_3-\overline{t}_3^н)\eta_п = (D-D_1-D_2)(\overline{t}_3^н-\overline{\vartheta}-\overline{t}_к), \qquad (3\text{-}13)$$

откуда, заменяя D_1 и D_2 через $\alpha_1 D$ и $\alpha_2 D$, получим:

$$D_3 = \frac{(1-\alpha_1-\alpha_2)(\overline{t}_3^н-\overline{\vartheta}-\overline{t}_к)}{(i_3-\overline{t}_3^н)\eta_п}D. \qquad (3\text{-}14)$$

Заменив коэффициент перед D через α_3, получим:

$$D_3 = \alpha_3 D.$$

В результате нами получена система трех уравнений: (3-10), (3-12) и (3-14) с четырьмя неизвестными: D_1, D_2, D_3 и D.

Для решения этой системы вводим четвертое уравнение, связывающее эти величины в виде энергетического уравнения, и, решая совместно все четыре уравнения, получаем выражение для D:

$$D = \frac{N/(i_0-i_к)\eta_м\eta_г}{1-\alpha_1\frac{i_1-i_к}{i_0-i_к}-\alpha_2\frac{i_2-i_к}{i_0-i_к}-\alpha_3\frac{i_3-i_к}{i_0-i_к}}. \qquad (3\text{-}15)$$

В схемах, аналогичных приведенной на рис. 3-13, насос, устанавливаемый после смешивающего подогревателя, служит питательным насосом для котла. Поэтому первый подогреватель работает по водяной стороне на высоком давлении (в зависимости от рабочего давления пара в котле) и называется подогревателем высокого давления (сокращенно — ПВД). Подогреватели, включенные в схему до питательного насоса, называются подогревателями низкого давления (сокращенно — ПНД).

Отвод дренажа подогревателей в конденсатор неэкономичен, так как тепло этих дренажей безвозвратно теряется с охлаждающей водой. Поэтому чаще эти дренажи направляют при помощи дренажных насосов в линию основного конденсата турбин.

Кроме подогревателей, включаемых для подогрева питательной воды паром, отбираемым из турбин, в тепловую схему турбинной установки включают обычно еще эжектор-

ные подогреватели и сальниковые подогреватели.

Первые представляют собой поверхностные двухступенчатые или трехступенчатые подогреватели, предназначенные для конденсации и использования тепла рабочего пара эжекторов. Их включают непосредственно после конденсатных насосов. Температура подогрева воды в них зависит от количества пара, расходуемого на эжекторы, и от расхода нагреваемого конденсата. Этот расход пара составляет приблизительно 0,3—0,4% полного расхода пара на турбину. Поэтому подогрев конденсата в эжекторных подогревателях составит при номинальной нагрузке около 2—3° С.

При пониженных нагрузках и особенно при холостом ходе турбины количества конденсата, поступающего из конденсатора, оказывается недостаточно для конденсации всего рабочего пара эжекторов. Вследствие этого конденсат может перегреться и пар, поступающий в эжекторы, не сможет полностью сконденсироваться. Во избежание этого прокладывают специальную рециркуляционную линию для возврата конденсата после эжекторов обратно в конденсатор. Такая рециркуляция конденсата обеспечивает охлаждение эжекторов при любой нагрузке. Ее включают только при пуске и малых нагрузках турбин.

Сальниковые подогреватели служат для конденсации и использования тепла пара, расходуемого на уплотнения турбины. Сальниковый подогреватель представляет собой трубчатый поверхностный подогреватель небольшого размера, рассчитанный на пропуск части конденсата. Для пропуска остального конденсата устраивают обводную линию. Сальниковый подогреватель обычно включают в схему турбины после первой ступени подогрева.

Расход пара на сальниковые уплотнения турбины составляет 0,6—1% полного расхода пара на турбину. Поэтому и подогрев воды в сальниковых подогревателях ограничен пределом 5—8° С.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ПОТЕРИ ПАРА И КОНДЕНСАТА И ИХ ВОСПОЛНЕНИЕ, ОТПУСК ТЕПЛА СО СТАНЦИИ

4-1. ПОТЕРИ ПАРА И КОНДЕНСАТА

а) Баланс пара и конденсата

В замкнутом цикле электростанции циркулирует определенное количество рабочего тела (пар — вода), причем всегда имеются потери рабочего тела. Поэтому приходится систематически восполнять эти потери.

Вода, идущая для питания паровых котлов электростанции, состоит в основном из конденсата турбин и добавляемой для восполнения потерь химически очищенной или дистиллированной воды.

Потери конденсата и пара на конденсационных электростанциях невелики и обычно составляют не более 2—3% общего расхода пара, а при высокой культуре эксплуатации они не превышают 1—1,5%. Согласно правилам технической эксплуатации потери конденсата и пара не должны превышать (не считая потерь на продувку) для электростанций высоких и сверхвысоких параметров пара 1% вырабатываемого котлами пара, а для электростанций среднего давления — 1,5%.

На электростанциях, отпускающих пар на сторону, потери обычно бывают больше и величина их зависит от того, возвращается ли на станцию конденсат отпускаемого на сторону пара и в каком количестве. На станциях, отпускающих пар для технологических целей таких производств, которые загрязняют конденсат, потери могут достигать 30—40% вырабатываемого котлами количества пара.

На электростанциях, отпускающих горячую воду, приготовляемую в сетевых подогревательных установках, потери конденсата бывают того же порядка, что и на чисто конденсационных электростанциях.

Потери пара и конденсата связаны не только с материальной потерей рабочего тела цикла, но и с потерей тепла с соответственным понижением к. п. д. электростанции.

Для восполнения потерь рабочего тела необходимо сооружение специальных водоподготовительных устройств, стоимость которых тем больше, чем больше потери. Требования, предъявляемые к качеству воды, подготовленной для восполнения потерь, при высоких и сверхвысоких начальных параметрах пара повышаются по мере роста параметров, а вместе с тем повышается и стоимость этой добавки. Поэтому мероприятия, направленные на уменьшение потерь конденсата и пара, являются одной из важных задач эксплуатации и проектирования электростанций, а величина этих потерь — одним из основных показателей культуры эксплуатации.

Для удобства и простоты расчета сумму всех потерь пара и конденсата, разбросанных по всему циклу, относят условно к расходу пара, выходящего из котлоагрегата:

$$D_{ут} = \alpha_{ут} D \ [кг/сек], \qquad (4\text{-}1)$$

где $D_{ут}$ — величина всех внутристанционных потерь, кроме потерь на продувку котлов, *кг/сек*;

$\alpha_{ут}$ — доля всех утечек по отношению к расходу пара на турбину D.

Расходы пара на эжекторы и уплотнения турбины также для упрощения расчета выражают в долях расхода пара турбиной:

$$D_{эж} = \alpha_{эж} D; \qquad (4\text{-}2)$$

$$D_{упл} = \alpha_{упл} D. \qquad (4\text{-}3)$$

Тогда расход перегретого пара из котла выразится уравнением весового баланса пара:

$$D_{пе} = D_{ут} + D_0 = D_{ут} + D_{эж} + D_{упл} + D = D(1 + \alpha_{ут} + \alpha_{эж} + \alpha_{упл}) \ [кг/сек]. \qquad (4\text{-}4)$$

Количество питательной воды отличается от количества перегретого пара на величину потерь питательной воды от продувки котла:

$$D_{п.в} = D_{пе} + D_{пр}. \qquad (4\text{-}5)$$

Потерю от продувки с небольшой степенью погрешности также можно отнести к расходу перегретого пара. Тогда

$$D_{п.в} = D_{пе} + \alpha_{пр} D = (1 + \alpha_{ут} + \alpha_{эж} + \alpha_{упл} + \alpha_{пр}) D. \qquad (4\text{-}6)$$

Внутристанционные потери теплоносителя имеют следующие источники:

а) различные неплотности в трубопроводах и арматуре;

б) дренажи паропроводов, если они не направляются в дренажные баки;

в) продувка котлов;

г) утечки пара через предохранительные клапаны паровых котлов и другого оборудования;

д) безвозвратный расход пара на различные вспомогательные механизмы: подогрев мазута, сажеобдувку котлов, мазутные паровые форсунки и пр.

Значительное влияние на величину потерь и конденсата оказывает неустановившийся режим работы станции, так как при пуске и остановке оборудования необходимо производить продувку и подогрев элементов котлов и турбин.

При остановке котлов часть пара дросселируют и выпускают в атмосферу, а котловую воду сливают в канализацию. При резконеравномерной нагрузке котлов возникает потеря пара через предохранительные клапаны.

б) Мероприятия по уменьшению потерь пара и конденсата

На современных электростанциях применяют ряд мероприятий, специально направленных для сохранения конденсата. К ним относятся:

а) установки для использования некоторой части продувочной воды и ее тепла;

б) улучшенные сепарационные внутрибарабанные устройства и ступенчатое испарение, весьма эффективно влияющие на величину продувки, которая в общем балансе потерь составляет значительную долю;

в) сварные (вместо фланцевых) соединения отдельных элементов паропроводов.

На электростанциях, отпускающих пар потребителю без возврата конденсата, уменьшение потерь может быть достигнуто путем установки паропреобразователей. В этом случае пар, поступающий из отбора турбины, направляется не непосредственно потребителю, а в паропреобразователь. Здесь пар конденсируется, отдавая тепло испаряемой химически очищенной воде. Вторичный пар паропреобразователя направляется потребителю, а конденсат отбираемого из турбины пара полностью остается на станции. Целесообразна также установка паропреобразователя для подачи вторичного пара на собственные нужды, например на мазутное хозяйство.

Применение паропреобразователей будет подробно рассмотрено в следующем разделе.

Одной из наибольших потерь на электростанциях с барабанными котлами является потеря котловой воды при продувке котлов.

Правилами технической эксплуатации электростанций установлены следующие нормы продувки:

а) для конденсационных электростанций с восполнением потерь дистиллятом или обессоленной водой — не более 0,5 и не менее 0,3%;

б) для электростанций с восполнением потерь химически очищенной водой — не более 3 и не менее 1%.

В отдельных случаях при потерях конденсата более 40% допускается увеличение размера продувки до 5%.

Для уменьшения этих потерь электростанциях устанавливаются расширители продувки для частичного использования тепла продувочной воды и возврата части этой воды в котел.

Количество продувочной воды легко определить путем составления уравнения солевого баланса котла:

$$(D_{пе} + D_{пр}) a_{к.в} = D_{пе} a_{п} + A_{к.в} D_{пр}, \quad (4\text{-}7)$$

где $D_{пе}$ — паропроизводительность котла, *кг/сек*;
$D_{пр}$ — количество продувочной воды, *кг/сек*;
$a_{п.в}$ — сухой остаток питательной воды, *мг/кг*;
$a_{п}$ — сухой остаток конденсата пара, *мк/кг*;
$A_{к.в}$ — сухой остаток котловой воды, соответствующий установившемуся режиму, *мк/кг*.

Из уравнения (4-7) определяют количество продувочной воды:

$$D_{пр} = \frac{a_{п.в} - a_{п}}{A_{к.в} - a_{п.в}} D_{пе}. \quad (4\text{-}8)$$

Обычно нужно знать не количество удаляемой из котла воды продувкой, а отношение ее $\alpha_{пр}$ к паропроизводительности котла, выражаемое в процентах:

$$\alpha_{пр} = \frac{D_{пр}}{D_{пе}} = \frac{a_{п.в} - a_{п}}{A_{к.в} - a_{п.в}} \cdot 100\% . \quad (4\text{-}9)$$

Из уравнения (4-9) можно видеть, что величина потерь конденсата, а следовательно, и тепла с продувкой зависит от качества (сухого остатка) питательной воды $a_{п.в}$ и допустимой величины солесодержания котловой воды $A_{к.в}$ (качество пара $a_{п}$ является величиной меньшего порядка и не влияет на результат).

Следовательно, при увеличении потерь конденсата и восполнении потерь химически очищенной водой при большом ее солесодержании потери с продувкой возрастают.

Вторым фактором, от которого зависит потеря воды с продувкой котлов, является допустимый предел солесодержания котловой воды $A_{к.в}$. Эта величина в большой степени зависит от совершенства внутрибарабанных сепарационных устройств. Применение современных конструкций внутрибарабанных сепарационных приспособлений, назначение которых заключается в осушении пара, а также двухи многоступенчатого испарения в котлах обеспечивает надежную работу котла при очень высоких концентрациях солей в котловой воде.

Наиболее совершенным способом продувки является непрерывный отвод установленного расчетом количества котловой воды, что дает возможность поддерживать среднюю концентрацию солей в котле близкой к допустимому пределу.

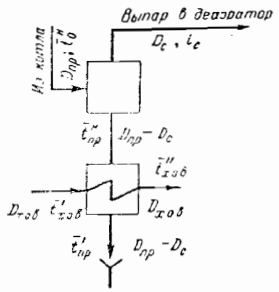


Рис. 4-1. Расчётная схема установки по использованию продувки.

Равномерный сброс продувочной воды при непрерывной продувке дает возможность легко использовать уносимое из котла тепло, а также возвращать в систему питания котла некоторое количество (около 20—25% количества продувочной воды) конденсата в виде выпара, получаемого в расширителях, предназначенных для понижения давления продувочной воды.

Благодаря непрерывному отводу продувочной воды аппараты, применяемые в установках по использованию тепла непрерывной продувки, могут иметь небольшие размеры.

Установка для использования тепла непрерывной продувки (рис. 4-1) состоит из расширителя, в котором давление снижается до 1,5—6 *бар*, и двух (или одного) подогревателей, в которых тепло продувочной воды передается химически очищенной воде, подаваемой для восполнения потерь конденсата.

Выпар, образующийся в расширителе, направляется в деаэратор, где он конденсируется, отдавая свое тепло деаэрируемой воде, и, таким образом, возвращается в систему питания. Охлажденная в подогревателях до температуры 40—60° С продувочная вода направляется в канализацию через специальный расширитель (барботер), имеющий выхлоп в атмосферу. На ТЭЦ продувочная вода может быть использована для восполнения потерь сетевой воды.

Расширитель непрерывной продувки (рис. 4-2) представляет собой цилиндр, в который продувочная вода направляется тангенциально на уровне половины его высоты. Вследствие этого вода тонкой пленкой омывает внутреннюю поверхность цилиндра и

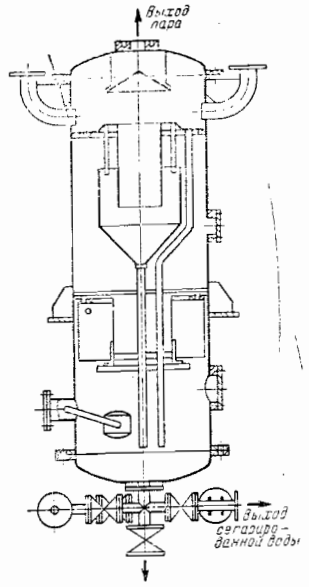


Рис. 4-2. Расширитель продувки.

в результате понижения ее давления и температуры образуется пар. Цилиндр наполнен сепарирующими щитками, проходя через которые пар изменяет несколько раз направление своего движения и подсушивается.

При выборе размеров расширителя следует исходить из того, что его удельная нагрузка должна составлять около 0.3 $м^3$ сепарируемого пара в секунду на 1 $м^3$ его парового объема.

Подогреватели представляют собой трубчатые поверхностные горизонтальные теплообменники.

На электростанциях сверхвысоких начальных параметров пара применяют также двухступенчатую установку по использованию продувки, в которой продувочная вода из котла направляется в расширитель первой ступени. Выпар из этого расширителя обычно направляется в основной деаэратор (5,85 *бар*), а иногда в соответствующий по давлению регенеративный подогреватель. Оставшаяся в первом расширителе вода направляется в расширитель второй ступени, а выпар из него — в деаэратор добавочной воды, работающий обычно при давлении 1,17 *бар*.

Установка для использования тепла продувок является одним из узлов тепловой схемы станции и должна быть рассчитана одновременно с общей тепловой схемой станции. Расчет заключается в составлении нескольких уравнений теплового баланса и определении количества сепарируемого пара и температуры подогреваемой химически очищенной воды.

Уравнение теплового баланса расширителя можно написать как уравнение для смешивающего теплообменника (без учета потерь):

$$D_{пр} \bar{i}''_{б} = D_c i_c + (D_{пр} - D_c) \bar{i}''_{пр}, \quad (4\text{-}10)$$

где $D_{пр}$ — количество продувочной воды, найденное по солевому балансу котла;
$\bar{i}''_{б}$ — энтальпия продувочной воды, определяемая по таблицам насыщенного пара при рабочем давлении в барабане котла;
D_c — количество отсепарировавшегося в расширителе пара (величина неизвестная и определяемая из данного уравнения);
$\bar{i}''_{пр}$ — энтальпия продувочной воды, уходящей из расширителя и определяемая по давлению в нем;
i_c — энтальпия насыщенного пара в расширителе, зависящая от давления, поддерживаемого в нем.

Давление в расширителе устанавливают равным давлению в аппарате (или паропроводе), куда направляется пар, или немного выше (на величину потерь в паропроводе, соединяющем расширитель с аппаратом). При достаточном диаметре паропровода потеря давления не выходит за пределы 0,1 *бар*, и поэтому при расчете без большой погрешности можно принимать давление в расширителе равным давлению в аппарате.

Из уравнения (4-10) определяем:

$$D_c = \frac{\bar{i}''_{б} - \bar{i}''_{пр}}{i_c - \bar{i}''_{пр}} D_{пр}. \quad (4\text{-}11)$$

Если ввести коэффициент η_c, учитывающий потери тепла расширителя в окружающую среду, то уравнение (4-11) примет вид

$$D_c = \frac{(\bar{i}''_{б} - \bar{i}''_{пр}) \eta_c}{i_c - \bar{i}''_{пр}} D_{пр}. \quad (4\text{-}12)$$

Коэффициент η_c обычно принимают равным 0,95 — 0,98. Заменяя $D_{пр}$ через $\alpha_{пр} D$, получаем:

$$D_c = \frac{(\bar{i}''_{б} - \bar{i}''_{пр}) \eta_c}{(i_c - \bar{i}''_{пр})} \alpha_{пр} D. \quad (4\text{-}13)$$

Обозначая коэффициент при через α_c, имеем:

$$\frac{(\bar{i}_б^н - \bar{i}_{пр}^н)\eta_c}{(i_c - \bar{i}_{пр}^н)}\alpha_{пр} = \alpha_c,$$

откуда получаем:

$$D_c = \alpha_c D.$$

Зная количество пара D_c, можно определить число и размеры расширителей.

Уравнение теплового баланса для охладителя продувки составляют как уравнение для поверхностного подогревателя, в котором отдающим тепло телом является выходящая из расширителя продувочная вода (в количестве $D_{пр} - D_c$), а воспринимающим тепло телом — химически очищенная вода, направляемая через теплообменник в деаэратор для восполнения потерь конденсата (в количестве $D_{х.о.в}$):

$$(D_{пр} - D_c)(\bar{i}_{пр}^н - \bar{i}'_{пр}) = D_{х.о.в}(\bar{i}''_{х.о.в} - \bar{i}'_{х.о.в}), \quad (4\text{-}14)$$

где $\bar{i}'_{пр}$ — энтальпия продувочной воды после теплообменника;

$\bar{i}'_{х.о.в}$ и $\bar{i}''_{х.о.в}$ — энтальпии химически очищенной воды до и после теплообменника.

В этом уравнении искомой величиной является величина $\bar{i}''_{х.о.в} - \bar{i}'_{х.о.в}$, т. е. повышение энтальпии химически очищенной воды в теплообменнике:

$$\bar{i}''_{х.о.в} - \bar{i}'_{х.о.в} = \frac{(D_{пр} - D_c)(\bar{i}_{пр}^н - t'_{пр})}{D_{х.о.в}}\eta_{о.п}, \quad (4\text{-}15)$$

где $\eta_{о.п}$ — к. п. д. охладителя продувки, учитывающий потери тепла в окружающую среду.

Количество химически очищенной воды $D_{х.о.в}$ определяют по величине принятых потерь конденсата, включая продувку, т. е.

$$D_{пот} = D_{х.о.в} = D_{ут} + D_{пр} - D_c = (\alpha_{ут} + \alpha_{пр} - \alpha_c)D = \alpha_{х.о.в}D. \quad (4\text{-}16')$$

После подстановки в выражение (4-15) значения $(D_{пр} - D_c)$ и $D_{х.о.в}$ получаем:

$$\bar{i}''_{х.о.в} - \bar{i}'_{х.о.в} = \frac{(\alpha_{пр} - \alpha_c)(\bar{i}_{пр}^н - \bar{i}'_{пр})\eta_{о.п}D}{\alpha_{х.о.в}D} = \frac{(\alpha_{пр} - \alpha_c)(\bar{i}_{пр}^н - t'_{пр})}{\alpha_{х.о.в}}\eta_{о.п}. \quad (4\text{-}16)$$

Температуру продувочной воды $t'_{пр}$ после теплообменника принимают равной температуре нагретой химически очищенной воды плюс 5÷15° С.

Схемы включения установки для использования тепла продувочной воды в общую тепловую схему станции могут быть различными в зависимости от направления сепарированного пара.

4-2. СПОСОБЫ ВОСПОЛНЕНИЯ ПОТЕРЬ ПАРА И КОНДЕНСАТА

Воду, направляемую в питательную систему электростанции для восполнения потерь пара и конденсата, называют добавочной. Качество добавочной воды в огромной степени влияет на надежность работы котлов и турбин. Поэтому подготовка добавочной воды является одной из важнейших задач при проектировании и эксплуатации электростанций. В зависимости от качества исходной сырой воды, начальных параметров пара, конструкции котлов и величины потерь конденсата выбирают способ подготовки добавочной воды. Требования, предъявляемые к качеству добавочной воды, тем выше, чем выше начальные параметры пара.

Применение высоких начальных параметров пара, а также применение прямоточных котлов, которые служат единственным типом котлов при критических и сверхкритических параметрах, требует восполнения потерь пара и конденсата химически обессоленной или дистиллированной водой.

Способы химической обработки воды и выбор того или иного способа рассматриваются в специальном курсе водоподготовки.

Производительность водоочистки выбирают при проектировании электростанций из расчета покрытия внутристанционных потерь в размере 2% производительности рабочих котлов с учетом продувки, а при отпуске пара на производство — с запасом 20%.

Термическая подготовка состоит в испарении химически очищенной воды с последующей конденсацией полученного пара. Испарение воды производится в специальных аппаратах — испарителях, а конденсация пара — в подогревателях регенеративного цикла или специальных теплообменниках.

Для питания испарителей должна применяться деаэрированная химически подготовленная вода.

Таким образом, для современных КЭС при начальных давлениях пара 135 *бар* и выше могут быть использованы два варианта водоподготовки: химическое обессоливание или испарители. В типовых решениях приняты испарители, однако применяют также обессоливание. Для решения вопроса о предпочтительности того или иного варианта необходимо сравнить их по расчетным затратам. Применение испарителей связано с перерасходом топлива около 1% в годовом разрезе, однако при дешевом топливе влияние этого фактора невелико. Стоимость химического обессоливания возрастает с ухудшением качества исходной воды.

Испарители представляют собой поверхностные теплообменные аппараты с трубчатой поверхностью нагрева. Применяются испарители двух типов:

а) горизонтальные, в которых греющий пар проходит по трубкам, а испаряемая вода наполняет корпус испарителя;

б) вертикальные, в которых греющий пар подается в корпус, а вода проходит по трубкам.

Испаритель первого типа состоит из горизонтального сварного корпуса с сухопарником для сепарации пара. Вода подается в корпус через поплавковый регулятор уровня. Вторичный пар, получающийся при испарении воды в корпусе, отводится через сухопарник и верхнее выходное отверстие.

Продувка для поддержания в испарителе надлежащей концентрации солей, обеспечивающей требуемое качество пара, производится непрерывно из-под водяного зеркала. Греющий пар конденсируется в трубках и отводится через небольшой поверхностный охладитель в бак питательной воды. Охладитель конденсата охлаждается химически очищенной водой, подаваемой в испаритель. Давление первичного (греющего) пара обычно не превышает 10 *бар*; чаще применяется пар с давлением 3—4 *бар*. При использовании испарителей в качестве паропреобразователей предельное давление может быть повышено.

Производительность горизонтальных испарителей обычно ограничена 2,2—2,8 *кг/сек* вторичного пара или дистиллята.

Вертикальный испаритель показан на рис. 4-3. Внутри его сварного корпуса размещена трубная греющая секция, состоящая из вертикальных трубок с открытыми верхними и нижними концами. Пар омывает трубки снаружи и конденсируется. Вторичный пар, выделяющийся из трубок, отводится через жалюзийный сепаратор, расположенный в верхней части парового объема испарителя.

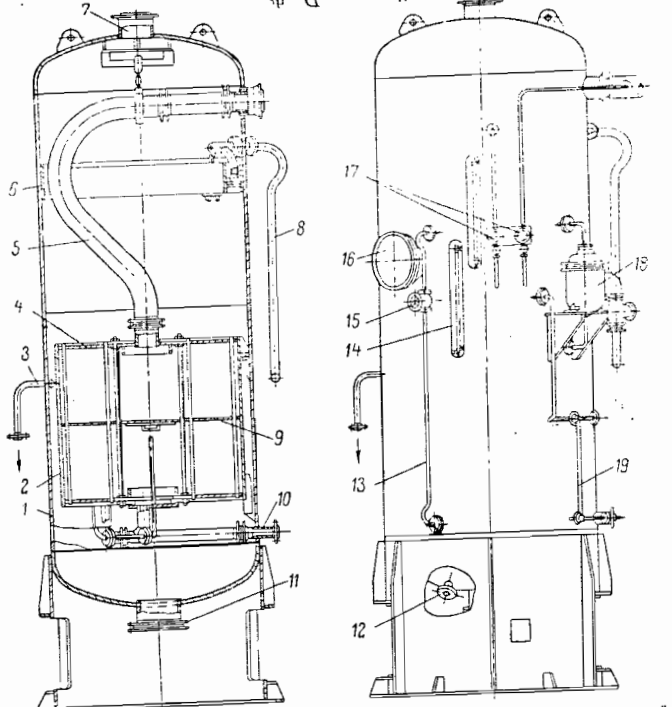


Рис. 4-3. Вертикальный испаритель типа ИСВ с пароразмывочным устройством.

1 — корпус; *2* — греющая секция; *3* — патрубок непрерывной продувки; *4* — трубная доска; *5* — труба для подвода греющего пара; *6* — пароразмывочное устройство; *7* — патрубок для отвода вторичного пара; *8* — труба для подвода питательной воды; *9* — перегородка; *10* — труба для отвода конденсата; *11* и *16* — лазы; *12* — патрубок для периодической продувки; *13* — перепускная труба; *14* — указатель уровня воды; *15* — вентиль; *17* — манометр; *18* — регулятор уровня; *19* — указатель уровня конденсата.

Для обеспечения чистоты вторичного пара в испарителе предусмотрено паропромывочное устройство в виде дырчатого листа, на который подается химически очищенная вода.

Качество вторичного пара в испарителях с промывкой пара соответствует величине плотного остатка $<0{,}2$ *мг/кг*.

Вертикальные испарители, изготовляемые отечественными заводами, рассчитаны на дав-

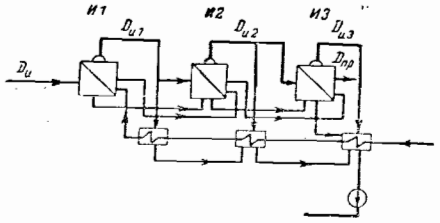


Рис. 4-4. Схема трехступенчатой испарительной установки.

ления пара 3—13 *бар* и имеют производительность 1,4—12,4 *кг/сек*.

Испарители применяются в виде одноступенчатой, двухступенчатой или многоступенчатой установок.

На рис. 4-4 приведена схема многоступенчатой испарительной установки. Вторичный пар первого испарителя служит греющим паром для второго испарителя; вторичный пар второй ступени отводится греющим паром в третью ступень и т. д. Вторичный пар последней ступени должен быть направлен для конденсации в специальный охладитель или один из подогревателей регенеративного цикла соответствующего давления.

Количество вторичного пара, получаемое от 1 *кг* греющего пара при одноступенчатом испарении, несколько меньше количества греющего пара. Можно считать для приближенных расчетов, что 1 *кг* первичного пара дает 0,8 *кг* вторичного.

В двухступенчатой испарительной установке количество получаемого дистиллята равно приблизительно 1,6 *кг* на 1 *кг* греющего пара, получаемого из отбора турбины первой ступени, а в трехступенчатой установке — 2,2 *кг* на 1 *кг*. Поэтому при больших потерях конденсата на станции применяют многоступенчатые испарительные установки (до шести ступеней).

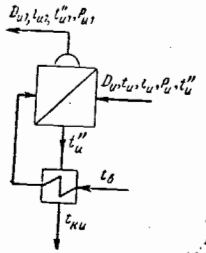


Рис. 4-5. Расчетная схема одноступенчатой испарительной установки.

При расчете тепловой схемы станции испарительную установку выделяют в самостоятельный узел. Расчет ее заключается в определении количества греющего пара $D_и$, необходимого для восполнения заданной величины потерь конденсата. Попутно определяют величины всех тепловых потоков, связанных с испарителем.

Для расчета испарительной установки составляют ряд уравнений теплового баланса.

Если пренебречь для упрощения расчета потерями тепла с продувкой, то уравнение теплового баланса для одноступенчатого испарителя с охладителем (рис. 4-5) можно написать в таком виде:

$$D_и (i_и - \bar{t}''_и)\,\eta_и = D_{и1} (i_{и1} - \bar{t}'_в), \qquad (4\text{-}17)$$

где $D_и$ — количество греющего пара, поступающего из отбора турбины, *кг/ч*;

$i_и$ — его энтальпия, *кдж/кг*;

$\bar{t}''_и$ — температура насыщения, °С;

$\eta_и$ — к. п. д. испарителя, учитывающий потери тепла в окружающую среду, %;

$D_{и1}$, $i_{и1}$ и $\bar{t}''_{и1}$ — соответствующие величины для вторичного пара;

$\bar{t}'_в$ — температура химически очищенной воды, подаваемой в испаритель, °С.

Следует иметь в виду, что для обеспечения температурного напора температура насыщения вторичного пара $\bar{t}''_{и1}$ всегда на 10—12° С ниже температуры греющего пара. Соответственно и давление вторичного пара всегда почти на 1,5 *бар* меньше первичного.

Из уравнения (4-17) можно определить $D_и$. Однако проще составить предварительно уравнение теплового баланса для охладителя конденсата:

$$D_и (\bar{t}''_и - \bar{t}_{ки})\,\eta_{ох} = D_{и1} (\bar{t}'_в - \bar{t}_в), \qquad (4\text{-}18)$$

где $\bar{t}_{ки}$ — энтальпия конденсата после охладителя, °С;

$t_в$ — энтальпия химически очищенной воды до охладителя, °С;

$\eta_{ох}$ — к. п. д. охладителя конденсата испарителя, %.

Сложив уравнения (4-17) и (4-18), получаем общее уравнение теплового баланса:

$$D_и (i_и - \bar{t}_{ки})\,\eta_и = D_{и1} (i_{и1} - \bar{t}_в), \qquad (4\text{-}19)$$

откуда

$$D_и = \frac{i_{и1} - \bar{t}_в}{(i_и - \bar{t}_{ки})\,\eta_и} D_{и1} = \alpha_1 D_{и1}. \qquad (4\text{-}20)$$

Все параметры в выражении $\frac{i_{и1} - \bar{t}_в}{i_и - \bar{t}_{ки}}$ известны, а значение к. п. д. испарителя может быть принято в пределах 0,97—0,98 в зависимости

от качества тепловой изоляции, которой должна быть покрыта наружная поверхность корпуса. Подставив в эту дробь известные величины и определив значение дроби, можно ее обозначить через α_1.

При двух- или многоступенчатых испарительных установках расчет производится таким же способом.

Для второй ступени может быть написано аналогичное уравнение теплового баланса:

$$D_{и1} = \frac{i_{и2} - \bar{t}_в}{(i_{и1} - \bar{t}_{ки})\,\eta_и} D_{и2} = \alpha_2 D_{и2}. \qquad (4\text{-}21)$$

Если значение $D_{и1}$ из уравнения (4-21) подставим в уравнение (4-20), то получим:

$$D_и = \alpha_1 \alpha_2 D_{и2}. \qquad (4\text{-}22)$$

При наличии третьей ступени справедливо уравнение

$$D_{и2} = \frac{i_{а3} - \bar{t}_в}{(i_{и2} - \bar{t}_{ки})\,\eta_и} D_{и3} = \alpha_3 D_{и3}, \qquad (4\text{-}23)$$

откуда

$$D_и = \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 D_{и3}. \qquad (4\text{-}24)$$

Так как все потери конденсата $D_{пот}$ должны быть восполнены общим количеством вторичного пара, получаемым от всех ступеней испарителя, то

$$D_{пот} = D_{и1} + D_{и2} + D_{и3}. \qquad (4\text{-}25)$$

Определив из уравнений (4-20), (4-22) и (4-24) значения $D_{и1}$, $D_{и2}$ и $D_{и3}$ и выразив их через $D_и$, получаем:

$$D_{и1} = \frac{D_и}{\alpha_1}, \quad D_{и2} = \frac{D_и}{\alpha_1 \alpha_2}, \quad D_{и3} = \frac{D_и}{\alpha_1 \alpha_2 \alpha_3}.$$

Подставив эти значения в уравнение (4-25), получаем:

$$D_{пот} = D_{и1} + D_{и2} + D_{и3} = D_и \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_1 \alpha_2} + \frac{1}{\alpha_1 \alpha_2 \alpha_3}\right), \qquad (4\text{-}26)$$

откуда потребное количество отборного пара на испаритель

$$D_и = \frac{D_{пот}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_1 \alpha_2} + \frac{1}{\alpha_1 \alpha_2 \alpha_3}}. \qquad (4\text{-}27)$$

Из этого уравнения видно, что количество пара, расходуемое из отбора турбины для восполнения потерь конденсата, будет тем меньше, чем больше ступеней имеет испарительная установка.

При выборе числа ступеней следует иметь в виду, что каждая дополнительно вводимая в схему ступень требует увеличения перепада температур и, следовательно, повышения давления отбора первичного пара первой ступени или понижения давления в конденсаторе выпара последней ступени. Повышение же давления отбора влечет за собой уменьшение количества электроэнергии, вырабатываемой этим паром, что снижает экономичность схемы. Кроме того, каждая дополнительная ступень увеличивает стоимость оборудования станции и усложняет его обслуживание.

Поэтому на конденсационных электростанциях обычно устанавливают две одноступенчатые испарительные установки, из которых одна является рабочей, а другая — пиковой на случай повышенной потребности в добавочной воде.

Многоступенчатые испарительные установки применяются на ТЭЦ с большой потерей конденсата.

Применение испарителей для приготовления добавочной воды, как правило, снижает экономичность регенеративного подогрева питательной воды, вследствие того что конденсация пара последней ступени испарительной установки в регенеративном подогревателе уменьшает отбор пара из турбины в этой ступени. При этом пар с низким давлением заменяют частично паром из отбора с более высоким давлением, идущим в качестве греющего пара в первую ступень испарителя. Подача в систему регенерации горячего конденсата греющего пара из ступеней испарителя также снижает экономичность регенерации.

Понижение экономичности станции при одноступенчатой испарительной установке достигает приблизительно 1—1,5%.

Включение испарителей в тепловую схему станции может быть осуществлено по весьма разнообразным схемам, отличающимся одна от другой направлением вторичного пара последней ступени испарителя и конденсата греющего пара отдельных ступеней.

Одна из типичных схем включения двухступенчатого испарителя показана на рис. 4-6. В этой схеме конденсация вторичного пара второй ступени испарителя *4* производится в отдельном конденсаторе испарителей *2*, включенном в схему регенерации. Конденсатором служит такой же поверхностный подогреватель, как и для регенеративного подогрева. Охлаждающей водой в этом конденсаторе служит основной конденсат турбин. Греющим паром первой ступени испарителя *3* служит пар, получаемый из первого отбора турбины. Дренаж конденсатора испарителя направляется в ПНД № 1 и вместе с дренажем этого подогревателя — в смешивающий подогреватель-деаэратор *5*. В этот же подогре-

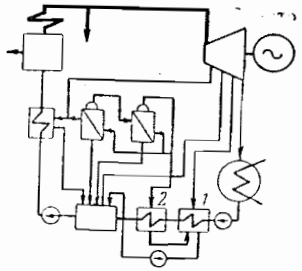


Рис. 4-6. Схема включения двухступенчатой испарительной установки.

ватель сбрасывают и конденсат греющего пара обеих ступеней испарителей.

Понижение экономичности станции при включении двухступенчатой испарительной установки с конденсацией вторичного пара второй ступени в отдельном конденсаторе меньше, чем при одноступенчатой установке, и составляет приблизительно 0,5—0,8%.

Для повышения экономичности электростанций с испарительными установками находит применение схема включения без энергетических потерь, при которой конденсация вторичного пара потоком основного конденсата турбин не связана с вытеснением более низкого по давлению отбора пара. Для этой цели (рис. 4-7) конденсатор вторичного пара испарителя *КИ* включается в схему регенерации перед подогревателем *П2*, в котором греющим паром служит пар того же отбора, что и греющий пар испарителя. Такое включение не изменяет количества греющего пара, идущего на подогреватели.

При сравнении экономичности различных способов восполнения потерь конденсата следует всегда принимать во внимание, что при испарительных установках потери тепла и конденсата с продувкой котлов меньше, чем при восполнении потерь химически очищенной водой.

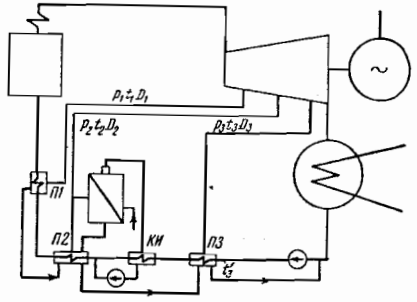


Рис. 4-7. Схема включения испарителя без энергетических потерь.

При правильном ведении процесса испарения в испарителях (при не слишком бурном парообразовании), питании их химически очищенной водой, своевременном проведении продувок и промывке вторичного пара получаемый в них пар обеспечивает надлежащее качество дистиллята, мало отличающееся от качества конденсата турбин.

Питание отдельных ступеней испарителей химически очищенной водой обычно производится по параллельной схеме. Однако при высоком солесодержании исходной воды для снижения потерь тепла с продувкой переходят на последовательную схему питания, при которой необходимая для питания всех ступеней вода подается в первую ступень, где часть ее испаряется. Избыток воды, являющейся по существу продувочной водой первой ступени, переходит во вторую ступень в качестве питательной воды при температуре, соответствующей давлению греющего пара первой ступени. Продувка при такой схеме значительно снижается, как и при двухступенчатом испарении в паровых котлах.

При проектировании электростанций выбор схемы включения испарительной установки производится после рассмотрения нескольких вариантов и сравнения их экономичности.

Согласно ПТЭ на всех котлах с естественной циркуляцией устанавливают насосы для подачи фосфатного раствора в их барабаны для внутрикотловой обработки воды с целью предупреждения отложения солей даже при соблюдении всех требований по качеству добавочной и питательной воды.

4-3. ДЕАЭРАЦИЯ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Растворенные в воде газы—кислород и углекислота,— попадание которых в котел недопустимо по условиям коррозии металла, могут быть удалены термической деаэрацией.

Термическая деаэрация, являющаяся наиболее распространенным методом, основана на выделении растворенных в воде газов при снижении их парциального давления над поверхностью воды. Содержание кислорода в воде снижается с повышением температуры (рис. 4-8), так как при этом повышается упругость водяного пара над поверхностью воды, и при достижении температуры кипения при данном давлении в деаэраторе теоретически равно нулю.

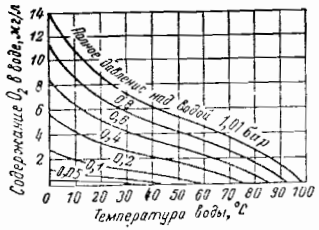


Рис. 4-8. Зависимость содержания кислорода в воде от ее температуры.

Деаэрация воды происходит и в конденсаторах турбин, но по пути от конденсатора до подогревателей высокого давления содержание кислорода снова повышается за счет подсоса воздуха через сальниковые уплотнения насосов и другие неплотности. Однако принципиально возможна бездеаэраторная схема с деаэрацией в конденсаторе. Такая схема была осуществлена на ряде ТЭС в США и намечена к осуществлению в СССР.

Обычно же деаэрация производится в специальных аппаратах, так называемых деаэраторах, являющихся в то же время смешивающим подогревателем в одной из ступеней регенеративного подогрева питательной воды.

Устройство и конструкция смешивающих подогревателей были рассмотрены выше в гл. 3. Такие подогреватели, называемые деаэрационными колонками (рис. 3-10), устанавливают на резервуарах, представляющих собой резервную емкость для питательной воды.

Емкость и размеры бака определяют из расчета, чтобы суммарная емкость всех баков обеспечивала 10—30-минутный расход пара станции при максимальной нагрузке.

На электростанциях среднего давления в качестве греющего пара чаще всего применяют пар с давлением 1,17 *бар*. Деаэраторы, рассчитанные на такое давление, называют атмосферными. Подогрев воды в них доводится до температуры кипения, равной 104° С. Однако включение атмосферного деаэратора в нерегулируемый отбор турбины с давлением 1,17 *бар* приведет к снижению температуры подогрева воды в деаэраторе при пониженных нагрузках турбины вследствие неизбежного понижения давления в отборе. Поэтому целесообразно деаэратор включить в отбор с более высоким давлением и давление в деаэраторе поддерживать автоматическим регулирующим клапаном. При этом следует учитывать, что такая схема несколько снижает экономичность работы станции вследствие дросселирования пара.

В установках высокого давления находят применение деаэраторы повышенного давления (4—6 *бар*). В такие деаэраторы вода обычно подается под напором конденсатных насосов повышенного давления (120—130 *м вод. ст.*).

Для обеспечения надежной работы питательных насосов деаэратор необходимо установить на такой высоте, чтобы давление на всасывании насоса было больше давления парообразования при данной температуре.

Давление на всасывании рабочего колеса питательного насоса равно давлению в деаэраторе плюс давление водяного столба, высота которого равна разности отметок аккумуляторного бака-деаэратора и всасывания питательного насоса, и минус потери давления на гидравлические сопротивления на тракте от бака до насоса. Значительное гидравлическое сопротивление приходится на вход воды в рабочие каналы первой ступени насоса, так как вода для обеспечения бескавитационного режима должна входить с большой скоростью и не отставать от лопаток. Поэтому подпор перед питательным насосом требуется тем больший, чем более быстроходен насос и чем выше его производительность. Тихоходные насосы требуют меньшего подпора, и поэтому они применяются в качестве бустерных насосов, которые создают подпор перед основным насосом. Иногда питательный насос делят на первую тихоходную бустерную ступень и вторую быстроходную ступень для создания полного давления. Такая конструкция требует применения повысительного редуктора.

В гл. 3 была рассмотрена схема включения деаэраторов в качестве самостоятельной ступени регенеративного подогрева питательной воды. Кроме такого способа включения, на станциях высокого давления применяют также схему предвключенного деаэратора, т. е. с присоединением деаэратора *д* к отбору пара от турбины, от которого питается и следующий за ним по ходу воды поверхностный подогреватель высокого давления *П2* (рис. 4-9). Пар на деаэратор редуцируется, и давление греющего редуцированного пара поддерживается автоматическим клапаном.

Деаэратор обычно является приемником, куда направляют все дренажи, добавочную воду, конденсат сетевых подогревателей (на ТЭЦ), конденсат, получаемый от производственных потребителей, пар из расширителя непрерывной продувки и т. п. Иногда количество греющего пара для деаэратора, определяемое из уравнения теплового баланса, ока-

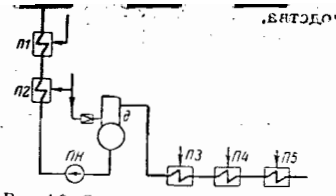


Рис. 4-9. Схема предвключенного деаэратора.

зывается отрицательным, вследствие того что большое количество тепла вносится всеми другими потоками. Такой вариант недопустим, так как регулирование режима деаэратора может производиться только за счет изменения количества греющего пара. Для исправления такой схемы необходимо производить охлаждение некоторых наиболее горячих потоков с использованием тепла охлаждающей среды.

Для деаэрации добавочной воды тепловых сетей применяют атмосферные деаэраторы струйного типа и деаэраторы пленочного типа конструкции С. Ф. Копьева. Такой деаэратор состоит из нескольких концентрических стальных цилиндров, вставленных один в другой и расположенных в деаэрационной колонке. Подаваемая для деаэрации вода стекает по поверхности цилиндров в виде тонкой пленки навстречу потоку греющего пара и нагревается до температуры кипения, выделяя содержащиеся в ней агрессивные газы (кислород и углекислоту).

Результаты первых опытов применения этих деаэраторов оказались вполне удовлетворительными, а изготовление их значительно проще колонок, описанных выше.

Применение пленочных деаэраторов вызвано тем, что при не очищенной в достаточной степени воде отверстия в ситах деаэраторов описанной выше конструкции забиваются отложениями солей, что нарушает их работу.

Число термических деаэраторов, устанавливаемых на электростанциях, должно быть равно числу турбинных агрегатов (но не менее двух на каждой станции). При очень мощных турбоагрегатах можно устанавливать по два деаэратора.

Устанавливаемые на станциях деаэраторы должны быть соединены между собой уравнительными паропроводами для выравнивания давления. Кроме того, их соединяют уравнительными линиями и по воде, чтобы иметь одинаковые уровни во всех баках.

Для контроля качества воды после деаэраторов согласно ПТЭ должны устанавливаться кислородомеры.

При термической деаэрации не весь кислород удаляется из воды и следы его остаются даже при нормальном режиме работы деаэратора. Для полного удаления кислорода применяют дополнительный химический способ удаления кислорода. Согласно ПТЭ с этой целью должны применяться для котлов с давлением до 68 *бар* сульфитирование и для котлов с давлением выше 68 *бар* гидразин.

Наиболее распространено применение для этой цели сульфита натрия, вступающего в реакцию с кислородом и переходящего в сульфат по формуле

$$2Na_2SO_3 + O_2 = 2Na_2SO_4.$$

При правильном дозировании сульфита натрия содержание кислорода в воде может быть доведено почти до нуля.

Недостатком химической деаэрации является увеличение сухого остатка питательной воды вследствие добавления в нее солей. Поэтому сульфитирование воды производят после термической деаэрации, когда для удаления ничтожно малых остаточных количеств кислорода достаточно введения очень малых количеств сульфита натрия.

К химическим способам обескислороживания следует также отнести применяемый иногда способ фильтрования воды через фильтр из стальных стружек, которые, интенсивно поглощая кислород, деаэрируют воду. Такой фильтр можно применить совместно с термической деаэрацией в обычном деаэраторе.

Пример 4-1. Определить расход пара из отбора турбин для получения дистиллята в трехступенчатой испарительной установке с параллельным питанием водой при следующих условиях: расход пара на турбину 55,7 *кг/сек*; потери конденсата на станции 15%; давление пара, отбираемого для питания испарителя, $p_и = 2{,}45$ *бар*; его температура насыщения $t^н_и = 127°$ С; эитальпия $i_и = 2\,760$ *кдж/кг*; температура химически очищенной воды для питания испарителей $t_в = 35°$ С.

Принимая перепад температур по ступеням испарителя равным 15° С, определяем параметры пара во второй и третьей ступенях:

№ ступени	Температура насыщения греющего пара, °С	Энтальпия греющего пара, *кдж/кг*	Энтальпия вторичного пара, *кдж/кг*	Температура насыщения вторичного пара, °С
I	127	2 760	2 650	112
II	112	2 650	2 670	97
III	97	2 670	2 640	82

Уравнения теплового баланса отдельных ступеней испарителя [см. уравнения (4-21) и (4-23)] приводят к следующим выражениям для количества греющего пара без учета продувки испарителя:

I ступень

$$D_и = \frac{2\,650 - 147}{(2\,760 - 530)\cdot 0{,}98} D_{и1} = 1{,}16 D_{и1} = \alpha_1 D_{и1},$$

или

$$D_{и1} = \frac{D_и}{1{,}16} = 0{,}86 D_и.$$

II ступень

$$D_{и1} = \frac{(2\,670 - 147) D_{и2}}{(2\,650 - 514)\cdot 0{,}98} = 1{,}16 D_{и2};$$

$$D_и = 1{,}36 D_{и2} = \alpha_1\alpha_2 D_{и2},$$

или

$$D_{и2} = \frac{D_и}{1{,}36} = 0{,}74 D_и.$$

III ступень

$$D_{и2} = \frac{(2\,610 - 147) D_{и3}}{(2\,670 - 404)\cdot 0{,}98} = 1{,}16 D_{и3};$$

$$D_и = 1{,}76 \cdot D_{и3} = \alpha_1\alpha_2\alpha_3 D_{и3},$$

или

$$D_{и3} = \frac{D_и}{1{,}76} = 0{,}57 D_и.$$

Сумма $D_{и1} + D_{и2} + D_{и3}$ по условию должна быть достаточной для пополнения потерь конденсата, т. е. должно быть справедливо следующее равенство:

$$D_{и1} + D_{и2} + D_{и3} = 0{,}15 \cdot 200 = 10{,}78 \text{ кг/сек};$$

поэтому

$$(0{,}86 + 0{,}74 + 0{,}57) D_и = 10{,}78 \text{ кг/сек},$$

откуда

$$2{,}17 D_и = 10{,}78 \text{ кг/сек},$$

или

$$D_и = \frac{30}{2{,}17} = 4{,}95 \text{ кг/сек}.$$

Таким образом, при отборе из турбины пара в количестве 4,95 *кг/сек* в трехступенчатой установке может быть получено 10,78 *кг/сек* дистиллята без учета продувки.

Если принять, что продувка составляет 10% и тепло продувочной воды используется для подогрева поступающей в испарители химически очищенной воды, то количество отбираемого пара возрастет до 5,1 *кг/сек*.

4-4. ОТПУСК ТЕПЛА СО СТАНЦИИ

а) Выбор теплоносителя

При отпуске тепла со станции теплоносителями могут служить пар или горячая вода, подогреваемая в сетевых подогревателях паром из отборов турбин. Вопрос о выборе того или иного теплоносителя и его параметров решают, исходя из требований технологии производства. В некоторых случаях отработавший на производстве пар низкого давления (например, после паровых молотов) применяют для отопительно-вентиляционных целей. Иногда же пар применяют для отопления производственных зданий, чтобы избежать устройства отдельной системы отопления горячей водой.

Отпуск пара на сторону для целей отопления явно нецелесообразен, так как отопительные нужды легко удовлетворить горячей водой с оставлением всего конденсата греющего пара на станции.

Отпуск горячей воды для технологических целей производится сравнительно редко. Потребителями горячей воды являются только производ[illegible] расходующие ее для горячих промывок и других подобных им процессов, причем загрязненная вода уже не возвращается на станцию.

Горячая вода, отпускаемая для отопительно-вентиляционных целей, подогревается на станции в сетевых подогревателях паром из регулируемого отбора давлением 1,17—2,45 *бар*. При этом давлении вода нагревается до температуры 100—120° С.

Однако при низких температурах наружного воздуха отпуск больших количеств тепла при такой температуре воды становится нецелесообразным, так как количество циркулирующей в сети воды, а следовательно, и расход электроэнергии на ее перекачивание заметно увеличиваются. Поэтому, кроме основных подогревателей, питающихся паром из регулируемого отбора, устанавливают пиковые подогреватели, к которым греющий пар давлением 5,85—7,85 *бар* подводится из отбора более высокого давления или непосредственно из котлов через редукционно-охладительную установку (РОУ).

Чем выше начальная температура воды, тем меньше расход электроэнергии на привод сетевых насосов, а также диаметр теплопроводов. В настоящее время в пиковых подогревателях воду чаще всего подогревают до температуры 150° С. Вода, возвращающаяся на станцию от потребителя, при чисто отопительной нагрузке имеет обычно температуру около 70° С.

Преимущества горячей воды как теплоносителя для систем отопления и бытовых нужд заключаются в следующем:

1) при помощи горячей воды отпуск тепла может осуществляться на значительное расстояние (до 30 *км*, как это предусматривается в проектах теплоснабжения от мощных загородных ТЭЦ);

2) регулирование отпуска тепла станций в водяных сетях осуществляется значительно проще и точнее, чем в паровых;

3) водяные сети требуют меньших затрат при сооружении, чем паровые;

4) отпуск тепла с горячей водой улучшает тепловую экономичность электростанции, так как для подогрева ее применяется пар более низких давлений, чем при отпуске пара.

б) Отпуск технологического пара со станции

Отпуск технологического пара потребителям может производиться:

1) непосредственно из отбора или из противодавления турбин с возвратом большей

или меньшей части конденсата, потери которого восполняются химически очищенной, дистиллированной или обессоленной водой;

2) из паропреобразователей с сохранением конденсата греющего пара на станции;

3) непосредственно из котлов через редукционно-охладительные установки;

4) из отбора турбины при помощи струйного компрессора, работающего на свежем паре.

Конденсат полностью практически никогда не возвращается на станцию, так как его целиком собрать у потребителей невозможно, или же он возвращается настолько загрязненным, что очистка его для повторного использования на станции становится нецелесообразной. На теплоэлектроцентралях среднего давления широко практикуется отпуск пара потребителям без возврата конденсата.

Потери конденсата, достигающие в некоторых случаях 40—60% общего расхода вырабатываемого на станции пара, восполняются химически очищенной водой. Для этого применяют Н- или Na-катионирование воды или один из смешанных способов катионирования. При добавке такого большого количества химически очищенной воды процент продувки, естественно, возрастает, так как количество солей, поступающих в котел, при этом резко увеличивается. Поэтому основной величиной, определяющей возможность применения этой схемы, является величина продувки, которая согласно Правилам технической эксплуатации не должна превышать значений, указанных в гл. 4.

При высоком солесодержании исходной воды потери тепла с продувкой котлов и стоимость оборудования водоподготовки могут значительно снизить экономичность работы электростанции. В этих случаях целесообразно иногда применение паропреобразователей, позволяющих сохранить на станции конденсат греющего пара из отборов турбины.

Однако целесообразность установки паропреобразователей каждый раз должна быть проверена сравнением их с другими вариантами восполнения потерь конденсата, так как схема с паропреобразователями имеет следующие недостатки:

1. Для отдачи тепла от греющего пара испаряемой воде в паропреобразователе, как и во всяком поверхностном теплообменнике, требуется некоторый температурный напор, величина которого при нормальных условиях эксплуатации, т. е. достаточно чистых поверхностях нагрева, определяется в 10—12° С.

Наличие указанной разности температур между греющим и испаряемым телами, естественно, вызывает и соответствующую разность давлений между ними. Для параметров, при которых обычно применяются паропреобразователи, разность давлений составляет 3—5 *бар*. Поэтому для удовлетворения потребителя паром с заданным давлением давление отбора греющего пара должно быть на 3—5 *бар* выше, что, естественно, уменьшает выработку электроэнергии отбираемым паром, т. е. снижает эффективность комбинированной выработки электрической энергии и тепла.

2. Вторым существенным недостатком схемы с паропреобразователями являются дополнительная затрата металла на них и, следовательно, удорожание стоимости электростанции.

3. Эксплуатационные расходы станции при установке паропреобразователей также возрастают за счет их обслуживания и ремонта.

При начальном давлении 125 *бар* в качестве химводоочистки может быть применено только химическое обессоливание воды.

Поэтому необходимо сравнить по расчетным затратам установку паропреобразователей и обессоливающую установку. При дешевом топливе расчетные затраты для варианта паропреобразователей могут оказаться меньше, так как годовые издержки для варианта обессоливания достаточно высоки, особенно при низком качестве исходной воды.

Паропреобразователь представляет собой испаритель.

Принцип работы паропреобразователя отличается от испарителя только тем, что вторичный пар его направляется потребителю, а не конденсируется на станции, и поэтому требования к чистоте вторичного пара невысоки. Однако при наличии в схеме станции паропреобразователей можно внутристанционные потери конденсата восполнять паром из паропреобразователя, конденсируя необходимое количество и направляя конденсат его в питательную систему станции (рис. 4-10), хотя предпочтительнее установить отдельный испаритель.

При расчете схемы паропреобразовательной установки и выборе размеров производительность ее определяют с учетом покрытия внутристанционных потерь, т. е.

$$D_{\text{п.п}} = D_{\text{т.п}} + D_{\text{пот}} + D_{\text{д}}^{\text{п.п}}, \qquad (4\text{-}28)$$

где $D_{\text{т.п}}$ — количество пара, отдаваемое потребителю, *кг/ч*;

$D_{\text{пот}}$ — количество пара, расходуемое на восполнение внутренних потерь конденсата, *кг/ч*;

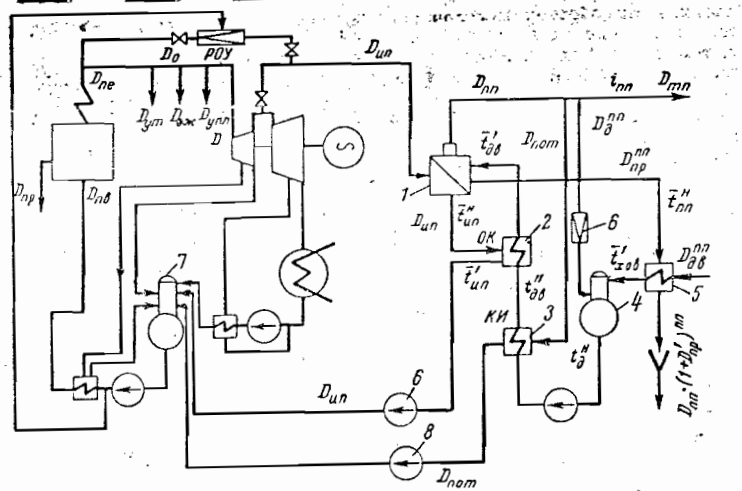


Рис. 4-10. Схема включения паропреобразователя.

$D_{\text{д}}^{\text{п.п}}$ — количество пара, расходуемое на деаэратор паропреобразовательной установки.

Первичный пар из отбора турбины направляется в паропреобразователь *1*, а конденсат его — в охладитель конденсата и потом при помощи насоса *6* в деаэратор регенеративного цикла станции *7*.

Вторичный пар из парообразователя в количестве $D_{\text{т.п}}$ направляется потребителю и в количестве $D_{\text{пот}}$ — в поверхностный подогреватель *3*, где он конденсируется и насосом *8* направляется в деаэратор *7* для восполнения потерь конденсата станции. Кроме того, часть вторичного пара через редуктор *6* идет в деаэратор *4* питательной воды паропреобразователя.

Продувочная вода паропреобразователя в количестве $D_{\text{пр}}^{\text{п.п}} = \alpha_{\text{пр}}^{\text{п.п}} D^{\text{п.п}}$ используется для подогрева добавочной воды в подогревателе *5*.

в) Отпуск тепла с горячей водой

При отпуске горячей воды применяют сетевые подогревательные установки, состоящие из одного или нескольких отдельных подогревателей (в зависимости от количества отпускаемого тепла).

На рис. 4-11 показан обычно применяемый вертикальный поверхностный пароводяной подогреватель, в котором греющий пар омывает снаружи трубки и подогревает проходящую по ним сетевую воду. Подогреватель состоит из сварного цилиндрического корпуса с двумя камерами — верхней и нижней. Между верхним фланцем корпуса и верхней водяной камерой зажата трубная доска с завальцованными в ней прямыми латунными трубками диаметром 17/19 *мм*. Вторые концы трубок завальцованы в нижней трубной доске, которая перекрывается нижней водяной камерой. Для лучшего обтекания трубок паром корпус подогревателя снабжен несколькими перегородками, направляющими пар по зигзагообразному пути. Конденсат пара собирается в нижней камере корпуса, откуда отводится через специальный штуцер.

Подогреватели выполняют двух- и четырехходовыми по водяной стороне. В двухходовых подогревателях вода поступает через входной патрубок верхней водяной камеры, опускается по трубкам, отделенным вертикальной разделительной перегородкой, в нижнюю водяную камеру и по второй половине трубок поднимается в верхнюю камеру, откуда выходит через отводящий патрубок.

В четырехходовых подогревателях верхняя камера разделена вертикальными перегородками на три, а нижняя — на две части, вследствие чего вода совершает по трубкам четыре хода: два вниз и два вверх.

Принципиальная схема сетевой подогревательной установки приведена на рис. 4-12. Сетевая вода проходит последовательно через основной (или несколько основных) и пиковый

подогреватели. Если обозначить температуру сетевой воды при входе в основной подогреватель, т. е. температуру воды, возвращающейся от потребителя, через t_1, температуру после основного подогревателя — через $t_т$ и температуру после пикового подогревателя — через t_2, то количество тепла Q, отдаваемое всей установкой, распределится между подогревателями пропорционально тепловому перепаду, т. е.

$$\frac{Q_{о.б}}{Q}=\frac{t_т-t_1}{t_2-t_1}. \qquad (4\text{-}29)$$

В пиковом подогревателе воде будет передано количество тепла $Q_{п.б}=Q-Q_{о.б}$, или

$$Q_{п.б}=\frac{t_2-t_т}{t_2-t_1}Q. \qquad (4\text{-}30)$$

Например, при температуре обратной воды $t_1=70°$ С, температуре воды, направляемой потребителю, $t_2=130°$ С и температуре после основного подогревателя $t_т=100°$ С количество тепла, отдаваемое основным подогревателем, будет

$$Q_{о.б}=\frac{100-70}{130-70}Q=0{,}5Q,$$

т. е. нагрузка распределится поровну между подогревателями.

Расчет сетевой подогревательной установки, являющейся одним из узлов тепловой схемы станции, сводится к определению количеств тепла, отдаваемого основными и пиковыми подогревателями $Q_{о.б}$ и $Q_{п.б}$, и расхода пара на эти подогреватели.

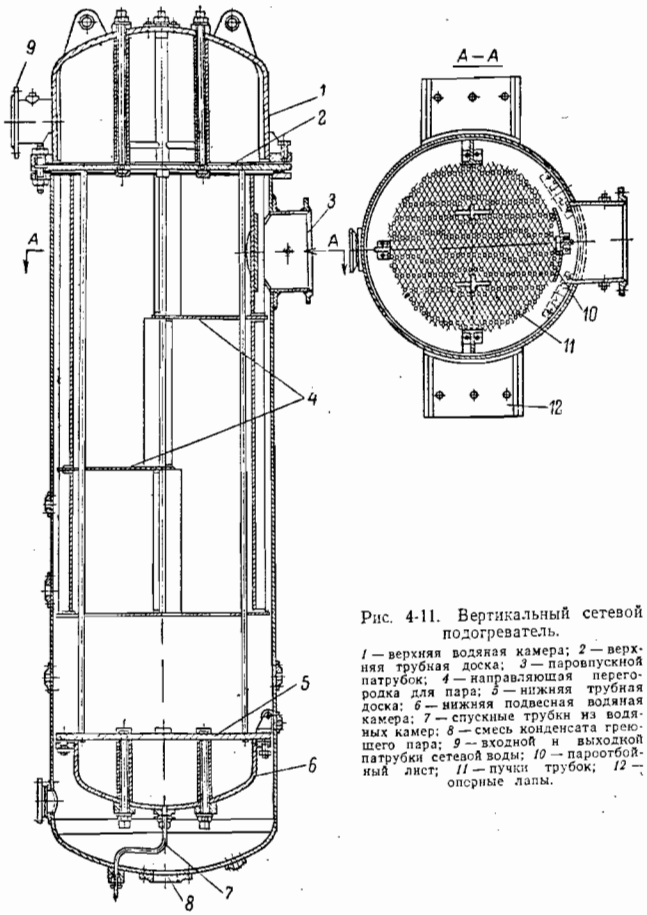


Рис. 4-11. Вертикальный сетевой подогреватель.

1 — верхняя водяная камера; *2* — верхняя трубная доска; *3* — паровпускной патрубок; *4* — направляющая перегородка для пара; *5* — нижняя трубная доска; *6* — нижняя подвесная водяная камера; *7* — спускные трубки из водяных камер; *8* — смесь конденсата греющего пара; *9* — входной и выходной патрубки сетевой воды; *10* — пароотбойный лист; *11* — пучки трубок; *12* — опорные лапы.

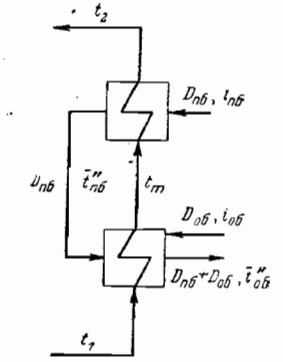


Рис. 4-12. Расчетная схема сетевого подогревателя с охладителем конденсата.

Величины $Q_{о.б}$ и $Q_{п.б}$ определяют по величине заданного отпуска тепла, пользуясь уравнениями (4-29) и (4-30). Для определения расхода пара нужно составить уравнение теплового баланса сначала для пикового, а затем для основного подогревателя.

Уравнение для пикового подогревателя в соответствии со схемой 4-12 будет иметь вид

$$D_{п.б}(i_{п.б}-\bar{t}^{н}_{п.б})\eta_б=Q_{п.б}, \qquad (4\text{-}31)$$

где $D_{п.б}$ — расход пара на пиковый подогреватель;

$i_{п.б}$ и $t^{н}_{п.б}$ — энтальпии греющего пара и его конденсата при температуре насыщения;

$\eta_б$ — к. п. д. подогревателя, равный 0,97—0,99; отсюда

$$D_{п.б}=\frac{Q_{п.б}}{(i_{п.б}-\bar{t}^{н}_{п.б})\eta_б}. \qquad (4\text{-}32)$$

Для основного подогревателя при условии слива в него конденсата пикового подогревателя уравнение должно быть написано так:

$$[D_{о.б}(i_{о.б}-\bar{t}^{н}_{о.б})+D_{п.б}(\bar{t}^{н}_{п.б}-t^{н}_{о.б})]\eta_б=Q_{о.б}, \qquad (4\text{-}33)$$

откуда

$$D_{о.б}=\frac{Q_{о.б}-D_{п.б}(\bar{t}^{н}_{п.б}-\bar{t}^{н}_{о.б})\eta_б}{(i_{о.б}-\bar{t}^{н}_{о.б})\eta_б}. \qquad (4\text{-}34)$$

Пиковые подогреватели включаются в работу тогда, когда исчерпана тепловая мощность отбора. Общая продолжительность работы их в течение года может составлять 1 000—3 000 *ч*, в то время как основные подогреватели работают в течение всего отопительного сезона, т. е. в течение 3 000—5 500 *ч* в год.

Длительность работы пиковых подогревателей зависит от величины коэффициента теплофикации $\alpha_{ТЭЦ}$, представляющего собой отношение максимальной тепловой мощности отбора турбины $Q^{макс}_{отб}$ к максимальной тепловой нагрузке по сетевой воде $Q^{макс}$:

$$\alpha_{ТЭЦ}=Q^{макс}_{отб}/Q^{макс}. \qquad (4\text{-}35)$$

При $t^{мин}_{нар}=30°$ С и длительности отопительного сезона 5 000 *ч* при $\alpha_{ТЭЦ}=0{,}5$ пиковые бойлеры включаются при $t_{нар}=\pm 0{,}0°$ С, что соответствует длительности их работы около 3 000 *ч*.

Чем больше доля нагрузки на горячее водоснабжение, тем выше наружная температура, при которой включается пиковый бойлер, и тем длительнее его работа.

Питание пиковых подогревателей паром от РОУ, т. е. дросселированием пара высокого давления, энергетически невыгодно и требует установки пикового котла высокого давления. В последние годы от такой схемы отказались и перешли к схеме с пиковыми водогрейными котлами, в которых подогревается сетевая вода, прошедшая основные бойлеры и подаваемая сетевыми насосами.

Мощные водогрейные котлы изготовляются отечественными заводами со следующими характеристиками (табл. 4-1).

Таблица 4-1

Номенклатура пиковых водогрейных котлов

Тип котла	Компоновка	Теплопроизводительность, Гкал/ч	Вид топлива	Коэффициент полезного действия, %	Завод-изготовитель
ПТВМ-50-1	Башенная	50	Газ—мазут	92,3	Белгородский завод
ПТВМ-100	»	100	То же	93,4	Бийский завод
ПТВП-100	»	100	Каменный и бурый угли	90,4	То же

Стоимость пикового водогрейного котла в несколько раз меньше стоимости котла высокого давления такой же тепловой мощности. Кроме того, при водогрейных котлах отпадают питательные насосы. Поэтому применение этого дешевого оборудования дает значительное снижение стоимости отпускаемого со станции тепла.

Количество тепла, отпускаемое потребителям из сетевых подогревателей, можно регулировать двумя способами: количественным, т. е. изменением расхода сетевой воды при сохранении температурного перепада, и качественным, т. е. изменением температуры воды, отдаваемой в сеть.

Иногда применяют смешанное регулирование с одновременным изменением и количества и температуры сетевой воды.

Регулирование количества отпускаемого потребителю тепла производится в зависимости от температуры наружного воздуха. Для удобства регулирования применяют график зависимости температуры сетевой воды от температуры наружного воздуха (рис. 4-13). Зависимость температуры сетевой воды от температуры наружного воздуха выражается прямой *AC*. На графике нанесена и зависимость количества отпускаемого потребителям тепла Q от температуры наружного воздуха. Отпуск тепла при линейной зависимости прекращается при температуре наружного воздуха +20° С. Однако практикой установлено, что отопление может быть прекращено при более низкой температуре (около $t_{нар}=+10°$ С). Поэтому в нижней своей части прямая отпуска тепла кончается при $t_{нар}=+10°$ С, как это показано пунктиром на рис. 4-13. На рисунке показано также измене-

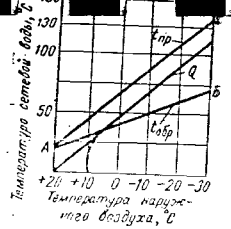


Рис. 4-13. График регулирования температуры сетевой воды в зависимости от температуры наружного воздуха.

ратной воды $t_{обр}$ в виде прямой *АБ*.

Выбор максимальной тепловой нагрузки *Q* производится из расчета удовлетворения потребителей тепла при так называемой минимальной расчетной температуре, зависящей от климата местности. Так как в действительности температура наружного воздуха редко снижается до этого расчетного предела, то бо́льшую часть отопительного сезона сетевые подогреватели работают не на полную мощность и потребность тепла удовлетворяется при работе одних основных подогревателей.

Вследствие колебаний температуры наружного воздуха на протяжении суток регулирование количества отпускаемого тепла производится по среднесуточной температуре воздуха. Колебания же температуры в течение суток обычно покрываются за счет аккумулирующей способности зданий, которая выравнивает внутреннюю температуру помещения при кратковременных колебаниях температуры наружного воздуха.

Количественное регулирование отпуска тепла связано с изменением гидравлического режима тепловых сетей, т. е. изменением давления воды в прямой и обратной магистралях, вследствие чего распределение количества воды, а следовательно, и тепла по отдельным потребителям нарушается. Поэтому изменение гидравлического режима требует немедленного и сложного регулирования всей тепловой сети. Этой особенностью количественного регулирования объясняется то, что этот способ применяется обычно не в чистом виде, а совместно с качественным.

Качественный способ является основным способом центрального регулирования водяных сетей.

Этот способ заключается в изменении количества греющего пара, подаваемого в подогреватели, при нормальном его давлении в отборе или изменением давления пара в регулируемом отборе, питающем основные подогреватели в пределах, определяемых конструкцией турбины (обычно до 2,4 *бар*).

Когда оба эти способа регулирования использованы полностью и нагрузка основных [пере]грева[телей] не [пок]рыт[а] бы[ла] пиковы[ми] включают пиковый подогреватель.

Наглядное представление о продолжительности нагрузок основных и пиковых подогревателей дает график годовых нагрузок, строящийся аналогично графику продолжительности тепловых нагрузок (рис. 2-4).

Особым видом количественного регулирования является регулирование пропусками, которое заключается в том, что периодически прекращается подача тепла абонентам.

Этот способ применяется главным образом как местное регулирование в период высоких наружных температур (весной и осенью). В эти периоды температура сетевой воды поддерживается постоянной на уровне, необходимом для горячего водоснабжения. При выключении отопления температура внутри зданий поддерживается за счет аккумулирующей способности здания.

На рис. 4-14 показано, как включается в тепловую схему станции сетевая подогревательная установка, состоящая из трех основных и одного пикового подогревателей. Дренаж пикового подогревателя направлен через

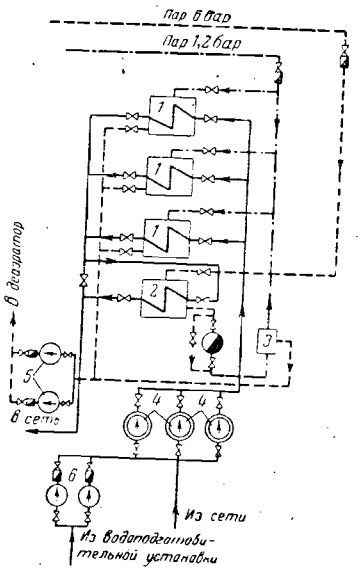


Рис. 4-14. Схема включения подогревательной установки с тремя основными подогревателями и одним пиковым.

1 — основной подогреватель; *2* — пиковый подогреватель; *3* — расширительный бак; *4* — сетевой насос; *5* — дренажные насосы; *6* — подпиточный насос.

конденсатоотводчик в специальный расширитель, соединенный по пару с паропроводом греющего пара основных подогревателей (давление 1,17 *бар*). В расширителе происходит сепарация пара с понижением температуры дренажа от $t^{н}_{п.б}$ до $t^{н}_{о.б}$, после чего дренаж отводится в общий дренажный поток основных подогревателей и конденсатными насосами бойлеров (один является резервным) направляется в деаэратор.

Закрытые тепловые сети работают по замкнутому циклу, т. е. с постоянной циркуляцией количества воды, заполняющего систему. При этой циркуляции получаются потери сетевой воды вследствие разного рода утечек через неплотности во фланцевых соединениях и деталях арматуры.

Для восполнения потерь сетевой воды устанавливают подпиточные насосы (поз. 6 на рис. 4-14).

Согласно ПТЭ подпиточное устройство должно компенсировать четырехкратную величину нормальной утечки из тепловых сетей и систем присоединенных потребителей; при этом двукратный расход (но не менее 20 $м^3/ч$) обеспечивается умягченной и деаэрированной водой, а остальное количество — из водопровода технической воды.

При снабжении потребителей горячей водой для хозяйственных нужд (ванн, стирки белья, мытья посуды и т. п.) в каждом присоединенном к сети здании устанавливают специальный водоводяной подогреватель, в котором сетевая вода подогревает водопроводную воду, распределяемую по отдельной сети по всему зданию. В этом случае сетевая вода не теряется на хозяйственные нужды. Такие системы называются закрытыми. В некоторых случаях тепловые сети в целях упрощения системы и уменьшения первоначальных затрат на оборудование зданий рассчитывают на непосредственный водоразбор сетевой воды. При такой схеме, естественно, потери сетевой воды значительно возрастают.

В открытых системах, т. е. в схемах теплоснабжения с непосредственным водоразбором, ПТЭ требуют, чтобы подпиточное устройство обеспечивало покрытие подготовленной водой максимальный расход на бытовое горячее водоснабжение присоединенных потребителей и двукратный расход нормальной утечки.

При открытых системах качество подпиточной воды должно удовлетворять не только техническим, но и санитарным нормам.

В качестве подпиточной воды для закрытых систем может служить продувочная вода из котлов, которая имеет щелочную реакцию, необходимую для защиты тепловых сетей от коррозии.

Подпиточную воду вводят обычно во всасывающий патрубок сетевых насосов. Подпиточное устройство состоит из двух насосов (один из которых — резервный), подающих воду непосредственно в сеть или через подпиточный бак, в котором должен поддерживаться постоянный уровень, что очень важно для соблюдения постоянного гидравлического режима тепловых сетей.

Водоподготовка подпиточной воды для тепловых сетей заключается в умягчении, деаэрации и осветлении.

При закрытых системах для водоподготовки подпиточной воды используют обычно упрощенные водоочистительные установки, совмещенные со станционной химводоочисткой.

При открытых системах количество требуемой подпиточной воды очень велико и в отдельных случаях может превосходить количество добавочной воды для котлов. В этом случае водоподготовительную установку для подпитки тепловых сетей обычно выполняют самостоятельной.

В сетевых подогревателях и тепловых сетях могут выпадать в виде накипи или шлама только соли временной жесткости, причем если эта жесткость не превосходит 3—4 *мг-экв/л*, то выпадения накипи в сетях и местных системах не наблюдается. При большей жесткости накипь и шлам могут отлагаться в сетях и сетевых подогревателях, а при жесткости более 8—10 *мг-экв/л* — даже в местных системах. Кроме того, вода с высокой жесткостью недопустима для бытовых нужд.

Для умягчения подпиточной воды тепловых сетей применяют упрощенные способы водоподготовки: известкование, термическую обработку, кислотную стабилизацию и катионирование. Сущность этих способов рассматривается в специальном курсе «Водоподготовка».

Деаэрация воды производится в термических деаэраторах атмосферного типа, а для осветления воды применяют кварцевые фильтры.

г) Редукционно-охладительные установки

Редукционно-охладительная установка (рис. 4-15), применяемая для питания пиковых подогревателей, резервирования отборов пара из турбин или непосредственного отпуска пара из котлов потребителям тепла, состоит из дроссельного или редукционного клапана, соединенного с увлажнителем. Увлажнение в целях снижения температуры пара после дрос-

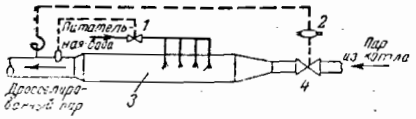


Рис. 4-15. Схема редукционно-охладительной установки.

1 — регулятор температуры; *2* — регулятор давления; *3* — увлажнитель; *4* — редукционный клапан.

селирования достигается впрыскиванием в пар питательной воды, подаваемой в увлажнитель из магистрали питательной воды после питательных насосов, но до подогревателей высокого давления (рис. 4-10).

Редукционно-охладительную установку снабжают автоматическими регуляторами температуры и давления. Первый из них действует на клапан, регулирующий подачу воды для увлажнения, а второй — на клапан, регулирующий подачу свежего пара.

Балансный расчет редукционно-охладительной установки заключается в определении количеств пара и питательной воды при заданном количестве дросселированного и увлажненного пара.

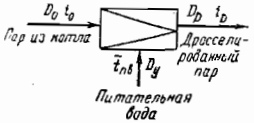


Рис. 4-16. Схема включения редукционно-охладительной установки.

Уравнение теплового баланса редукционно-охладительной установки (без учета потерь тепла в атмосферу) имеет следующий вид (рис. 4-16):

$$D_0 i_0 + D_у \bar{t}_{п.в} = D_р i_р, \qquad (4\text{-}36)$$

где D_0 — расход пара до дроссельного клапана;

i_0 — энтальпия пара до дроссельного клапана;

$D_у$ — расход питательной воды, подаваемой в увлажнитель;

$\bar{t}_{п.в}$ — энтальпия питательной воды;

$D_р$ — расход увлажненного пара;

$i_р$ — энтальпия увлажненного пара.

Для решения уравнения (4-36), содержащего два неизвестных: D_0 и $D_у$, составляют второе уравнение, а именно уравнение материального баланса:

$$D_0 + D_у = D_р. \qquad (4\text{-}37)$$

Из этих уравнений получаем:

$$D_0 = \frac{i_р - \bar{t}_{п.в}}{i_0 - \bar{t}_{п.в}} D_р. \qquad (4\text{-}38)$$

д) Струйные компрессоры

Струйные компрессоры применяют для повышения давления пара, поступающего из отбора турбины, при помощи свежего пара, подаваемого из котла. Принцип действия их аналогичен принципу действия других струйных аппаратов: водоструйных насосов, паровых эжекторов паротурбинных установок, пароструйных инжекторов, применяемых для подачи питательной воды в паровые котлы небольшой мощности.

Основными деталями всех этих аппаратов служат: сопло, камера смешения (иногда она представляет собой второе сопло) и диффузор, т. е. конически расширяющееся сопло. Пар (или вода в водоструйных аппаратах) высокого давления поступает в первое сопло *1* (рис. 4-17), расширяется в нем до давления подсасываемого через патрубок *2* пара из отбора турбины, смешивается с ним в камере смешения *3* и поступает с большой скоростью в диффузор *4*, в котором скорость пара снижается, а давление возрастает. Таким образом, в первом сопле происходит превращение потенциальной энергии давления рабочего пара в кинетическую энергию. Скорость пара

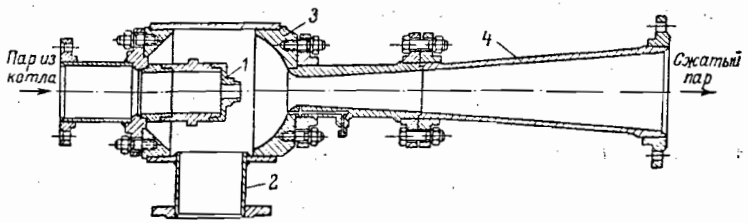


Рис. 4-17. Струйный термокомпрессор.

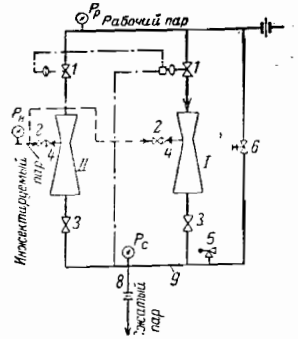


Рис. 4-18. Принципиальная схема пароструйной компрессорной установки.

I и *II* — пароструйные компрессоры; *1* — авторегуляторы; *2* и *3* — запорные клапаны; *4* — обратный клапан; *5* — предохранительный клапан; *6* — дроссельный клапан; *7* и *8* — паромеры; *9* — коллектор.

в нем возрастает, а давление несколько снижается. В диффузоре происходит обратное превращение энергии с увеличением давления за счет снижения скорости.

Отношение расхода эжектируемого пара к расходу эжектирующего называется коэффициентом инжекции компрессора. Этот коэффициент для пароструйных компрессоров обычно лежит в пределах 0,5—3. Экономичность этих аппаратов невысока и оценивается значением к. п. д. в пределах 0,25—0,3.

Основными преимуществами компрессоров является простота конструкции, отсутствие движущихся и вращающихся частей, как у механических компрессоров, надежность работы и невысокая стоимость.

Применение компрессоров вместо редукционно-охладительных установок в тепловых схемах электростанций дает значительный эффект, оцениваемый в 25% и выше.

Схема включения компрессора показана на рис. 4-18. Для отключения каждого компрессора от сети установлены три запорные задвижки: *1*, *2* и *3*. Для резервирования компрессоров имеется обводная линия с дроссельным клапаном *6*. Для измерения расхода рабочего и сжатого пара установлены измерительные шайбы *7*. Компрессоры снабжены автоматическим регулятором давления. Чтобы избежать поступления пара из компрессора в линии отборного пара, предусмотрены обратные клапаны *4*.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

5-1. РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

а) Последовательность разработки тепловой схемы

Принципиальная тепловая схема современной паротурбинной электростанции представляет собой схему, характеризующую преобразование тепла в электрическую энергию, а также снабжение ими потребителей со стороны.

При проектировании и эксплуатации электростанций применяются два рода схем: принципиальная и полная.

Принципиальная схема показывает только основные потоки рабочего тела. Однотипное или одинаковое оборудование на такой схеме условно изображают в виде одного агрегата, а резервное оборудование и арматуру не показывают.

Составление принципиальной тепловой схемы является важнейшим этапом при разработке проекта электростанции.

Полная тепловая схема включает все элементы оборудования, как основного, так и вспомогательного, и все связи между элементами оборудования с необходимой арматурой.

От правильного выбора всех элементов оборудования, который производят в процессе разработки тепловой схемы электростанции, зависят надежность и экономичность ее работы.

Разработка тепловой схемы складывается из следующих отдельных этапов:

1. Определение типа и мощности электростанции как энергетической установки, предназначенной для удовлетворения потребности в электрической энергии и тепле определенного района, населенного пункта или отдельного промышленного предприятия.
2. Выбор начальных параметров пара.
3. Выбор типа, числа и единичной мощности турбоагрегатов.
4. Составление принципиальной тепловой схемы.
5. Расчет принципиальной тепловой схемы.

6. Выбор типа, числа и единичной мощности котлоагрегатов.

7. Выбор вспомогательного оборудования.

8. Составление полной развернутой тепловой схемы станции со схемами паропроводов, питательных и вспомогательных трубопроводов.

Ниже последовательно рассматриваются перечисленные этапы.

б) Тип и мощность электростанции

Тип и мощность проектируемой электростанции устанавливают в зависимости от потребности в электрической энергии и тепле в районе ее сооружения.

При проектировании электростанций малой мощности потребность в энергии определяют на основании результатов обследования намечаемых потребителей с учетом предполагаемого их роста в ближайшие 3—5 лет, а также с учетом более отдаленной перспективы.

При проектировании мощных электростанций районного значения их мощность и тип определяют в соответствии с государственным народнохозяйственным планом развития промышленности данного района.

Если проектируемая станция предназначена для подключения к энергетической системе, то мощность, агрегатов определяют на основании требований, вытекающих из графика нагрузки системы с учетом рода топлива, предназначенного для сжигания, и отдаленности территории станции от источника водоснабжения. При наличии значительной тепловой нагрузки проектируют ТЭЦ.

В тех случаях, когда электрическая мощность турбин с отборами пара после полного удовлетворения потребности в тепле оказывается недостаточной для удовлетворения потребности в электрической энергии, может быть выбран смешанный тип станции с турбинами, имеющими регулируемые промежуточные отборы пара, и конденсационными турбинами.

Окончательное решение всех вопросов, относящихся к выбору типа станции и места сооружения, должно приниматься на основании результатов технико-экономических расчетов и после сравнения всех возможных вариантов.

в) Начальные параметры пара

Выбор начальных параметров пара проектируемой электростанции должен производиться совместно с выбором типа и единичной мощности турбин и котлов.

Турбины большой мощности, имеющие большой объемный расход пара, допускают применение самых высоких параметров пара. Для турбин малой мощности возможен выбор средних параметров пара. Пользуясь номенклатурой изготовляемых нашими отечественными заводами турбин и их характеристиками, следует выбирать агрегаты с наивысшими начальными параметрами пара, решив предварительно вопрос о количестве агрегатов на станции и об их единичной мощности с учетом заданной мощности станции.

Выбор оптимальных начальных параметров пара должен быть обоснован определением расчетных затрат для нескольких вариантов.

От выбора начальных параметров пара зависят также тип и мощность котельных агрегатов. Для электростанций среднего давления (до 39 *бар*) применяют только барабанные котлы. На электростанциях высокого давления (88—125 *бар*) находят применение барабанные и прямоточные котлы. Для электростанций с давлением пара выше 125 *бар* применяют прямоточные котлы.

г) Тип, число и единичная мощность турбинных агрегатов

Тип турбин и их мощность в значительной степени определяются решением вопроса о типе и мощности электростанции и начальных параметрах пара.

При выборе турбин следует стремиться к тому, чтобы они были однотипными, так как это облегчает эксплуатацию станции и обучение обслуживающего персонала, а также уменьшает ассортимент хранимых на складе станции запасных частей.

При выборе типа турбин и их мощности следует руководствоваться следующими соображениями:

1. Тип турбин и общая их мощность должны обеспечивать необходимое соотношение электрического и теплового потребления.

Необходимо также, чтобы параметры пара, поступающего из отборов турбин, соответствовали требованиям потребителей тепла при одновременном удовлетворении потребности в электрической энергии.

В некоторых случаях возможны различные решения вопроса о типе турбин, так как потребность в паре одного и того же давления может быть удовлетворена различными типами турбин.

Как уже указывалось, выбор турбин с противодавлением может быть сделан только при устойчивом графике теплового потребления на протяжении всего года, так как в противном случае электрическая мощность турбины будет ограничена отсутствием теплового потребления.

2. Пользуясь годовым графиком длительностей нагрузок станции, можно определить коэффициент загрузки каждой турбины и средний коэффициент загрузки всех турбин при различном числе устанавливаемых агрегатов.

Для графика с явно выраженным пиковым характером средний коэффициент загрузки получится тем выше, чем меньше мощность каждой из устанавливаемых турбин.

Однако чрезмерно дробить мощность станции на мелкие агрегаты не следует, так как с уменьшением мощности снижается экономичность турбин и увеличивается стоимость сооружения станции. Поэтому при слишком малых единичных мощностях может получиться, что уменьшение расхода тепла, достигаемое приближением коэффициента загрузки к 80%, будет перекрыто ростом удельного расхода топлива в связи с уменьшением мощности.

Если график нагрузки станции имеет равномерный характер, увеличение числа устанавливаемых агрегатов мало влияет на средний коэффициент загрузки. Поэтому при таком графике следует выбирать самые крупные мощности.

3. При решении вопроса о количестве, а следовательно, при заданной мощности станции и мощности турбин должен быть решен вопрос о необходимости резервного агрегата и его мощности.

Для станций, работающих изолированно от энергетической системы, мощность резерва должна быть равна мощности наибольшего агрегата. Поэтому чем больше единичная мощность устанавливаемых турбин, тем больше должна быть резервная мощность и тем дороже обходится сооружение станции. Это должно быть принято во внимание при выборе числа устанавливаемых машин.

Электростанции, проектируемые для включения в общую энергетическую систему, не нуждаются в установке резервной мощности, так как бесперебойная работа системы обеспечивается аварийным резервом в системе, о чем говорилось в гл. 1.

В этом заключается огромное преимущество осуществляемого в нашей стране объединения электростанций в мощные энергетические системы.

4. Выбор типа и мощности турбин должен осуществляться с учетом существующих государственных стандартов.

Благодаря успехам советского котлотурбостроения отечественными заводами в настоящее время освоены и изготовляются турбогенераторы с большим диапазоном мощности — от 0,75 до 300 тыс. *квт* и подготовляется изготовление агрегатов мощностью 500 и 800 тыс. *квт*.

Номенклатура конденсационных турбин включает следующие мощности (*Мвт*): 0,75; 1,0; 1,5; 2,5; 3,0; 4,0; 6,0; 12,0; 25; 50; 100; 200; 300; 400; 500; 600, 800 и 1 000.

Наибольшая мощность изготовляемых теплофикационных турбин ограничивается 100 *Мвт*, однако ведется проектирование теплофикационной турбины мощностью 250 *Мвт*.

5. При выборе мощности турбин должны быть учтены и перспективы расширения проектируемой электростанции. Если такие перспективы имеются, следует выбирать более мощные агрегаты, с тем чтобы после расширения общее число агрегатов не превышало пяти—шести, так как большее число их связано с усложнением обслуживания станции.

При резко переменной нагрузке электростанции с резко выраженным пиковым суточным графиком целесообразно рассмотреть вариант с установкой газовых турбин для использования их в часы пик.

7. Окончательное решение вопроса о выборе типа и числа устанавливаемых турбин следует принимать на основании результатов технико-экономических расчетов и после сравнения нескольких вариантов.

д) Составление принципиальной тепловой схемы

Принципиальная тепловая схема в значительной степени определяется типом проектируемой электростанции, а также выбранным типом турбин, так как каждая турбина поставляется заводом-изготовителем вместе с соответствующим комплектом вспомогательного оборудования и типовой схемой регенерации.

Основными частями тепловой схемы являются:

1. Схема регенеративного подогрева питательной воды, которая должна обеспечивать конечную температуру подогрева, соответствующую стандарту, т. е. для турбин среднего давления 150° С, для турбин высокого давления 215° С, для турбин сверхвысокого давления 240° С и для турбин сверхкритического давления 265—270° С.

При составлении схемы регенерации необходимо предусмотреть надежную деаэрацию воды.

Схема регенеративного подогрева питательной воды является основным узлом тепловой системы станции. Для теплоэлектроцентралей схема регенерации должна быть связана со схемой отпуска тепла.

2. Схема установки сетевых подогревателей для отпуска горячей воды потребителям выбирается в зависимости от заданной температуры ее.

Для покрытия пиковой отопительной нагрузки рекомендуется применять пиковые водогрейные котлы.

3. Схема отпуска технологического пара потребителями выбирается в соответствии с соображениями, изложенными в разделе «б» в гл. 4.

4. Схема использования тепла продувочной воды выбирается одноступенчатой или двухступенчатой в зависимости от начального давления пара.

5. Схема подготовки добавочной воды для восполнения потерь конденсата выбирается на основании технико-экономических соображений с учетом начальных параметров пара и всех вопросов, от которых зависят качество пара и надежность работы котлов и турбин.

Для электростанций с начальным давлением пара 125 *бар* и выше рекомендуются испарители или химическое обессоливание.

При установке испарителей схема их включения должна быть увязана со схемой регенерации.

6. Схема включения парового привода питательных насосов, которые должны устанавливаться на электростанциях с блоками мощностью 300 *Мвт* и выше.

5-2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

Расчет тепловой схемы производится с целью определения расхода пара и воды для отдельных узлов при различных режимах работы станции и составления общего (материального) баланса пара и питательной воды, а также с целью определения тепловой экономичности станции при различных режимах.

Расчет отдельных узлов тепловой схемы был приведен в предшествующих главах книги. Для того чтобы можно было использовать при расчете всей тепловой схемы результаты расчетов отдельных узлов, необходимо установить последовательность производства этих расчетов.

Прежде всего нужно определить параметры пара во всех отборах турбины путем построения теплового процесса в i—s-диаграмме так, как это было показано в гл. 3. При этом построении начальные параметры турбины и давления пара в отборах уже определены типом выбранной турбины, а необходимые для расчета значения внутреннего относительного к. п. д. принимают по заводским данным с учетом изменения η_{oi} от нагрузки турбин. Результаты определения параметров сводят в одну общую таблицу.

При расчете тепловой схемы турбины с регулируемыми отборами пара надо в соответствии с заданными нагрузками отборов предварительно задаться расходом пара на турбину (пользуясь диаграммой режимов) и по нему, используя заводские данные, найти давление отборов и η_{oi} для отсеков турбины.

Затем приступают к расчету узлов схемы, связанных с отпуском тепла на сторону, т. е. паропреобразовательных установок и сетевых подогревателей, а также связанных с их работой редукционно-охладительных установок. При использовании в установке пара различных параметров расчет начинают с элементов, работающих при более высоких давлениях. Например, в установках сетевых подогревателей сначала рассчитывают пиковый, а потом уже основной подогреватель.

Расчет охладителей конденсата, входящих в состав установок для отпуска тепла на сторону, может быть произведен самостоятельно или может быть получен из общего уравнения теплового баланса.

Вторым расчетным узлом являются установки для использования тепла продувочной воды, причем величину добавки к питательной воде принимают на основании соображений, изложенных в гл. 4, в процентах общего расхода пара.

Третий расчетный узел представляет собой установка для восполнения потерь конденсата, т. е. водоочистительные установки и испарители. Расход греющего пара на теплообменники определяют в долях полного расхода пара на турбины D.

Четвертым расчетным узлом является схема регенерации. При расчете ее все величины определяют в зависимости от полного расхода пара, как это показано в гл. 3.

На основании всех полученных результатов при помощи уравнения мощности турбины определяют полный расход пара и расходы пара и воды во всех перечисленных узлах, вычисленные ранее в зависимости от полного расхода пара. Определяют также величины полного и удельного расходов пара, которые позволяют судить об экономичности принятой схемы.

Расчет принципиальной тепловой схемы необходимо производить для нескольких наиболее характерных режимов.

Для конденсационных электростанций обычно бывает достаточно выполнить расчет для двух режимов: при максимальной нагрузке и при среднем летнем режиме работы.

Данные расчета тепловой схемы при максимальной нагрузке служат для определения максимальной потребности в паре, что необходимо знать при выборе котлов.

Для теплоэлектроцентралей с отопительной нагрузкой характерными режимами, очевидно, будут:

а) максимальный зимний режим с максимальной электрической нагрузкой и работой пиковых подогревателей;

б) режим с работой только основных подогревателей при экономической нагрузке турбин;

в) средний летний конденсационный режим.

Для теплоэлектроцентралей с отпуском технологического пара характерные режимы следует выбирать в соответствии с особенностями производства.

Для расчета тепловой схемы на несколько режимов необходимо знать, как будут изменяться давления пара в камерах отборов. Эти данные даются заводскими тепловыми расчетами для каждого типа турбин. Если заводских данных нет, следует пользоваться формулой Флюгеля или приближенными справочными зависимостями между давлениями в нерегулируемых отборах и коэффициентом нагрузки турбин. Приближенно можно считать, что эта зависимость является линейной.

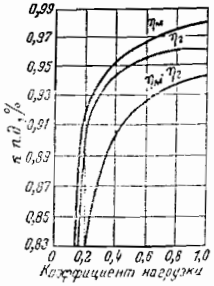


Рис. 5-1. Зависимость механического к. п. д. турбины и к. п. д. генератора, а также их произведения от коэффициента нагрузки.

При расчете тепловой схемы для различных режимов следует также помнить об изменении η_{oi} в различных отсеках турбины, а также механического к. п. д. и к. п. д. генераторов в зависимости от коэффициента нагрузки (рис. 5-1).

При наличии однотипных турбин расчет можно производить для одной турбины или для всей станции; при наличии турбин разных типов и различной мощности расчет следует выполнять отдельно для каждого типа с учетом взаимосвязи между установками. В последнем случае сначала производят расчет турбин с противодавлением.

По окончании расчета составляют общий массовый баланс пара и конденсата, который служит проверкой результатов, полученных при расчете отдельных элементов, так как сумма всех потоков пара должна быть равна полному расходу его через турбину.

Для оценки тепловой экономичности данной схемы определяют на основании массового баланса пара и конденсата величины основных потоков тепла и показатели тепловой экономичности электростанции, пользуясь приведенной ниже методикой с примерами для разных типов электростанций.

Расходуемая тепловая мощность турбоустановки определяется из следующего уравнения:

$$D_э = D_0(i_0 - \overline{t}_{п.в}) + D_c(i_c - \overline{t}_{п.в}) + D_{х.о.в}(\overline{t}_{п.в} - \overline{t}'_{х.о.в}) \ [квт], \quad (5\text{-}1)$$

где $D_0 = D + D_{упл} + D_э$ — секундный расход пара на турбинную установку, т. е. расход на турбину, уплотнения и эжекторы, *кг/сек*;

i_0 — энтальпия пара в турбинном цехе у турбин, *кдж/кг*;

$\overline{t}_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, *кдж/кг*;

D_c — количество пара, отсепарированного в сепараторах для использования тепла непрерывной продувки (на станциях высокого давления при двухступенчатом расширении продувки величина D_c складывается из двух величин по ступеням);

i_c — энтальпия отсепарированного пара, *кдж/кг*;

$\overline{t}'_{х.о.в}$ — энтальпия химически очищенной воды после подогревателя, *кдж/кг*.

Последний член уравнения (5-1) очень мал, и поэтому в приближенных расчетах им можно пренебречь. Этот член включают в уравнение со знаком плюс только при подогреве добавочной воды свежим паром. При подогреве отборным паром третий член уравнения должен войти в уравнение (5-1) со знаком минус.

Зная подводимую тепловую мощность, легко определить электрический к. п. д. турбогенераторной установки:

$$\eta_э = \frac{N}{Q_э}. \quad (5\text{-}2)$$

Эту величину с целью проверки правильности произведенного расчета следует сравнить с заводскими данными.

Если турбогенераторная установка работает с промежуточным перегревом пара, то подводимая тепловая мощность определится следующим уравнением:

$$Q_э = D_0(i_0 - \overline{t}_{п.в}) + D_{в.п}(i''_{в.п} - i'_{в.п}) + D_c(i_c - \overline{t}_{п.в}) - D_{х.о.в}(\overline{t}_{п.в} - t_{х.о.в}) \ [квт], \quad (5\text{-}3)$$

где $D_{в.п}$ — количество пара, проходящее через вторичный перегреватель, *кг/сек*;

$i''_{в.п}$ и $i'_{в.п}$ — энтальпии пара после и до вторичного подогревателя, *кдж/кг*.

Тепловую мощность котла определяют из уравнения

$$D_{пе} = D_{пе}(i_{пе} - \overline{t}_{п.в}) + D_{пр}(\overline{t}''_0 - \overline{t}_{п.в}) \ [квт], \quad (5\text{-}4)$$

где $D_{пе}$ — количество перегретого пара, отпускаемое котлами, *кг/сек*;

$i_{пе}$ — энтальпия перегретого пара, *кдж/кг*;

$D_{пр}$ — количество продувочной воды, *кг/сек*;

$\overline{t}''_0$ — энтальпия продувочной воды при температуре насыщения в барабане котла, *кдж/кг*.

При наличии вторичного перегрева тепловая мощность котла определится уравнением

$$Q_{пе} = D_{пе}(i_{пе} - \overline{t}_{п.в}) + D_{в.п}(i''_{в.п} - i'_{в.п}) + D_{пр}(\overline{t}''_0 - \overline{t}_{п.в}) \ [квт]. \quad (5\text{-}5)$$

Потери тепла при протекании теплоносителя между котельными и турбинными агрегатами определяются к. п. д. трубопроводов, который иногда называют к. п. д. транспорта тепла или к. п. д. теплового потока, по следующей формуле:

$$\eta_{тр} = \frac{Q_э}{Q_{пе}} \cdot 100\%.$$

Величина этого к. п. д. обычно лежит в пределах $\eta_{тр} = 0{,}96 \div 0{,}98$.

Коэффициент полезного действия станции брутто определяется из произведения

$$\eta_c^{бр} = \eta_{к.у}\eta_{тр}\eta_э.$$

Зная к. п. д. электростанции, определяют удельный расход условного топлива на выработанный 1 *квт · ч*:

$$b^у \approx \frac{0{,}123}{\eta_c^{бр}}.$$

Для контроля правильности расчета мощности отдельных потоков пара находят, умножив секундные расходы пара, найденные при расчете схемы, на соответствующую удельную выработку:

для 1-го отбора

$$N_1 = (i_0 - i_1)\eta_м\eta_г D_1 \ [квт];$$

для n-го отбора

$$N_n = (i_0 - i_n)\eta_м\eta_г D_n \ [квт];$$

для пара, идущего в конденсатор,

$$N_к = (i_0 - i_к)\eta_м\eta_г D_к \ [квт].$$

Сумма мощностей отдельных потоков пара составляет полную мощность турбогенератора:

$$N = N_1 + N_2 + \ldots + N_n + N_к. \quad (5\text{-}6)$$

Уравнением (5-6) можно пользоваться для проверки правильности расчета тепловой схемы, сравнивая величину, полученную из этого уравнения, с мощностью турбины, принятой в расчете тепловой схемы.

Возможен расчет тепловой схемы по расходу пара, при котором искомым является развиваемая мощность. При таком расчете легче определять η_{oi} и давления отборов, которые зависят именно от пропуска пара.

5-3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

Пример 5-1. Произвести расчет тепловой схемы конденсационной электростанции высокого давления с промежуточным перегревом (рис. 5-2), определить

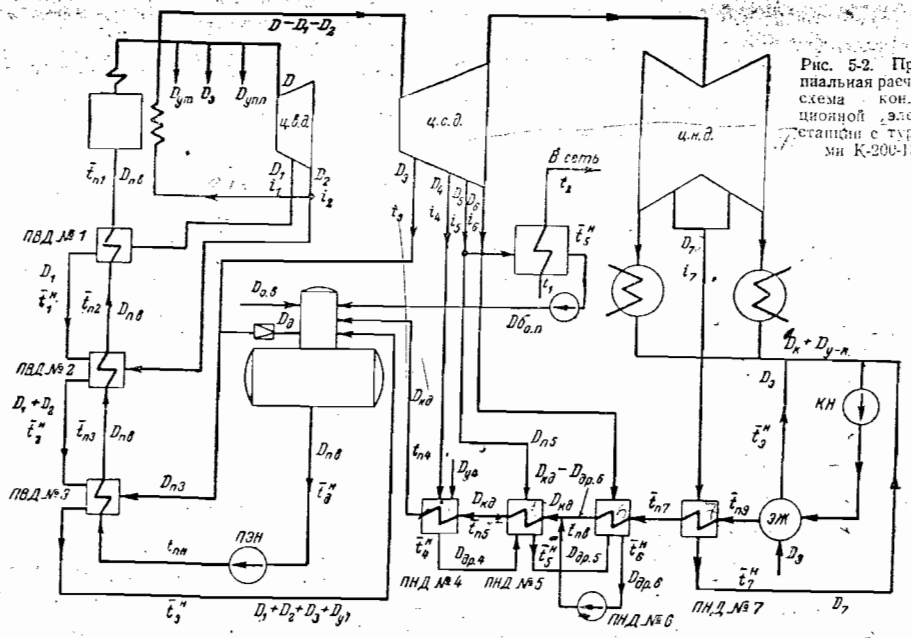


Рис. 5-2. Принципиальная расчетная схема конденсационной электростанции с турбинами К-200-130.

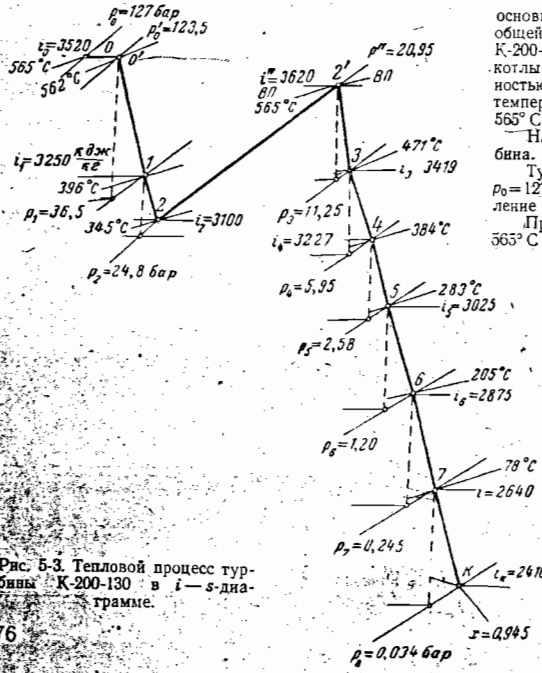


Рис. 5-3. Тепловой процесс турбины К-200-130 в $i-s$-диаграмме.

основные показатели тепловой экономичности при ее общей мощности 600 *Мвт* и мощности турбин типа К-200-130 $N_т=200$ *Мвт*; станция имеет прямоточные котлы типа ПК-33-83-СП-640/140 паропроизводительностью 178 *кг/сек* при давлении пара $p_{пе}=137$ *бар*, его температуре 565° С и промежуточном перегреве до 565° С.

На станции установлены три блока котел — турбина.

Турбина рассчитана для работы при давлении пара $p_0=127$ *бар* и температуре $t_0=565°$ С; абсолютное давление в конденсаторе $p_к=0{,}034$ *бар*.

Промежуточный перегрев пара производится до 565° С при абсолютном давлении 23,5/20,8 *бар*. Турбина имеет семь нерегулируемых отборов пара для регенерации, причем из пятого отбора ($p_5=2{,}58$ *бар*) допускается отбор пара для теплоснабжения тепловой мощностью 17,4 *Мвт*.

Подогрев питательной воды осуществляется в трех подогревателях высокого давления, дренаж которых по каскадной схеме направляется в деаэратор, работающий от третьего отбора через редуктор, дросселирующий пар с 11,25 до 5,88 *бар*. Три подогревателя низкого давления включены по каскадной схеме со сбросом дренажа после шестого подогревателя при помощи дренажного насоса в трубопровод основного конденсата турбины между пятым и шестым подогревателями. Дренаж последнего (по давлению) седьмого подогревателя отводится в конденсаторы турбины.

Схемой предусмотрен отпуск тепла для отопления и горячего водоснабжения поселка электростанции в количестве 11,6 *Мвт* от трех турбин, установленных на электростанции.

Сетевой подогреватель, питается паром из пятого отбора турбины. Восполнение потерь конденсата производится химически обессоленной водой.

Параметры пара во всех расчетных узлах схемы определяются построением процесса расширения пара в турбине в is-диаграмме (рис. 5-3).

В расчете приняты следующие к. п. д. по отсекам турбины:

$\eta'_{oi}=0{,}832$; $\eta''_{oi}=0{,}885$; $\eta'''_{oi}=0{,}812$.

Результаты расчета теплового процесса сведены в следующую таблицу.

Точки процесса	Параметры пара: абсолютное давление в отборе p, *бар*	Параметры пара: абсолютное давление у подогревателя p, *бар*	Параметры пара: температура t, °С	Параметры пара: энтальпия i, *кдж/кг*	Параметры дренажей и конденсата: $t_н$, °С	Параметры дренажей и конденсата: $\bar{t}_н$, *кдж/кг*	Параметры дренажей и конденсата: $t_п$, °С	Параметры дренажей и конденсата: $\bar{t}_п$, *кдж/кг*
0	127	—	565	3 520	—	—	—	—
0'	121	—	562	3 520	—	—	—	—
1	36,5	34,7	396	3 200	242,1	1 048	237,1	1 020
2	24,8	20,95	345	3 100	221	950	216	925
2'	20,95	—	565	3 620	—	—	—	—
3	11,25	10,7	471	3 419	183	780	178	755
Д	11,25	5,88	—	3 419	158,1	668	158,1	668
4	5,95	5,64	385	3 227	156,5	662	151,5	640
5	2,58	2,46	283	3 025	127	544	122	514
6	1,2	1,15	205	2 875	103,5	435	98,5	416
7	0,245	0,234	78	2 640	63,5	265	58,5	245
К	0,034	—	$1-x=$ $=5{,}5\%$	2 410	—	—	26,4	110,2

В этой таблице обозначены:

i — энтальпия пара в точках отбора;

$t_н$ и $\bar{t}_н$ — температура и энтальпия конденсата;

$t_п$ и $\bar{t}_п$ — температура и энтальпия конденсата и питательной воды до и после подогревателей.

а) Определение энтальпии пара в отборах по $i-s$-диаграмме

I отбор

$$i_{1а}=3\,150\ кдж/кг;$$

$$i_1=i_0-\eta'_{oi}(i_0-i_{1а})=$$

$$=3\,520-0{,}832(3\,520-3\,150)=3\,200\ кдж/кг.$$

II отбор

$$i_{2а}=3\,085\ кдж/кг;$$

$$i_2=3\,200-0{,}832(3\,200-3\,085)=3\,100\ кдж/кг.$$

III отбор

$$i_{3а}=3\,390\ кдж/кг;$$

$$i_3=3\,620-0{,}885(3\,620-3\,390)=2\,419\ кдж/кг.$$

IV отбор

$$i_{4а}=3\,202\ кдж/кг;$$

$$i_4=3\,419-0{,}885(3\,419-3\,202)=3\,227\ кдж/кг.$$

V отбор

$$i_{5а}=3\,006\ кдж/кг;$$

$$i_5=3\,227-0{,}885(3\,227-3\,006)=3\,025\ кдж/кг$$

VI отбор

$$i_{6а}=2\,860\ кдж/кг;$$

$$i_6=3\,025-0{,}885(3\,025-2\,860)=2\,875\ кдж/кг.$$

VII отбор

$$i_{7а}=2\,590\ кдж/кг;$$

$$i_7=2\,875-0{,}812(2\,875-2\,590)=2\,640\ кдж/кг.$$

Конденсатор

$$i_{ка}=2\,360\ кдж/кг;$$

$$i_к=2\,640-0{,}812(2\,640-2\,360)=2\,410\ кдж/кг.$$

б) Баланс пара и конденсата

Расход пара на эжектор принят 0,5% расхода пара на турбину, т. е.

$$\frac{D_{эж}}{D}=0{,}005=\alpha_{эж}.$$

Расход на уплотнения турбины

$$\alpha_{упл}=\frac{D_{упл}}{D}=1\%=0{,}01.$$

Утечки пара и конденсата можно принять 2% D_0, т. е.

$$\alpha_{ут}=\frac{D_{ут}}{D}=0{,}02.$$

Следовательно, расход перегретого пара

$$D_{пе}=D+D_{эж}+D_{упл}+D_{ут}=1{,}035D;$$

$$\alpha_{пе}=1{,}035.$$

Расход питательной воды

$$D_{п.в}=D_{пе}=1{,}035;$$

$$\alpha_{п.в}=1{,}035.$$

в) Расчет сетевого подогревателя

Для снабжения жилого поселка электростанции в тепловую схему включена установка сетевого подогревателя тепловой мощностью 11,6 *Мвт*, который питается паром от всех установленных на станции турбин. Греющий пар для подогревателя поступает из 5-го отбора каждой турбины.

Количество пара определяется из уравнения теплового баланса подогревателя:

$$D_{о.п}(i_5-\bar{t}''_5)\eta_п=Q_{о.п},$$

откуда

$$D_{о.п}=\frac{Q_{о.п}}{(i_5-\bar{t}''_5)\eta_п}=$$

$$=\frac{11{,}6\cdot10^3}{3\,(3\,025-544)\cdot0{,}97}=1{,}59\ кг/сек.$$

Чтобы выразить этот расход пара в тонн... мем согласно паспортной характеристике турбины пара при номинальном режиме $D=157{,}8$ ...

$$\alpha_{о.п}=\frac{D_{о.п}}{D}=\frac{1{,}59}{157{,}8}=0{,}01$$

Дренаж греющего пара подогрева... ся в деаэратор.

г) Расчет схемы регенеративного подогрева питательной воды

ПВД № 1. Греющим паром для этого подогревателя служит пар первого отбора. Уравнение теплового баланса:

$$[\alpha_{п1}(i_1-\overline{t}^{н}_1)+\alpha_{у1}(i_{у1}-\overline{t}^{н}_1)]\,\eta_{п}=\alpha_{п.в}\,(\overline{t}_{п1}-\overline{t}_{п2}),$$

где $\alpha_{у1}$ — доля протечки пара из уплотнений направляемой в ПВД № 1, принимается $\alpha_{у1}=0{,}005$;

$i_{у1}$ — его энтальпия:

$$i_{у1}=3\,350\ кдж/кг.$$

Отсюда получаем:

$$\alpha_{п1}=\frac{\alpha_{п.в}\,(\overline{t}_{п1}-\overline{t}_{п2})-\alpha_{у1}\,(i_{у1}-\overline{t}^{н}_1)\,\eta_{п}}{(i_1-\overline{t}^{н}_1)\,\eta_{п}}=$$

$$=\frac{1{,}035\,(1\,020-950)-0{,}005\,(3\,350-1\,048)\cdot 0{,}97}{(3\,200-1\,048)\cdot 0{,}97}=0{,}0428.$$

ПВД № 2. Греющим паром этого подогревателя служит пар второго отбора. Уравнение теплового баланса:

$$[\alpha_{п2}(i_2-\overline{t}^{н}_2)+(\alpha_{п1}+\alpha_{у1})(\overline{t}^{н}_1-\overline{t}^{н}_2)]\,\eta_{п}=\alpha_{п.в}\,(\overline{t}_{п2}-\overline{t}_{п3}),$$

откуда

$$\alpha_{п2}=\frac{\alpha_{п.в}\,(\overline{t}_{п2}-\overline{t}_{п3})-(\alpha_{п1}+\alpha_{у1})(\overline{t}^{н}_1-\overline{t}^{н}_2)\,\eta_{п}}{(i_2-\overline{t}^{н}_2)\,\eta_{п}}=$$

$$=\frac{1{,}035\,(925-755)-(0{,}0428+0{,}005)\,(1\,048-950)\cdot 0{,}97}{(3\,200-950)\cdot 0{,}97}=$$

$$=0{,}0822;$$

$$\alpha_{п1}+\alpha_{у1}+\alpha_{п2}=0{,}0428+0{,}005+0{,}0822=0{,}13.$$

ПВД № 3. Греющий пар поступает из третьего отбора. Уравнение теплового баланса:

$$[\alpha_{п3}(i_3-\overline{t}^{н}_3)+(\alpha_{п1}+\alpha_{у1}+\alpha_{п2})(\overline{t}^{н}_2-\overline{t}^{н}_3)]\,\eta_{п}=$$

$$=\alpha_{п.в}\,(\overline{t}_{п3}-\overline{t}_{п.н}),$$

где $\overline{t}_{п.н}$ — энтальпия питательной воды с учетом подогрева воды в питательных насосах на $\Delta\overline{t}_{п.н}=21\ кдж/кг$.

Следовательно, энтальпия $\overline{t}_{п.н}$ равна:

$$\overline{t}_{п.в}=\overline{t}_{д}+\Delta\overline{t}_{п.п}=668+21=689\ кдж/кг$$

и

$$\alpha_{п3}=\frac{\alpha_{п.в}\,(\overline{t}_{п3}-\overline{t}_{п.н})\,(\alpha_{п1}+\alpha_{п2}+\alpha_{у1})(\overline{t}^{н}_2-\overline{t}^{н}_3)\,\eta_{п}}{(i_3-\overline{t}^{н}_3)\,\eta_{п}}=$$

$$=\frac{1{,}035\,(755-689)-0{,}13\,(950-786)\cdot 0{,}97}{(3\,419-180)\cdot 0{,}97}=0{,}0185;$$

$$\alpha_{п1}+\alpha_{п2}+\alpha_{у1}+\alpha_{п3}=0{,}130+0{,}0185=0{,}1485.$$

д) Расчет деаэратора

Уравнение теплового баланса деаэратора составляется, как уравнение смешивающего подогревателя. Поэтому в левой части уравнения суммируют все входящие в деаэратор потоки тепла, а в правой — выходящий из деаэратора поток:

В деаэратор входят:

конденсат греющего пара сетевого подогревателя $\alpha_{о.в}=0{,}01$ с энтальпией $\overline{t}^{н}_5=544\ кдж/кг$; дренажи ПВД № 1, ПВД № 2 и ПВД № 3 в количестве $\alpha_{п1}+\alpha_{п2}+\alpha_{п3}+\alpha_{у1}=0{,}1485$ с энтальпией $\overline{t}^{н}_3=780\ кдж/кг$;

химически обессоленная вода на восполнение потерь пара и конденсата в количестве $\alpha_{о.в}=0{,}02$ с энтальпией $t_{о.в}=125{,}7\ кдж/кг$;

греющий пар из третьего отбора через редукционный клапан в количестве $\alpha_{д}$ (подлежит определению) с энтальпией пара 3-го отбора $i_3=3\,419\ кдж/кг$;

основной конденсат турбины из 4-го подогревателя в количестве $\alpha_{к.д}$ с энтальпией $\overline{t}_{п4}=640\ кдж/кг$.

Величину $\alpha_{к.д}$ можно определить из уравнения материального баланса деаэратора:

$$\alpha_{к.д}=\alpha_{п.в}-(\alpha_{п1}+\alpha_{п2}+\alpha_{п3}+\alpha_{у1})-\alpha_{д}-\alpha_{о.в}-\alpha_{о.п};$$

$$\alpha_{к.д}=1{,}035-0{,}1485-\alpha_{д}-0{,}02-0{,}010=0{,}8565-\alpha_{д}.$$

Уравнение теплового баланса деаэратора:

$$\alpha_{д}i_3+(\alpha_{п1}+\alpha_{п2}+\alpha_{п3}+\alpha_{у1})\overline{t}^{н}_3+\alpha_{к.д}\overline{t}_{п4})+$$

$$+\alpha_{о.в}\overline{t}_{о.в}+\alpha_{о.п}\overline{t}^{н}_5=\alpha_{п.в}t^{н}_{д}\,\frac{1}{\eta_{п}},$$

где $\overline{t}^{н}_{д}$ — энтальпия конденсата греющего пара деаэратора, при абсолютном давлении 5,88 *бар* равная

$$\overline{t}^{н}_{д}=668\ кдж/кг.$$

После подстановки известных величин получаем:

$$3\,419\alpha_{д}+0{,}1485\cdot 780+(0{,}8565-\alpha_{д})\,640+$$

$$+0{,}02\cdot 125{,}7+0{,}01\cdot 544=1{,}035\cdot 668\cdot\frac{1}{0{,}97},$$

откуда

$$\alpha_{д}=0{,}0152$$

и

$$\alpha_{к.д}=0{,}8565-0{,}0152=0{,}8413.$$

ПНД № 4. Уравнение теплового баланса:

$$\alpha_{п4}(i_4-\overline{t}^{н}_4)+\alpha_{у4}(i_{у4}-\overline{t}^{н}_4)=\alpha_{к.д}\,(\overline{t}_{п4}-\overline{t}_{п5})\,\frac{1}{\eta_{п}},$$

где $\alpha_{у4}$ — доля расхода пара на уплотнения турбины, поступающая в ПНД № 4; принимается $\alpha_{у4}=0{,}003$.

Отсюда

$$\alpha_{п4}=\frac{\alpha_{к.д}\,(\overline{t}_{п4}-\overline{t}_{п5})-\alpha_{у4}\,(i_{у4}-\overline{t}^{н}_4)\,\eta_{п}}{(i_4-\overline{t}^{н}_4)\,\eta_{п}};$$

$$\alpha_{п4}=\frac{0{,}8413\,(640-514)-0{,}003\,(3\,350-663)\cdot 0{,}97}{(3\,227-663)\cdot 0{,}97}=$$

$$=0{,}0393$$

и

$$\alpha_{дрп4}=0{,}0393+0{,}003=0{,}0423.$$

ПНД № 5. Уравнение теплового баланса:

$$[\alpha_{п5}(i_5-\overline{t}^{н}_5)+(\alpha_{п4}+\alpha_{у4})(\overline{t}^{н}_4-\overline{t}^{н}_5)]\,\eta_{п}=$$

$$=(\alpha_{к.д}-\alpha_{дрп})\,(\overline{t}_{п5}-\overline{t}_{п.б})+\alpha_{дрп6}\,(\overline{t}_{п5}-\overline{t}^{н}_{п6}).$$

Количество конденсата греющего пара из ПНД № 6

$$\alpha_{дрп6}=\alpha_{дрп4}+\alpha_{п5}+\alpha_{п.б}=0{,}0423+\alpha_{п5}+\alpha_{п6},$$

$$\alpha_{п5}\,(3\,025-544)+0{,}0423\,(668-544)=$$

$$=\frac{1}{0{,}97}\,[(0{,}8413-0{,}0423-\alpha_{п5}-\alpha_{п6})\,(544-416)+$$

$$+(0{,}0423+\alpha_{п5}+\alpha_{п6})\,(544-435)].$$

ПНД № 6. Уравнение теплового баланса:

$$\alpha_{п6}(i_6-\overline{t}^{н}_6)+\alpha_{дрп5}(\overline{t}^{н}_5-\overline{t}^{н}_6)=\frac{1}{\eta_{п}}\,(\overline{t}_{п6}-\overline{t}_{п7})\,(\alpha_{к.д}-\alpha_{дрп6}),$$

где

$$\alpha_{дрп5}=\alpha_{дрп4}+\alpha_{п5}=0{,}0423+\alpha_{п5};$$

$$\alpha_{п6}\,(2\,875-435)+(0{,}0423+\alpha_{п5})\,(544-435)=$$

$$=\frac{1}{0{,}97}\,(416-245)\cdot(0{,}8413-0{,}0423-\alpha_{п5}-\alpha_{п6}).$$

Отсюда:

$$\alpha_{п6}=0{,}0516-0{,}1042\alpha_{п5}$$

и

$$\alpha_{п5}=0{,}03125-0{,}0082\alpha_{п6}.$$

Решая совместно эти два уравнения, получим:

$$\alpha_{п6}=0{,}0516-0{,}1042\,(0{,}03125-0{,}0082\,\alpha_{п6})=$$

$$=0{,}0516-0{,}00326+0{,}000816\alpha_{п6},$$

откуда

$$\alpha_{п6}=0{,}0484;$$

$$\alpha_{п5}=0{,}03125-0{,}0082\cdot 0{,}0484=0{,}0309;$$

$$\alpha_{дрп6}=\alpha_{дрп4}+\alpha_{п5}+\alpha_{п6}=0{,}0423+$$

$$+0{,}0309+0{,}0484=0{,}1216.$$

ПНД № 7. Уравнение теплового баланса подогревателя ПНД № 7:

$$\alpha_{п7}(i_7-\overline{t}^{н}_7)+\alpha_{э}(i_{э}-\overline{t}^{н}_{эж})=\frac{1}{\eta_{г}}\,(\alpha_{к}+\alpha_{у.к}+$$

$$+\alpha_{э}+\alpha_{п7})\,(\overline{t}_{п7}-\overline{t}_{к}),$$

где $\alpha_{у.к}$ — доля расхода пара на уплотнения, поступающего в конденсатор; принимается $\alpha_{у.к}=0{,}002$;

$\alpha_{к}$ — доля расхода пара, поступающего из турбины в конденсатор:

$$\alpha_{к}=\alpha_{к.д}-\alpha_{э}-\alpha_{у.к}-\alpha_{дрп6}-\alpha_{п7}=0{,}8412-0{,}005-$$

$$-0{,}002-0{,}0423-0{,}0484-$$

$$-0{,}0309-\alpha_{п7}=0{,}7126-\alpha_{п7}.$$

После подстановки известных величин в уравнение теплового баланса ПНД № 7 получим:

$$\alpha_{п7}\,(2\,640-265)+0{,}005\,(3\,520-131{,}5)=$$

$$=\frac{1}{0{,}97}\,(0{,}7126-\alpha_{п7}+0{,}002+0{,}005+$$

$$+\alpha_{п7})\,(245-110{,}2);$$

$$\alpha_{п7}=$$

$$=\frac{\frac{1}{0{,}97}\,(0{,}7126+0{,}007)\,(245-110{,}2)-0{,}005\,(3\,520-131{,}4)}{2\,640-265}=$$

$$=0{,}0218.$$

е) Уравнение мощности турбины и определение часового расхода пара турбиной

Коэффициенты недовыработки электроэнергии паром в отборах

$$y_2=\frac{(i_2-i_к)+(i''_{п.п}-i'_{п.п})}{(i_0-i_к)+(i''_{п.п}-i'_{п.п})}=$$

$$=\frac{(3\,200-2\,410)+(3\,620-3\,100)}{(3\,520-2\,410)+(3\,620-3\,100)}=0{,}81;$$

$$y_3=\frac{(i_3-i_к)+(i''_{п.п}-i'_{п.п})}{(i_0-i_к)+(i''_{п.п}-i'_{п.п})}=$$

$$=\frac{(3\,100-2\,410)+(3\,620-3\,100)}{1\,595}=0{,}745;$$

$$y_3=\frac{i_3-i_к}{1\,595}=\frac{3\,419-2\,410}{1\,595}=0{,}624;$$

$$y_4=\frac{i_4-i_к}{1\,595}=\frac{772{,}7-576{,}7}{1\,595}=0{,}54;$$

$$y_5=\frac{i_5-i_к}{1\,595}=\frac{3\,227-2\,410}{1\,595}=0{,}387;$$

$$y_6=\frac{i_6-i_к}{1\,595}=\frac{2\,875-2\,410}{1\,595}=0{,}29;$$

$$y_7=\frac{i_7-i_к}{1\,595}=\frac{2\,640-2\,410}{1\,595}=0{,}144,$$

где $i''_{в.п}$ и $i'_{в.п}$ — энтальпия пара после и до промежуточного перегрева.

ж) Определение суммы отборов пара и пропуск в конденсатор

Отборы пара в долях полного расхода пара турбиной α_r	Коэффициент недовыработки y_r	$\alpha_r y_r$
$\alpha_1=\alpha_{п1}=0{,}0428$ $\alpha_2=\alpha_{п2}=0{,}0822$	0,81 0,745	0,0347 0,0612
$\alpha_3=\alpha_{п3}+\alpha_{д}=0{,}0185+$ $+0{,}0152=0{,}0337$	0,624	0,02105
$\alpha_4=\alpha_{п4}=0{,}0393$	0,540	0,0212
$\alpha_5=\alpha_{п5}+\alpha_{о.п}=$ $=0{,}0309+0{,}010=0{,}0409$	0,387	0,01585
$\alpha_6=\alpha_{п6}=0{,}0484$ $\alpha_7=\alpha_{п7}=0{,}0218$	0,290 0,142	0,0140 0,0031
Сумма $\Sigma\alpha_r=0{,}309$		$\Sigma\alpha_r y_r=0{,}1699$
Доля пропуска пара в конденсатор $\alpha_{к}=1-0{,}309=0{,}691$		$1-\Sigma\alpha_r y_r=0{,}83$

Проверка: $\alpha_{к}=0{,}7126-\alpha_{п7}=0{,}7126-0{,}0218=0{,}6908\approx 0{,}691$.

Расход пара через турбины при работе без отборов

$$D_{к.э}=\frac{200\cdot 10^3}{[(i_0-i_к)+(i''_{в.п}-i'_{в.п})]\,\eta_{м}\eta_{г}}=$$

$$=\frac{200\cdot 10^3}{[(3\,520-2\,410)+(3\,620-3\,100)]\cdot 0{,}95}=130{,}5\ кг/сек.$$

Расход пара через турбину при работе с отборами

$$D=\frac{D_{к.э}}{1-\Sigma\alpha_r y_r}=\frac{130{,}5}{0{,}83}=157{,}5\ кг/сек.$$

Полный расход пара через турбину

$$D_0=D+D_{эж}+D_{у.п}=(1+0{,}005+0{,}01)\,D=$$

$$=1{,}015\cdot 157{,}5=159{,}5\ кг/сек.$$

Расход перегретого пара из котла и расход питательной воды:

$$D_{пе}=D_{п.в}=1{,}035\,D_0=$$

Определение расходов пара в отборах:

Отборы пара	Доля отбора α_r	Величина отбора D_r, кг/сек
ПВД № 1	0,0428	6,7
ПВД № 2	0,0822	12,9
ПВД № 3	0,0185	2,9
Сетевой подогреватель воды	0,010	1,58
Деаэратор	0,0152	2,39
ПНД № 4	0,0393	6,15
ПНД № 5	0,0309	4,85
ПНД № 6	0,0484	7,6
ПНД № 7	0,0218	3,42
Сумма отборов	0,309	48,7
Пропуск пара в конденсатор	0,691	108,2

Проверка: $D_к = D - \Sigma D_r = 157{,}5 - 48{,}7 = 108{,}8$ *кг/сек.*

Определение потоков пара и воды

Потоки пара, конденсата и питательной воды	Доля потока α_r	Величина потока D_r, кг/сек
Утечка пара и воды	0,02	3,15
Расход обессоленной воды	0,02	3,15
" пара на уплотнения	0,01	1,575
" " на эжекторы	0,005	0,787
Отвод пара на промежуточный перегрев	$1-(\alpha_1+\alpha_2)=0{,}875$	137,5
Подвод пара к деаэратору	0,8412	132,2
Расход питательной воды	1,035	163
Полный расход пара на турбину	1,015	159,5

з) Удельная выработка электроэнергии отдельными потоками пара в отборах

$\omega_1 = (i_0 - i_1)\eta_м\eta_г = (3\,520 - 3\,230)\cdot 0{,}95 = 290$ *кдж/кг*;

$\omega_2 = (i_0 - i_2)\eta_м\eta_г = (3\,520 - 3\,130)\cdot 0{,}95 = 390$ *кдж/кг*;

$\omega_3 = (i_0 - i_2 + i''_{в.п} - i_3)\eta_м\eta_г = (3\,520 - 3\,130 + 3\,620 - 3\,419)\cdot 0{,}95 = 576$ *кдж/кг*;

$\omega_4 = (3\,520 - 3\,100 + 3\,620 - 772{,}7)\cdot 0{,}95 = 750$ *кдж/кг*;

$\omega_5 = (3\,520 - 3\,100 + 3\,620 - 3{,}025)\cdot 0{,}95 = 940$ *кдж/кг*;

$\omega_6 = (3\,520 - 3\,100 + 3\,620 - 2\,875)\cdot 0{,}95 = 1\,030$ *кдж/кг*;

$\omega_7 = (3\,520 - 3\,100 + 3\,620 - 2\,875)\cdot 0{,}95 = 1\,315$ *кдж/кг*;

$\omega_к = (3\,520 - 3\,100 + 3\,620 - 2\,875)\cdot 0{,}95 = 1\,530$ *кдж/кг*.

и) Мощности отдельных потоков пара

$N_1 = \omega_1 D_1 = 290\cdot 6{,}7 = 1\,952$ *квт*;

$N_2 = \omega_2 D_2 = 390\cdot 12{,}9 = 5\,040$ *квт*;

$N_3 = \omega_3 D_3 = 576\cdot 2{,}9 + 2{,}39 = 3\,060$ *квт*;

$N_4 = \omega_4 D_4 = 750\cdot 6{,}15 = 4\,630$ *квт*;

$N_5 = \omega_5 D_5 = 940\,(4{,}85 + 1{,}58) = 6\,062$ *квт*;

$N_6 = \omega_6 D_6 = 1\,030\cdot 7{,}6 = 8\,250$ *квт*;

$N_7 = \omega_7 D_7 = 1\,315\cdot 3{,}42 = 4\,500$ *квт*;

$N_к = \omega_к D_к = 1\,530\cdot 103{,}2 = 166\,200$ *квт*;

Сумма $N_т = 199\,654$ *квт*.

Погрешность расчета: $\frac{200 - 199{,}652}{200} = 0{,}17\%$.

к) Показатели тепловой экономичности

Расходуемая тепловая мощность турбогенераторной установки

$$Q_э = D_э\,(i_0 - \overline{t}_{п.в}) + D_{э.п}\,(i''_{в.п} - i'_{в.п}) - D_{о.в}\,(\overline{t}_{п.в} - \overline{t}_{о.в}) = 159{,}5\,(3\,520 - 1\,020) + 137{,}5\,(3\,620 - 3\,100) - 3{,}15\times(1\,020 - 105) = 464\cdot 10^3\ \textit{квт}.$$

Коэффициент полезного действия паротурбинной установки

$$\eta_э = \frac{N}{Q_э} = \frac{200\cdot 10^3}{464\cdot 10^3} = 0{,}431.$$

Тепловая нагрузка котельной

$$Q_{пе} = D_{пе}\,(i_{пе} - \overline{t}_{п.в}) + D_{в.п}\,(i''_{в.п} - i'_{в.п}) = 163\,(3\,510 - 1\,020) + 137{,}5\,(3\,620 - 3\,100) = 475\cdot 10^3\ \textit{квт}.$$

Коэффициент полезного действия паропроводов

$$\eta_{тр} = \frac{Q_э}{Q_{пе}} = \frac{464\cdot 10^3}{475\cdot 10^3} = 0{,}978.$$

Коэффициент полезного действия станции, если принять к. п. д. котлов $\eta_{к.у} = 0{,}93$,

$$\eta_с = \eta_э\eta_{тр}\eta_{к.у} = 0{,}431\cdot 0{,}978\cdot 0{,}93 = 0{,}392 = 39{,}2\%.$$

Удельный расход условного топлива

$$b^у = \frac{0{,}123}{0{,}392} = 0{,}313\ \textit{кг/квт·ч}.$$

Пример 5-2. Произвести расчет тепловой схемы теплоэлектроцентрали с промышленной и отопительной нагрузками (рис. 5-4) и определить ее основные показатели экономичности, если известны следующие данные: мощность 150 000 *квт*; отпуск технологического пара при давлении $p_т = 12{,}75$ *бар* в количестве $D_п = 19{,}45$ *кг/сек* с возвратом 50% конденсата, т. е. $D_{о.к} = 0{,}5$; $D_п = 9{,}72$ *кг/сек* и отпуском горячей воды для отопления и горячего водоснабжения в количестве $Q_{т.в} = 278$ *Мвт*.

К установке приняты три турбины типа ПТ-50-130/13.

Турбина ПТ-50-130/13 мощностью $N_н = 50\,000$ *квт* рассчитана для работы при давлении пара $p_0 = 127{,}5$ *бар* и температуре $t_0 = 565°$ С; давление в конденсаторе $p_к = 0{,}029$ *бар*.

Турбина имеет два регулируемых и пять нерегулируемых отборов пара.

Производственный отбор пара после 15-й ступени ц. в. д. при давлении $12{,}75 \pm 3$ *бар* с отбором при номинальном режиме 32,1 *кг/сек*.

Теплофикационный отбор после 9-й ступени ц. н. д. при давлении 1,17—2,45 *бар* в количестве при номинальном режиме 23,9 *кг/сек*. В то же время турбина допускает перегрузку при теплофикационном режиме до 60 тыс. *квт*. При выключенном теплофикационном отборе допускается производственный отбор до 64 *кг/сек* и при выключенном производственном отборе допускается теплофикационный отбор до 44,9 *кг/сек*.

В тепловую схему включены три подогревателя высокого давления с каскадной схемой дренажей, направляемых после ПВД № 3 в деаэратор, который получает греющий пар из третьего отбора с давлением 12,75 *бар* через редуктор, дросселирующий пар до 5,88 *бар*.

Три подогревателя низкого давления включены по каскадной схеме со сбросом дренажей после ПНД № 6 в трубопровод основного конденсата турбины между пятым и шестым подогревателем.

Дренаж последнего (по давлению пара) подогревателя ПНД № 7 направлен в конденсатор турбины.

Установка по использованию продувочной воды — одноступенчатая с отдачей отсепарированного пара в деаэратор 5,88 *бар*.

Дренаж сетевых подогревателей направлен в деаэратор 5,88 *бар*.

Восполнение потерь конденсата принято химически обессоленной водой. Добавочная вода направляется в деаэратор 5,88 *бар* после подогрева ее в поверхностном подогревателе продувочной водой и деаэрации в атмосферном деаэраторе.

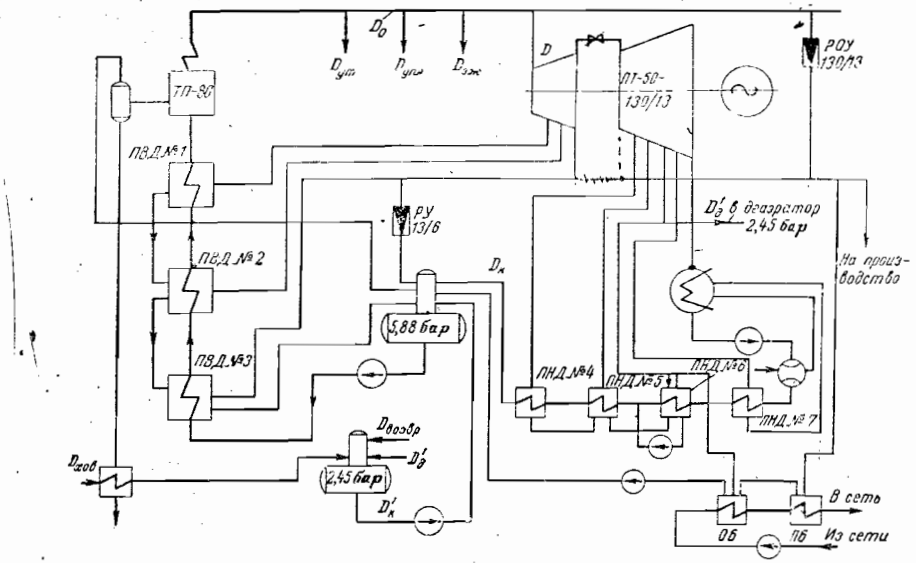


Рис. 5-4. Принципиальная расчетная схема теплоэлектроцентрали с турбинами ПТ-50-130/13.

Построением теплового процесса турбины в *is*-диаграмме определены параметры пара во всех расчетных узлах, которые приведены в табл. 5-1.

а) Расчет установки сетевых подогревателей

Общее количество тепла, отпускаемого со станции через сетевые подогреватели $Q_{т.в} = 278$ *Мвт* распределяется между подогревателями пропорционально температурному перепаду в каждом из них (рис. 5-5,*а*).

Принимаем:

температуру обратной сетевой воды $t_1 = 70°$ С;

температуру прямой воды $t_2 = 160°$ С;

температуру воды после основных подогревателей $t'_2 = 120°$ С.

Таблица 5-1

Точки рабочего процесса	Параметры пара: p, *бар*	t, °С	i, *кдж/кг*	Параметры конденсата и дренажей: $\overline{t}^н$, *кдж/кг*	$t^в$, °С	$t_п$, °С	$\overline{t}^h$, *кдж/кг*
Перед стопорным клапаном	127,5	565	3 520	1 520	329,3	—	—
Перед первой ступенью	126	560	3 520	—	—	—	—
В камере отбора № 1	37,6	405	3 220	1 070	247	237	1 020
В камере отбора № 2	22,5	342	3 110	940	218	213	915
В камере отбора № 3	12,75	230	2 995	815	190,7	185	790
Деаэратор 5,88 ата	5,88	273	2 995	670	155,1	155,1	670
В камере отбора № 4	4,73	138	2 830	640	150	145	612
В камере отбора № 5	2,83	145	2 750	553	132	127	532
В камере отбора № 6	2,45	130	2 720	532	126,8	120	504
Деаэратор 2,45 ата	2,45	130	2 720	532	125,8	126,8	532
В камере отбора	0,059	35,8	2 390	150	35,8	32	134
В конденсаторе	0,029	23,8	2 315	100	23,8		

Количество тепла, отдаваемого пиковыми подогревателями, определяем из равенства

$$Q_{п.б} = Q_{т.в}\frac{t_2 - t'_3}{t_2 - t_1} = 278\,\frac{160-120}{160-70} =$$

$$= 278\,\frac{40}{90} = 123\ Мвт.$$

Количество тепла, отдаваемого основными подогревателями, равно

$$Q_{о.б} = Q_{т.в} - Q_{п.б} = 278 - 123 = 155\ Мвт.$$

Расход пара из 3-го отбора на пиковые подогреватели

$$D_{п.б} = \frac{Q_{п.б}}{(i_в - \overline{t}'^{н}_3)\,\eta_п} = \frac{123}{(2\,995-811)\cdot 0{,}98} = 56{,}3\ кг/сек.$$

Расход пара из 6-го отбора на основные подогреватели определится из уравнения

$$\eta_п\,[D_{о.б}(i_в - \overline{t}'^{н}_6) + D_{п.б}(\overline{t}'^{н}_3 - \overline{t}'^{н}_6)] = D_{о.б}\frac{Q_{о.б}/\eta_п - D_{п.б}(\overline{t}'^{н}_3 - \overline{t}'^{н}_6)}{i_в - \overline{t}'^{н}_6} =$$

$$= \frac{\frac{155\cdot 10^3}{0{,}98} - 56{,}3\,(811-532)}{2\,720-532} = 65{,}7\ кг/сек.$$

Полный расход пара на сетевые подогреватели

$$D_б = D_{п.б} + D_{о.б} = 56{,}3 + 65{,}7 = 122\ кг/сек.$$

Нагрузка регулируемых отборов пара:
3-й отбор:

$$D_п + D_{п.б} = 19{,}5 + 56{,}3 = 75{,}8\ кг/сек;$$

6-й отбор:

$$D_{о.б} = 65{,}7\ кг/сек.$$

Для покрытия этих расходов пара установлены три турбины типа ПТ-50-130/13.

При трех агрегатах на каждый из них расход пара будет равен:
из 3-го отбора:

$$D_3 = \frac{75{,}8}{3} = 25{,}27\ кг/сек;$$

из 6-го отбора:

$$D_6 = \frac{65{,}7}{3} = 21{,}9\ кг/сек.$$

Дренаж бойлеров

$$D_б^{др} = \frac{122}{3} = 40{,}66\ кг/сек.$$

б) Определение основных потоков пара и воды

Расход пара на турбину равен D кг/сек.
Расход пара на эжектор принимаем $D_{эж} = 0{,}005D$.
Расход пара на уплотнения турбины $D_{упл} = 0{,}01D$.
Полезный расход пара из котла

$$D_0 = D + D_{эж} + D_{упл} = 1{,}015D.$$

Потери пара и конденсата приняты равными $0{,}025D$. Тогда расход перегретого пара из котла

$$D_{пе} = 1{,}015D + 0{,}025D = 1{,}04D.$$

Принимая продувку котла равной 1,5% D, получим расход питательной воды

$$D_{п.в} = (1{,}040 + 0{,}0[illegible])D = 1{,}055D.$$

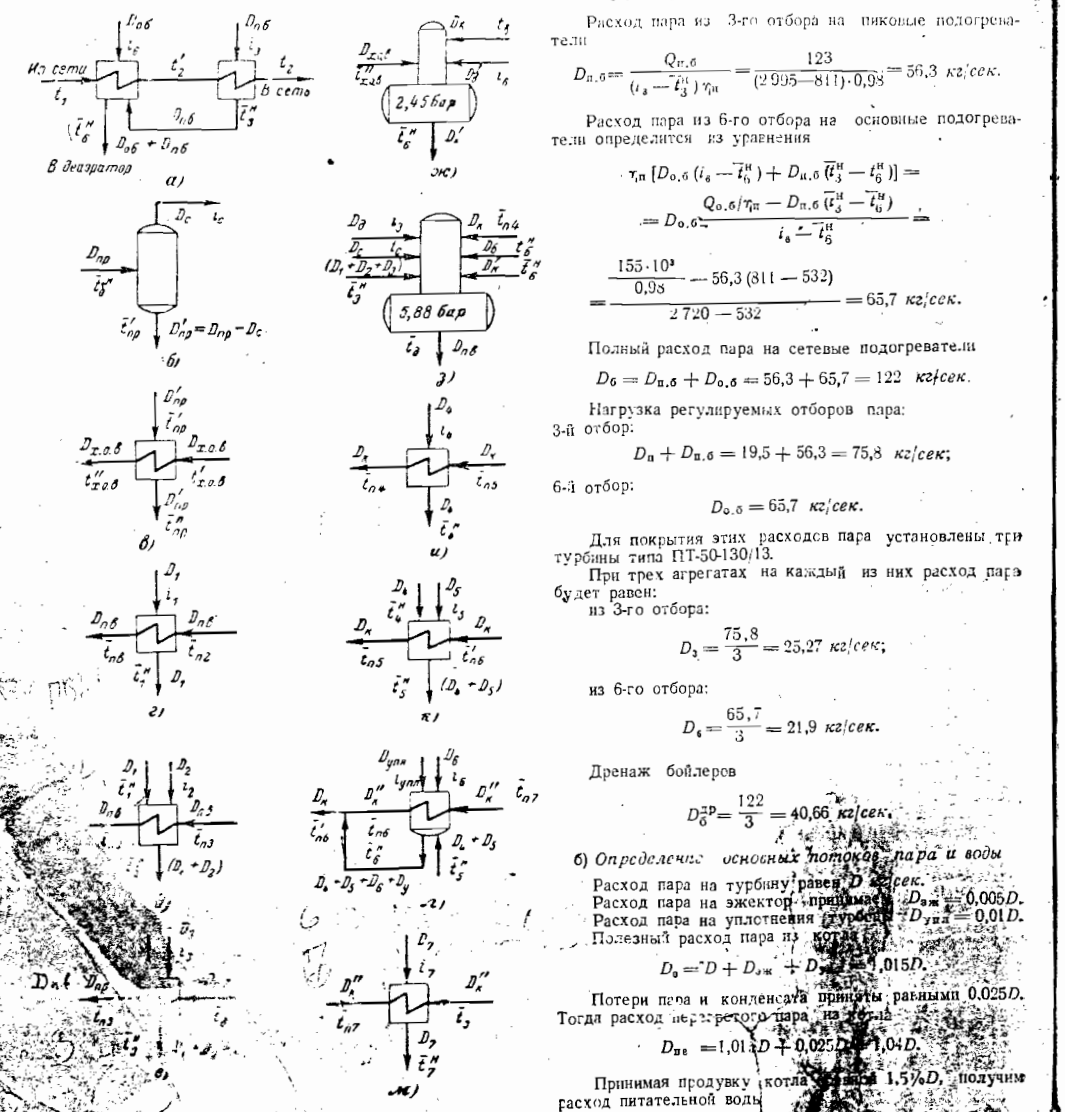


Рис. 5-5. Тепловая [illegible] подогревателей турбины ПТ-50-130/13.

в) Расчет установки для использования тепла непрерывной продувки котлов

Расширение продувки — одноступенчатое. Пар из расширителя направляется в деаэратор. Поэтому давление в расширителе принято равным 5,88 *бар* (рис. 5-5,*б*).

Энтальпия продувочной воды при давлении в барабане котла 151,5 *бар* равна $\overline{t}_б = 1\,620$ *кдж/кг*.

Уравнение теплового баланса расширителя:

$$D_{пр}\overline{t}_б\eta_р = (D_{пр} - D_c)\,\overline{t}'_{пр} + D_c i_c;$$

$$D_c = \frac{D_{пр}(\overline{t}_б\eta_р - \overline{t}'_{пр})}{i_c - \overline{t}'_{пр}} =$$

$$= \frac{0{,}015\,(1\,620\cdot 0{,}98 - 670)}{2\,760 - 670}D = 0{,}008D;$$

$$D'_{пр} = D_{пр} - D_c = 0{,}015D - 0{,}003D = 0{,}007D.$$

Все потери пара и конденсата покрываются химически обессоленной водой.

Количество добавочной воды определяется суммой:
1) внутристанционных потерь пара и конденсата

$$D_{вт} = 0{,}025D;$$

2) потерь конденсата на производстве $D_{вн} = 0{,}5D_п = 0{,}5\cdot 19{,}4 = 9{,}7$ *кг/сек* (для всей станции); если согласно данным завода-изготовителя турбины принять расход пара 100 *кг/сек*, то

$$D_{ут} = \frac{9{,}7}{3\cdot 100}D = 0{,}031D;$$

3) потерь воды с продувкой $D'_{пр} = 0{,}007$; тогда $D_{х.о.в} = (0{,}025 + 0{,}031 + 0{,}007)D = 0{,}063D$.

Расчет подогревателя добавочной воды (рис. 5-5, *в*).

Уравнение теплового баланса подогревателя:

$$D'_{пр}(\overline{t}'_{пр} - \overline{t}''_{пр}) = D_{х.о.в}(\overline{t}''_{х.о.в} - \overline{t}'_{х.о.в}).$$

Из этого уравнения определяем повышение энтальпии химически очищенной воды:

$$\Delta\overline{t}_{х.о.в} = \overline{t}''_{х.о.в} - \overline{t}'_{х.о.в} = \frac{D'_{пр}(\overline{t}'_{пр} - \overline{t}''_{пр})\,\eta_п}{D_{х.о.в}} =$$

$$= \frac{0{,}007D\,(670-251)\cdot 0{,}97}{0{,}063D} = 45\ кдж/кг.$$

Температура продувочной воды после подогревателя принята $t''_{пр} = 60°$ С.

Следовательно, температура химически очищенной воды после подогревателя

$$t''_{х.о.в} = t'_{х.о.в} + \frac{\Delta\overline{t}_{х.о.в}}{c_в} = 15 + \frac{45}{4{,}19} = 25{,}7°\ С.$$

г) Тепловые балансы регенеративных подогревателей

ПВД № 1. Расход пара определяем из уравнения баланса (рис. 5-5, *г*):

$$D_{п.в}(\overline{t}_{п.в} - \overline{t}_{п2}) = D_1(i_1 - \overline{t}'^{н}_1)\,\eta_п.$$

Значения потоков пара и воды и их энтальпий см. рис. 5-5, *г*.

Из этого уравнения определяем D_1:

$$D_1 = \frac{\overline{t}_{п.в} - \overline{t}_{п2}}{(i_1 - \overline{t}'^{н}_1)\,\eta_п}D_{т.в} =$$

$$= \frac{1\,020 - 915}{(3\,220 - 1\,070)\cdot 0{,}98}1{,}05D = 0{,}054D.$$

ПВД № 2 (рис. 5-5, *д*). Уравнение теплового баланса ПВД № 2:

$$D_{п.в}(\overline{t}_{п2} - \overline{t}_{п3}) = [D_2(i_2 - \overline{t}'^{н}_2) + D_1(\overline{t}'^{н}_1 - \overline{t}'^{н}_2)]\,\eta_п,$$

откуда

$$D_2 = \frac{1{,}055(\overline{t}_{п2} - \overline{t}_{п3}) - 0{,}054(\overline{t}'^{н}_1 - \overline{t}'^{н}_2)\,\eta_п}{(i_2 - \overline{t}'^{н}_2)\,\eta_п}D;$$

$$D_2 = \frac{1{,}055\,(915-790) - 0{,}054\,(1\,070-940)\cdot 0{,}98}{(3\,110-940)\cdot 0{,}98}D = 0{,}055D;$$

$$D_1 + D_2 = 0{,}054D + 0{,}059D = 0{,}113D.$$

ПВД № 3 (рис. 5-5, *е*). Уравнение теплового баланса ПВД № 3:

$$1{,}055D(\overline{t}_{п3} - \overline{t}_3) = [D_3(i_3 - \overline{t}'^{н}_3) + (D_1 + D_2)(\overline{t}'^{н}_2 - \overline{t}'^{н}_3)]\,\eta_п,$$

откуда

$$D_3 = \frac{1{,}055(\overline{t}_{п3} - \overline{t}_3) - 0{,}113(\overline{t}'^{н}_2 - \overline{t}'^{н}_3)\,\eta_п}{(i_3 - \overline{t}'^{н}_3)\,\eta_п}D;$$

$$D_3 = \frac{1{,}055\,(790-670) - 0{,}113\,(940-815)\cdot 0{,}98}{(2\,995-815)\cdot 0{,}98}D = 0{,}052D;$$

$$D_1 + D_2 + D_3 = (0{,}113 + 0{,}052)D = 0{,}165D.$$

Расчет атмосферного деаэратора. В атмосферный деаэратор направляются следующие потоки (рис. 5-5, *ж*):

конденсат, возвращаемый с производства в количестве 50% количества пара, отпускаемого на производство, т. е. $D_б^{др} = 0{,}031\ D$ с температурой $t_б^{др} = 90°$ С;

химически очищенная вода в количестве $D_{х.о.в} = 0{,}063D$ с температурой $t''_{х.о.в} = 25{,}7°$ С;

греющий пар из 6-го отбора, в количестве $D'_д$ с энтальпией $i_в$.

Уравнение материального баланса деаэратора:

$$D'_к = D_б^{др} + D_{х.о.в} + D'_д = D'_д + 0{,}031D + 0{,}063D = D'_д + 0{,}094D.$$

Уравнение теплового баланса деаэратора:

$$D'_д i_в + D_{х.о.в}\overline{t}''_{х.о.в} + D_б^{др}\overline{t}_б^{др} = D'_д\overline{t}'^{н}_б + 0{,}094\overline{t}'^{н}_б D;$$

откуда

$$D'_д(i_в - \overline{t}'^{н}_б) = (0{,}094\overline{t}'^{н}_б - 0{,}031\overline{t}_б^{др} - 0{,}033\overline{t}''_{х.о.в})D;$$

$$D'_д = \frac{0{,}094\cdot 532 - 0{,}031\cdot 377 - 0{,}063\cdot 10^{-5}}{(2\,720-532)\cdot 0{,}98}D = 0{,}0148D;$$

$$D'_к = D'_д + 0{,}094D = 0{,}0148D + 0{,}094D = 0{,}109D.$$

Расчет деаэратора 5,88 *бар*. В деаэратор направляются следующие потоки тепла (рис. 5-5, *з*):

греющий пар $D_д$ из 3-го отбора турбины через дроссельный клапан, понижающий давление до 5,88 *бар*, с энтальпией $i_з = 2\,995$ *кдж/кг*;

пар из расширителя продувки $D_с = 0{,}008D$ с энтальпией $i_с = 2\,760$ *кдж/кг*;

дренажи ПВД № 1, 2 и 3 в количестве $D_1 + D_2 + D_3 = 0{,}165D$ с энтальпией $\overline{t}'^{н}_3 = 815$ *кдж/кг*;

основной конденсат турбины в количестве $D_к$ с энтальпией $\overline{t}_{к4} = 612$ *кдж/кг*;

добавочная вода из атмосферного деаэратора в количестве $D'_к = 0{,}109D$ с энтальпией $\overline{t}_б^{др} = 332$ *кдж/кг*;

дренаж сетевых подогревателей в количестве $D_6 = 40{,}5$ *кг/сек* с энтальпией $\overline{t}^{\,н}_6 = 532$ *кдж/кг*.

Из деаэратора выходит один поток питательной воды в количестве $D_{п.в} = 1{,}055\,D$ с энтальпией $\overline{t}_д = 670$ *кдж/кг*.

Уравнение материального баланса деаэратора:

$$D_{п.в} = D_д + 0{,}993D + 0{,}165D + D_к + 0{,}109D + 40{,}5 = D_д + D_к + 0{,}282D + 40{,}66,$$

откуда

$$D_д = D_{п.в} - D_д - 0{,}282D - 40{,}66.$$

Уравнение теплового баланса деаэратора:

$$D_{п.в}\overline{t}_д = D_д i_3 + 0{,}008D \cdot 2\,760 + 0{,}165D \cdot 815 + D_к \cdot 612 + 0{,}109D \cdot 532 + 40{,}66 \cdot 532.$$

Подставляем значение $D_к$ из уравнения материального баланса деаэратора:

$$D_{п.в}\overline{t}_д = D_д i_3 + 0{,}008D \cdot 2\,760 + 0{,}165D \cdot 815 + D_{п.в} \cdot 612 - D_д \cdot 612 - 0{,}282D \cdot 612 - 40{,}65 \cdot 612 + 0{,}109D \cdot 532 + 40{,}66 \cdot 532,$$

откуда

$$D_д = 0{,}0075D + 1{,}35.$$

Следовательно,

$$D_к = D_{п.в} - 0{,}0075D - 1{,}35 - 0{,}282D - 40{,}65 = 1{,}055D - 0{,}0075D - 42 - 0{,}282D = 0{,}765D - 42.$$

Расчет подогревателей низкого давления.

ПНД № 4 (рис. 5-5,*и*). Уравнение теплового баланса:

$$D_4(i_4 - \overline{t}^{\,н}_4)\eta_п = D_к(\overline{t}_{п4} - \overline{t}_{п5}),$$

откуда расход греющего пара

$$D_4 = \frac{D_к(\overline{t}_{п4} - \overline{t}_{п5})}{(i_4 - \overline{t}^{\,н}_4)\eta_п} = \frac{(0{,}765D - 42)(612 - 532)}{(2\,830 - 640)\cdot 0{,}98} = \frac{(0{,}765D - 42)(612 - 532)}{(2\,830 - 640)\cdot 0{,}98} = (0{,}765D - 42)\cdot 0{,}036;$$

$$D_4 = 0{,}028D - 1{,}51.$$

ПНД № 5 (рис. 5-5,*к*). Уравнение теплового баланса:

$$[D_5(i_5 - \overline{t}^{\,н}_5) + D_4(\overline{t}^{\,н}_4 - \overline{t}^{\,н}_5)]\eta_п = D_к(\overline{t}_{п5} - \overline{t}_{п6}),$$

откуда

$$D_5 = \frac{D_к(\overline{t}_{п5} - \overline{t}_{п6}) - D_4(\overline{t}^{\,н}_4 - \overline{t}^{\,н}_5)\eta_п}{(i_5 - \overline{t}^{\,н}_5)\eta_п} = \frac{(0{,}765D - 42)(632 - 504) - (0{,}028D - 1{,}51)(640 - 504)\cdot 0{,}98}{(2\,750 - 503)\cdot 0{,}98},$$

откуда

$$D_5 = 0{,}0095D - 0{,}515;$$

$$D_4 + D_5 = 0{,}028D - 1{,}51 + 0{,}0095D - 0{,}515 = 0{,}038D - 2{,}025.$$

ПНД № 6 (рис. 5-5,*л*). Уравнение теплового баланса:

$$[D_6(i_6 - \overline{t}^{\,н}_6) + D_{упл}(i_6 - \overline{t}^{\,н}_6) + (D_4 + D_5)(\overline{t}^{\,н}_5 - \overline{t}^{\,н}_6)]\eta_п = D''_к(\overline{t}_{п6} - \overline{t}_{п7}),$$

где $D_{упл} = D_к - D_4 - D_5 - D_6 = 0{,}765D - 42 - 0{,}028D + 1{,}51 - 0{,}0095D + 0{,}515 - D_6 = 0{,}717D - 39{,}5 - D_6$.

откуда

$$D_6 = \frac{D''_к(\overline{t}_{п6} - \overline{t}_{п7}) - D_{упл}(i_6 - \overline{t}^{\,н}_6)\eta_п}{(i_6 - \overline{t}^{\,н}_6)\eta_п} = \frac{(D_4 + D_5)(\overline{t}^{\,н}_5 - \overline{t}^{\,н}_6)\eta_п}{(i_6 - \overline{t}^{\,н}_6)\eta_п};$$

$$D_6 = \frac{(0{,}717D - 39{,}5 - D_6)(504 - 134) - 0{,}01(2\,720 - 532)\cdot 0{,}98}{(2\,720 - 532)\cdot 0{,}98} - \frac{(0{,}038D - 2{,}02)(504 - 134)\cdot 0{,}98}{(2\,720 - 532)\cdot 0{,}98};$$

$$D_6 = 0{,}115D - 0{,}172D_6 - 8{,}95;$$

$$D_6 + 0{,}172D_6 = 0{,}115D - 8{,}95;$$

$$D_6 = 0{,}098D_6 - 7{,}6;$$

$$D''_к = 0{,}717D - 39{,}5 - D_6 = 0{,}717D - 39{,}5 - 0{,}098D + 7{,}6 = 0{,}619D - 32{,}1.$$

ПВД № 7 (рис. 5-5, *м*). Уравнение теплового баланса:

$$D_7(i_7 - \overline{t}^{\,н}_7)\eta_п = D''_к(\overline{t}_{п7} - \overline{t}_{ож}),$$

откуда

$$D_7 = \frac{(\overline{t}_{п7} - \overline{t}_{ож})D''_к}{(i_7 - \overline{t}^{\,н}_7)\eta_п} = \frac{(134 - 117)(0{,}619D - 32{,}1)}{(2\,390 - 150)\cdot 0{,}98} = 0{,}0048D - 0{,}24.$$

д) Материальный и энергетический балансы турбоустановки

Отборы пара в долях D, D_f	Коэффициенты недовыработки y_f	$y_f D_f$
$D_1 = 0{,}054D$	$y_1 = \frac{(3\,220 - 2\,315)}{3\,520 - 2\,315} = 0{,}759$	$0{,}041D$
$D_2 = 0{,}059D$	$y_2 = \frac{3\,110 - 2\,315}{1\,205} = 0{,}661$	$0{,}039D$
$D'_3 = 0{,}06D + 26{,}6$	$y_3 = \frac{2\,995 - 2\,315}{1\,205} = 0{,}569$	$0{,}034D + 15{,}12$
$D_4 = 0{,}028D - 1{,}51$	$y_4 = \frac{2\,830 - 2\,315}{1\,205} = 0{,}426$	$0{,}012D - 0{,}67$
$D_5 = 0{,}0095D - 0{,}515$	$y_5 = \frac{2\,750 - 2\,315}{1\,205} = 0{,}362$	$0{,}0034D - 0{,}186$
$D_6 = 0{,}113D + 14{,}35$	$y_6 = \frac{2\,720 - 2\,315}{1\,205} = 0{,}336$	$0{,}038D + 4{,}82$
$D_7 = 0{,}0048D - 0{,}245$	$y_7 = \frac{2\,390 - 2\,315}{1\,205} = 0{,}056$	$0{,}0027D - 0{,}014$
$D_к = 0{,}328D + 39{,}2$	—	$0{,}328D + 39{,}2$

Обозначения $0.025D$. указаны на... Из этого получим

Секундный расход пара определяется из уравнения мощности турбины:

$$D = \frac{N}{(i_0 - i_к)\eta_м\eta_г} + \sum_1^7 y_г D_г;$$

$$D = \frac{50\cdot 10^3}{(3\,520 - 2\,315)\cdot 0{,}98\cdot 0{,}985} + 0{,}168D + 19{,}15 = 43{,}4 + 0{,}168D + 19{,}15;$$

$$D = (1 - 0{,}168) = 43{,}4 + 19{,}15 = 62{,}55;$$

$$D = \frac{62{,}55}{0{,}832} = 75\ кг/сек.$$

Полный секундный расход пара на турбину при работе с отборами при рассматриваемом режиме

$$D_0 = 1{,}015D = 1{,}015\cdot 75 = 76{,}3\ кг/сек.$$

Численные значения потоков пара и конденсата:

Наименование потока	$\alpha_г D$, *кг/сек*	$D_г$, *кг/сек*
Пар на ПВД № 1	$0{,}054D$	4,06
» » ПВД № 2	$0{,}059D$	4,42
» » ПВД № 3	$0{,}052D$	3,9
Расход пара на производство		25,3
Пар на деаэратор 5,88 *бар*	$0{,}0075D + 1{,}34$	1,91
Всего из третьего отбора	$0{,}06D + 26{,}64$	31,1
Пар на ПНД № 4	$0{,}028D - 1{,}51$	0,6
» » ПНД № 5	$0{,}0095D - 0{,}515$	0,2
» » ПНД № 6	$0{,}098D - 7{,}58$	0
Расход на основной водоподогреватель		22
Расход на деаэратор 2,45 *бар*	$0{,}0148D$	1,11
Всего из шестого отбора	$0{,}113D + 14{,}36$	22,8
Пар на ПНД № 7	$0{,}0048D - 0{,}244$	0,117
Расход химически очищенной воды	$0{,}063D$	4,74
Продувка котла	$0{,}015D$	1,14
Расход пара из котла	$1{,}04D$	78,2
питательной воды	$1{,}055D$	79,4
Сумма расходов пара из отборов	$0{,}328D + 139{,}39$	63,4
Пропуск пара в конденсатор	$D - \Sigma D_г$	11,65

е) Удельная выработка электроэнергии потоками пара, получаемыми из отборов

$$\omega_г = (i_0 - i_г)\eta_м\eta_г = (i_0 - i_г)\cdot 0{,}98\cdot 0{,}985 = 0{,}965(i_0 - i_г);$$

$$\omega_1 = (3\,520 - 3\,220)\cdot 0{,}965 = 289{,}5\ кдж/кг;$$

$$\omega_2 = (3\,520 - 3\,110)\cdot 0{,}965 = 396\ кдж/кг;$$

$$\omega_3 = (3\,520 - 2\,995)\cdot 0{,}965 = 507\ кдж/кг;$$

$$\omega_4 = (3\,520 - 2\,830)\cdot 0{,}965 = 665\ кдж/кг;$$

$$\omega_5 = (3\,520 - 2\,750)\cdot 0{,}965 = 742\ кдж/кг;$$

$$\omega_6 = (3\,520 - 2\,720)\cdot 0{,}965 = 773\ кдж/кг;$$

$$\omega_7 = (3\,520 - 2\,390)\cdot 0{,}965 = 1\,090\ кдж/кг;$$

$$\omega_к = (3\,520 - 2\,315)\cdot 0{,}965 = 1\,162\ кдж/кг;$$

ж) Мощность, развиваемая отдельными потоками пара

$$N_г = D_г\omega_г\ [квт].$$

$$N_1 = 4{,}06\cdot 289{,}5 = 1\,170\ квт;$$

$$N_2 = 4{,}42\cdot 396 = 1\,750\ квт;$$

$$N_3 = 31{,}1\cdot 507 = 15\,750\ квт;$$

$$N_4 = 0{,}6\cdot 665 = 398\ квт;$$

$$N_5 = 0{,}2\cdot 742 = 148\ квт;$$

$$N_6 = 22{,}8\cdot 773 = 17\,600\ квт;$$

$$N_7 = 0{,}117\cdot 1\,090 = 128\ квт;$$

$$N_к = 11{,}65\cdot 1\,162 = 13\,590\ квт;$$

$$N_и = \Sigma N_г = 50\,500\ квт$$

з) Показатели тепловой экономичности электростанции

Тепловая мощность, расходуемая на турбинную установку,

$$Q_э = D_0(i_0 - \overline{t}_{п.в}) + D_е(i_е - \overline{t}_{п.в}) - D_{х.о.в}(\overline{t}_{п.в} - \overline{t}''_{х.о.в}) = 76{,}3(3\,520 - 1\,020) + 0{,}6(2\,760 - 1\,020) - 4{,}74(1\,020 - 92{,}5) = 186\cdot 10^3\ квт.$$

Тепловая мощность котельной установки

$$Q_{пе} = D_{пе}(i_{пе} - \overline{t}_{п.в}) + D_{пр}(\overline{t}^{\,н}_0 - \overline{t}_{п.в}),$$

где $D_{пе}$ — количество перегретого пара, вырабатываемого котлом;

$D_{пе} = 78{,}2\ кг/сек$;

$i_{пе}$ — энтальпия пара, вырабатываемого котлом при $p_{пе} = 137{,}5\ бар$ и $t_{пе} = 570^\circ C$;

$i_{пе} = 3\,525\ кдж/кг$;

$\overline{t}^{\,н}_0$ — энтальпия жидкости при давлении в барабане котла;

$\overline{t}^{\,н}_0 = 1\,020\ кдж/кг$;

$$Q_{пе} = 78{,}2(3\,525 - 1\,020) + 1{,}14(1\,600 - 1\,020) = 195{,}5\cdot 10^3\ квт.$$

Коэффициент полезного действия трубопроводов

$$\frac{Q_э}{Q_{пе}} = \frac{186{,}0\cdot 10^3}{195{,}5\cdot 10^3}\cdot 100 = 95{,}5\%.$$

Если к. п. д. котла принять $\eta_к = 91{,}5\%$, то расход условного топлива для получения $D_{пе} = 78{,}2\ кг/сек$ будет равен

$$B^у = \frac{Q_{пе}}{29\,330\eta_{к.у}} = \frac{186\cdot 10^3}{29\,330\cdot 0{,}915} = 7{,}3\ кг/сек.$$

Отпуск тепла одной турбиной:

с горячей водой

$$Q^{вод}_п = \frac{279}{3} = 93\ Мвт;$$

с технологическим паром 3-го отбора

$$Q^{пар}_п = D_п i_3 - D_{о.к}\overline{t}_{о.к} - (D_п - D_{от})\cdot 0{,}6 = 6{,}5\cdot 2\,995 - 3{,}25\cdot 293 - 3{,}25\cdot 63{,}4\cdot 183 = 93{,}3\ Мвт.$$

Всего $Q_п = Q^{вод}_п + Q^{пар}_п = 93 + 183 = 276{,}3\ Мвт$.

Расход условного топлива на выработку тепла, отпущенного потребителям,

$$B^у_д = \frac{Q_п}{29\,330\eta_{к.у}} = \frac{276{,}3\cdot 10^3}{29\,330\cdot 0{,}915} = 4{,}15\ кг/сек.$$

Расход условного топлива на выработку электроэнергии

$$B^у_э = B^у - B^у_д = 7{,}3 - 4{,}15 = 3{,}15\ кг/сек.$$

Коэффициент полезного действия станции по выработке электроэнергии

$$\eta_э = \frac{0{,}123\cdot 10^3}{29\,330} = 0{,}542.$$

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ПОЛНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА И ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС

6-1. ВЫБОР ТИПА И ЕДИНИЧНОЙ МОЩНОСТИ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Выбор типа, количества и единичной мощности котельных агрегатов производится на основании полученного при расчете тепловой схемы расхода пара.

Суммарная номинальная паропроизводительность котлов на КЭС должна быть равна или несколько больше (на 8—10%) максимального расхода пара на турбины и редукционно-увлажнительные установки с учетом утечек и всех вспомогательных расходов при максимальных электрической и тепловой нагрузках электростанции.

Выбор котла сводится к определению параметров пара, способа сжигания топлива и типа тепловой мощности котла.

Параметры пара для котлов после выбора типа турбин являются уже вполне определенными. Обычно величину падения давления в паропроводах от котла до турбины принимают равной 10 *бар*.

Способ сжигания топлива выбирают в зависимости от вида топлива, а также вида и тепловой мощности котельных агрегатов.

Основным способом сжигания топлива в настоящее время является камерный. Слоевой способ сжигания топлива применяют преимущественно на малых и средних по мощности электростанциях. В ряде случаев этот способ применяют и на более крупных электростанциях (например, при сжигании кускового торфа).

При выборе числа устанавливаемых котлов и мощности отдельных агрегатов могут быть приняты разные решения. Чаще на каждую турбину устанавливают один или два котла.

Первое соотношение является наиболее простым, так как агрегаты можно монтировать в виде блоков котел — турбина с минимальными связями между отдельными блоками или без всяких связей.

На мощных конденсационных электростанциях, входящих в крупные энергосистемы, применяют главным образом блочные схемы с промежуточным перегревом пара и одним котлом на каждый турбогенератор. Если в номенклатуре изготовляемых котлов нельзя подобрать один котел, по паропроизводительности соответствующий турбогенератору, то разрешается применять два котла на каждый турбогенератор.

Для мощных блоков [illegible] большой тепловой мощности часто [illegible] выполняются двухкорпусными, что приводит к схеме два котла — турбина, называемой дубль-блоком. Дубль-блок имеет то преимущество, что требует меньшего аварийного резерва в системе.

При отсутствии промежуточного перегрева пара применяют схемы с поперечными связями по пару и воде, что имеет место на ТЭЦ. Но и при наличии таких связей выбор паропроизводительности и количества котлов определяется по принципу секционирования, т. е. так, чтобы каждый турбогенератор был связан трубопроводами пара и воды с определенным котлом или двумя котлами.

На ТЭЦ, где предусматриваются поперечные связи по пару, необходим котельный резерв для повышения надежности работы станции. Котельный резерв может быть скрытым, заключающимся в превышении суммарной номинальной мощности котельных агрегатов над максимальной потребностью турбин. Такой резерв иногда называют горячим, так как он может быть очень быстро использован при остановке одного из котлов. Резерв может быть явным — в виде специального резервного котельного агрегата, находящегося обычно в холодном состоянии. Такой холодный резерв, естественно, требует для включения в работу более продолжительного времени.

Величину котельного резерва на ТЭЦ выбирают по максимальному расходу пара так, чтобы при выходе из строя одного котла остальные, включая пиковые теплофикационные котлы, могли обеспечить максимальный отпуск пара потребителю и среднюю за отопительный сезон теплофикационную нагрузку.

На теплоэлектроцентралях с отопительной нагрузкой резервного котла не устанавливают, так как максимум нагрузки станции непродолжителен и при отключении одного из котлов тепловая нагрузка может быть снижена до уровня средней нагрузки за наиболее холодный месяц; при этом допускается и некоторое снижение электрической мощности с учетом допускаемого потребителями регулирования.

При выборе типа и единичной мощности котлов необходимо, так же как и при выборе типа турбин, стараться, чтобы агрегаты были однотипными. При наличии на станции однотипных котлов резервный котел должен быть также однотипным. При наличии котлов разной тепловой мощности резервный котел должен иметь мощность не меньшую, чем самый мощный котел котельной.

Для мощных блочных электростанций отечественными заводами котельные агрегаты изготовляются с паропроизводительностью, соответствующей мощности определенного турбогенератора.

В табл. 6-1 указаны типы котлов, поставляемых к определенным турбоагрегатам.

Для электростанций среднего давления (до 39,3 *бар*) применяют только барабанные котлы, а для начального давления 88—127,5 *бар* применяют как барабанные, так и прямоточные котлы; при более высоком давлении используют только прямоточные котлы.

Во всех случаях выбор котла и вида топлива при проектировании электростанций должен быть решен на основании технико-экономического сравнения нескольких вариантов.

В соответствии с выбранным котлоагрегатами выбирают вспомогательные устройства и оборудование.

Для новых электростанций при мощности блоков 300 *Мвт* и выше рекомендуется применение центрального пылезавода с паровыми сушилками, получающими пар из отбора турбины.

При меньшей мощности блоков применяют, как правило, индивидуальное пылеприготовление с промежуточными бункерами угольной пыли или непосредственным вдуванием пыли в топку. Выбор типа мельниц зависит от вида топлива. Шаровые барабанные мельницы применяют для твердых углей с малым выходом летучих, требующих и высокой тонины помола.

Производительность мельниц выбирают из расчета обеспечения 110—115% номинальной паропроизводительности котла. Для котлов паропроизводительностью до 33 *кг/сек* ставят одну мельницу на котел, а при большой паропроизводительности—не менее двух. Для котлов паропроизводительностью 263 *кг/сек*, устанавливаемых к турбине мощностью 300 *Мвт*, приходится применять три мельницы Ш-50 производительностью по пыли 50 *т/ч*. Производительность и число быстроходных и средненаходных мельниц, при которых применяется схема с непосредственным вдуванием пыли в топку, выбирают так, чтобы при остановке одной из них оставшиеся обеспечили не менее 90% номинальной паропроизводительности котла при трех и 60—75% — при двух мельницах на котел.

Емкость бункеров сырого угля выбирают из расчета 8-часового запаса для каменных углей и АШ и 5-часового запаса для бурых углей. Емкость бункеров пыли выбирают из условия обеспечения 2—2,5-часовой работы котла при номинальной паропроизводительности.

Для выбора тяго-дутьевых машин надо знать секундные расходы воздуха и дымовых газов, а также необходимые напоры и разрежение.

Для котлов паропроизводительностью до 33 *кг/сек* устанавливают по одному дымососу и одному дутьевому вентилятору, а для котлов большей паропроизводительности — не менее двух. Производительность каждого из двух дымососов и вентиляторов выбирают по 50%; при работе одного вентилятора или дымососа должна быть обеспечена нагрузка котла 70% (при тощих углях и АШ).

При выборе вентиляторов и дымососов предусматривают запас по производительности 5% и по напору 10%.

При работе на твердом топливе в районах с расчетной наружной температурой — 28° С, а также при работе на жидком и газообразном топливах вентиляторы и дымососы могут устанавливаться на открытом воздухе.

6-2. ВЫБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТУРБИННОГО ЦЕХА

Тип и мощность устанавливаемой турбины предопределяют типы отдельных элементов вспомогательного оборудования, так как заводы-изготовители турбин поставляют их вместе со вспомогательным оборудованием по типовой спецификации для каждой турбины.

К вспомогательному оборудованию турбинного цеха относятся регенеративные подогреватели воды, эжекторы, маслоохладители и все насосы, связанные с системой регенерации.

Характеристики подогревателей для регенеративного подогрева питательной воды, изготовляемых отечественными котлотурбостроительными заводами, приведены в гл. 3.

Выбор типа и размера подогревателей производится заводом-изготовителем соответственно тепловому расчету турбинного агрегата и подогревателей. Обычно принимают падение давления от отбора до подогревателя в пределах 8%.

Основными параметрами поверхностных подогревателей, определяющими пригодность их для данной турбины служат: пропускная способность [*кг/сек*]; давление греющего пара [*бар*]; давление воды [*бар*] и поверхность нагрева [*м*²].

Подогреватели устанавливают без резерва, так как ремонт их производится одновременно с ремонтом турбогенератора.

Краткая характеристика котлоагрегатов

Таблица 6-1

Показатели	Марка котла											
	БКЗ-210			ГКЗ-2002-140-ГМ	ТП-81	ТП-82	ТП-81	ТГМ-84	ПК-21-82	ТП-80	ТП-92	ТГМ-94
К турбине типа	Р-50-130; ПТ-50-130 (2 котла)			Р-50-130 ПТ-50-130 (2 котла)	Р-50-130 ПТ-50-130				К-150-130 (2 котла)	К-150-130	К-150-130	К-150-130
Паропроизводительность: *т/ч*	210			210	420				270	500	500	500
кг/сек	58,3			58,3	116,6				75,2	139	139	139
Параметры пара: давление, *бар*	137	137	137	137	137				137	137	137	137
температура, °С	570	570	570	570	570				570	570	570	570
Температура промежуточного перегрева, °С	—	—	—	—	—				570	570	570	570
Тип котла	Барабанный	Барабанный	Барабанный	Барабанный	Барабанный				Прямоточный	Барабанный	Барабанный	Барабанный
Топливо	АШ	К.У.	Б.У.	Газ	Мазут	АШ	К.У.	Б.У.	К.У.	Б.У.	АШ	К.У.	Газ, мазут	АШ	К.У.	Б.У.	Прямоточный двухкорпусный Промпродукт	Прямоточный двухкорпусный АШ	Прямоточный двухкорпусный К.У.
К. п. д. котла (брутто)	91	92,2	90,5	93,4	90,6	89,8	92,8	90,5	93,3	92,0	93,1	88,3	90,7	92,9	91,1	90,5	92,8	90,7	91,4	92,1	—
Температура уходящих газов, °С	133	130	155	118	183	122	122	142	120	145	116	150	122	114	137	123	121	142	124	124	—
Температура питательной воды	230	230	230	230	230	230	230	230	230	230	230	230	230	230	230	240	240	240	240	250	—

Для электростанций среднего давления устанавливают деаэраторы с давлением греющего пара 1,17 *бар*.

Производительность деаэратора определяется пропускной способностью деаэрационной колонки, размеры которой должны быть достаточными для того, чтобы вся пропускаемая через нее вода нагревалась до температуры кипения, и выбирается по максимальному расходу питательной воды.

Выбор размеров деаэрационной колонки должен производиться по максимальному расходу питательной воды для каждой турбины или в целом для электростанции, так как обычно подача воды на деаэраторы осуществляется через общую магистраль конденсата турбин.

Резервных деаэраторов не ставят, но суммарную пропускную способность всех деаэраторов станции рекомендуется выбирать с некоторым запасом (около 10%).

Для электростанций высокого давления изготовляют деаэраторы повышенного давления (4—6 *бар*) производительностью 28—110 *кг/сек*.

Емкость деаэраторных баков должна обеспечивать суммарный запас питательной воды: для блочных электростанций — не менее 5-минутного, для неблочных конденсационных электростанций — не менее 10-минутного и для ТЭЦ — не менее 20-минутного.

Емкость деаэрационных баков определяется равной 85% их геометрического объема, так как они заполняются не полностью, а до нормального уровня. В случае применения бездеаэраторных схем емкость баков с деаэрированной водой перед конденсатными насосами определяется 5-минутным запасом.

В схемах мощных блочных станций для увеличения запаса питательной воды предусматривают еще баки холодного конденсата с запасом воды на 20—30 *мин* работы станции.

Для резервирования производственного отбора устанавливают редукционно-охладительные установки с производительностью, равной отбору от одной турбины.

Редукционно-охладительные установки для резервирования отопительного отбора не устанавливают.

Производительность сетевых подогревателей выбирают по величине максимальной тепловой нагрузки электростанции.

Установку сетевых подогревателей выполняют обычно индивидуальной у каждой турбины. В этом случае общая паровая магистраль для основных подогревателей не предусматривается.

По воде отдельные установки сетевых подогревателей связывают общими трубопроводами, обеспечивающими параллельную их работу.

Резервных сетевых подогревателей не устанавливают.

6-3. ВЫБОР НАСОСОВ

Перемещение рабочего тела, участвующего в тепловом процессе паротурбинной установки, из одного аппарата в другой осуществляется благодаря имеющейся разности давлений в них или же при помощи насосов.

Насосное хозяйство электростанции охватывает большое число насосов с весьма разнообразными характеристиками. Единичная мощность насосов достигает 4 000 *квт* и выше (на современных станциях высокого давления).

По своему назначению насосы могут быть разделены на следующие группы:

конденсатные насосы турбин;
питательные насосы;
сетевые насосы;
конденсатные насосы сетевых подогревателей;
питательные насосы испарителей;
дренажные насосы подогревателей питательной воды;
циркуляционные насосы.

а) Питательные насосы

Питательные насосы являются одним из важнейших элементов тепловой схемы паротурбинной установки. От надежной и бесперебойной работы этих насосов зависит надежность питания паровых котлов. Поэтому количество и производительность питательных насосов регламентируются правилами Госгортехнадзора.

Согласно этим правилам суммарная производительность всех установленных на неблочной станции питательных насосов должна быть такой, чтобы при выходе из строя самого мощного из них суммарная производительность остальных была не менее суммарной номинальной паропроизводительности всех рабочих котлов (за исключением резервных котлов).

В некоторых случаях установка на станции питательных насосов только с электроприводом не может гарантировать бесперебойного питания котлов, так как в случае потери напряжения на шинах собственных нужд станции прекратится подача воды в котлы. Поэтому правилами Госгортехнадзора предусматривается обязательная установка насосов с паровым приводом в количестве не менее двух и общей производительностью не менее 50%-ной суммарной номинальной производительности всех рабочих котлов в следующих случаях:

а) на электростанциях, не включенных в энергосистему или не связанных параллельной работой с другой, постоянно работающей станцией;

б) для питания паровых котлов со слоевым сжиганием топлива.

На электростанциях, имеющих связь с энергосистемой, установка резервных турбо-

насосов необязательна, так как в случае потери напряжения на шинах собственных нужд работа вспомогательного оборудования может быть возобновлена подачей напряжения от энергосистемы.

Допускается установка насосов с паровым приводом в качестве основных питательных насосов, а электронасосов — в качестве резерва. Применение турбонасосов для постоянной работы экономически целесообразно только при условии использования их отработавшего пара.

Для котельных, оборудованных только прямоточными котлами, все насосы могут иметь один вид привода — электрический или паровой, причем их суммарная производительность должна обеспечивать не менее 115%-ной номинальной паропроизводительности всех котлов, а в случае остановки любого одного насоса оставшиеся должны обеспечить работу всех котлов при номинальной их паропроизводительности.

Для электростанций с блочной схемой на каждый блок устанавливают самостоятельную группу питательных насосов с одним резервным электронасосом, производительность которого должна быть не менее 50%-ной суммарной потребности блока. Питательные насосы должны быть снабжены гидромуфтами для регулирования числа оборотов.

Для блоков мощностью 300 тыс. *квт* и более применяют питательные насосы только с паровым приводом, что значительно сокращает расход электроэнергии на собственные нужды. Мощные приводные турбины таких насосов (до 12 000 *квт* и более), работающие с использованием отработавшего пара, характеризуются высокой экономичностью. Отработавший пар из них направляется в регенеративные подогреватели и частично возвращается в турбину в отбор соответствующего давления.

Напор насоса, предназначенного для питания барабанного котла, должен быть достаточным для преодоления рабочего (избыточного) давления в барабане котла $h_б$, геометрической высоты нагнетания, считая от поверхности воды в барабане котла до оси насоса $h_г$, суммы всех гидравлических сопротивлений питательных трубопроводов от насоса до котла, включая ПВД и экономайзер котла $h_т$.

Величина рабочего давления в барабане котла должна быть принята максимально возможной (т. е. при работе предохранительных клапанов), что определяется величиной 105% нормального рабочего давления.

Напор насоса, предназначенного для питания прямоточного котла, должен преодолеть гидравлическое сопротивление самого котла, которое вследствие установки в радиационной части котла ограничительных шайб доходит до 20—30 *бар*.

Напор выбираемого питательного насоса должен иметь запас, равный 5—10%, для полной гарантии подачи питательной воды в котлы.

Напор, создаваемый питательным насосом, с учетом подпора во всасывающем его патрубке определяют из выражения

$$H_{нас} = (h_б + h_т + h_{пот} - h_д + h_г) \times \times (1{,}05 - 1{,}1)\ [бар], \qquad (6\text{-}1)$$

где $h_д$ — избыточное давление в деаэраторе, *бар*;

$h_г$ — статический напор, определяемый геометрической высотой от оси насоса до уровня воды в деаэраторе, *бар*.

Мощность привода питательного насоса определяют по формуле

$$N = \frac{100 Q H_{нас}}{\eta_н}\ [квт], \qquad (6\text{-}2)$$

где Q — производительность насоса, $м^3/сек$;

$H_{нас}$ — напор, определяемый по формуле (6-1), *бар*;

$\eta_н$ — к. п. д. насоса.

б) Конденсатные насосы

Конденсатные насосы, предназначенные для бесперебойного откачивания конденсата из конденсатора, устанавливают в количестве двух на каждую турбину. Производительность каждого насоса выбирают по максимальному расходу при конденсационном режиме турбины с запасом 15—20%. Второй насос является резервным. Согласно Правилам технической эксплуатации насосы должны чередоваться в работе так, чтобы простой каждого из них в резерве не превышал 1 недели.

Напор конденсатных насосов выбирают в зависимости от того, куда перекачивается конденсат, а также в зависимости от гидравлического сопротивления трубопроводов и теплообменных аппаратов, через которые перекачивается конденсат.

Напор насоса должен преодолевать избыточное давление в деаэраторе, геометрическую высоту подъема воды от уровня конденсата в конденсаторе турбины до ввода воды в деаэратор, гидравлическое сопротивление напорного и всасывающего трубопроводов и подогревателей воды.

В случае установки атмосферного деаэратора на высоте 7—8 *м* над насосами давление на нагнетании насосов должно составлять 60—70 *м вод. ст.*

В установках высокого давления при наличии в деаэраторах повышенного давления (4—6 *бар*) требуются насосы с напором 125—130 *м вод. ст.* для преодоления рабочего давления в деаэраторе и геометрической высоты.

Турбины мощностью 100 тыс. *квт* и выше при двух конденсаторах снабжают тремя конденсатными насосами, два из которых должны иметь суммарную производительность, рассчитанную на перекачку максимального количества конденсата во время работы турбины на конденсационном режиме при номинальной мощности, а третий насос является резервным. Турбины малой мощности (до 6 000 *квт*) бесподвального типа снабжают одним конденсатным насосом с приводом от вала турбины.

в) Сетевые насосы

Сетевые насосы должны по производительности соответствовать полной производительности сетевых подогревателей.

Количество требующейся сетевой воды определяется по максимальной тепловой мощности подогревателями.

Если эта тепловая мощность равна $Q_{с.в}$ [*Мвт*], а разность энтальпий сетевой воды на входе и выходе из подогревателя равна $\bar{t}_2 - \bar{t}_1$, то расход сетевой воды будет равен

$$G_{с.в} = \frac{Q_{с.в}}{\bar{t}_2 - \bar{t}_1}\ [кг/сек]. \qquad (6\text{-}3)$$

Согласно Правилам технической эксплуатации суммарная мощность сетевых насосов каждой водоподогревательной установки должна обеспечить ее номинальную (расчетную) производительность. Количество сетевых насосов должно быть не менее двух. Все параллельно работающие сетевые насосы должны иметь одинаковые характеристики.

Для обеспечения горячего водоснабжения в неотопительный период года разрешается временно пользоваться насосом меньшей производительности.

Напор сетевых насосов определяется гидравлическим сопротивлением тепловых сетей.

Обычно сетевые насосы устанавливают общими для всей электростанции.

г) Конденсатные насосы сетевых подогревателей

В соответствии с Правилами технической эксплуатации конденсатные насосы подогревателей устанавливаются в количестве не менее двух. Суммарная производительность этих насосов должна обеспечить удаление конденсата всей водоподогревательной установки при максимальной ее производительности.

д) Насосы для питания испарителей

Эти насосы устанавливают общими для всех испарителей, работающих при одинаковом давлении греющего пара. Число насосов должно быть не менее двух, один из которых является резервным.

Производительность каждого из насосов принимают с запасом 10—15% по максимальной потребности обслуживаемых испарителей с учетом их продувки.

е) Дренажные насосы регенеративных подогревателей

Насосы устанавливают без резерва, так как в случае остановки такого насоса слив дренажа производится в подогреватель более низкого давления и через него в конденсатор.

Производительность определяют по максимальному количеству дренажа в соответствии с расчетом тепловой схемы.

Выбор циркуляционных насосов рассматривается в разделе технического водоснабжения ТЭС.

6-4. ПОЛНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

а) Полная тепловая схема

Полной или развернутой схемой электростанции называют схему с условным изображением всех участвующих в тепловом процессе станции элементов оборудования.

Если в принципиальной схеме изображают только элементы, показывающие направление тепловых потоков рабочего тела (пара и воды), то в полной схеме должно быть показано и количество всех этих элементов в отдельности с изображением всех связей между ними по пару и воде, с запорными органами, дренажами и т. д.

Составление полной схемы основывается на расчете принципиальной тепловой схемы и выборе основного оборудования: турбинных и котельных агрегатов, вспомогательного оборудования турбинных установок, в том числе питательных и циркуляционных насосов, а также выборе системы водоснабжения.

Основой полной тепловой схемы являются главные трубопроводы электростанции: главные паропроводы и главные питательные трубопроводы.

б) Главные паропроводы

На строящихся и действующих электростанциях в нашей стране применены самые разнообразные схемы главных паропроводов. Основными схемами являются следующие:

1. Блочная схема, отличающаяся наибольшей простотой, дешевизной и удобством обслуживания. По этой схеме каждый котел соединяется с одной турбиной. Такая схема носит название моноблока.

При блочной схеме в случае остановки котла неизбежна остановка и связанной с ним турбины, а также наоборот.

В некоторых случаях применяется схема с двумя котлами на каждую турбину.

Блочная система с применением промежуточного перегрева пара в настоящее время

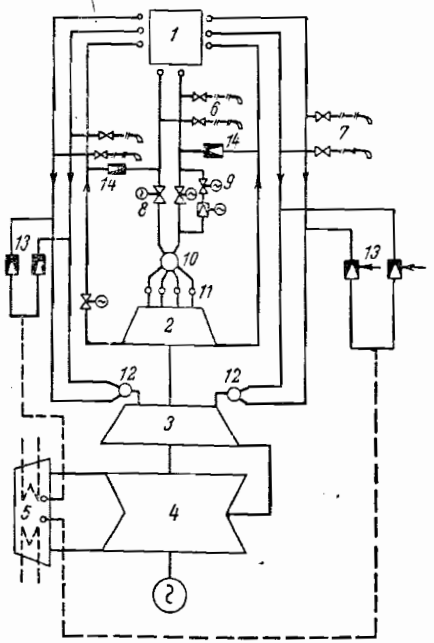


Рис. 6-1. Схема главных паропроводов блока котел — турбина.

1 — барабанный котлоагрегат; *2* — ц. в. д. турбины; *3* — ц. с. д. турбины; *4* — ц. н. д. турбины; *5* — конденсатор; *6* — предохранительные клапаны на паропроводе свежего пара; *7* — предохранительные клапаны на паропроводах горячей линии промежуточного перегрева; *8* — запорные задвижки на паропроводе свежего пара; *9* — обвод запорной задвижки; *10* — стопорный клапан турбины; *11* — регулирующие клапаны турбины; *12* — быстродействующие запорные клапаны перед частью среднего давления турбины; *13* — быстродействующая редукционно-охладительная установка; *14* — растопочная быстродействующая редукционно-охладительная установка.

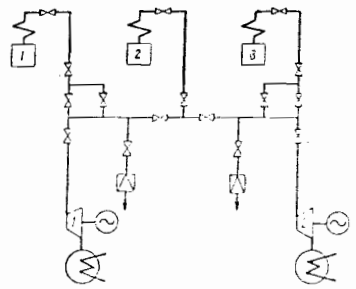


Рис. 6-2. Секционная схема паропроводов.

является единственной схемой, применяемой для новых мощных электростанций, входящих в энергосистемы. Применение этой схемы требует высокой степени надежности работы котла и турбины.

На рис. 6-1 приведена схема главных паропроводов мощного моноблока. К главным паропроводам относятся в данном случае: две нитки свежего пара с установленными на них предохранительными клапанами и паровыми задвижками с электроприводом; две нитки холодной линии и четыре нитки горячей линии промежуточного перегрева с паровыми задвижками и предохранительными клапанами, паропроводы быстродействующих редукционно-охладительных установок № 1 и 2 (БРОУ-1 БРОУ-2), позволяющих осуществлять обвод турбины и защиту промежуточного пароперегревателя при пуске и сбросе нагрузки.

2. На электростанциях без промежуточного перегрева пара применяется секционная схема с поперечными связями (рис. 6-2).

При этой схеме каждый турбоагрегат связан непосредственно с котлоагрегатом и может также работать от общей магистрали. При наличии резервного котла последний присоединяется только к переключательной магистрали.

Схема с переключательной перемычкой позволяет при выходе из строя любого котла использовать резервную мощность других котлов через перемычку и сохранить мощность станции.

Эта схема получила в последнее время широкое применение на неблочных электростанциях высокого давления вследствие ее большой надежности и невысокой стоимости по сравнению с другими схемами.

Паропроизводительность каждого котла должна соответствовать расходу пара каждой турбиной или паропроизводительность двух

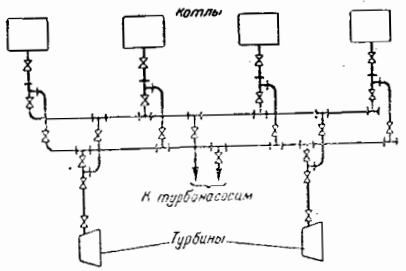


Рис. 6-3. Схема паропроводов с двойной магистралью и одиночными ответвлениями.

котлов должна соответствовать расходу пара одной турбиной.

При обычном режиме работы электростанций все работающие котлы и турбины включены через перемычку, для того чтобы в случае остановки какого-либо котла можно было выполнить необходимые переключения, не затрачивая времени на прогрев перемычки.

Диаметр перемычки определяется по расходу пара от одного котла.

3. Схема паропроводов с двойной магистралью была весьма распространенной на отечественных электростанциях старой постройки. В ней паровая магистраль состоит из двух параллельно идущих паропроводов одинакового диаметра. Паровые котлы и вспомогательные механизмы (турбонасосы, редукционно-охладительные установки и пр.) присоединяются одним паропроводом при помощи «вилки» (рис. 6-3).

Схема с двойными магистралями обладает высокой надежностью, так как при повреждении одной из магистралей последняя отключается и все агрегаты продолжают работать, получая пар из неповрежденной линии. В нормальных условиях обе магистрали находятся в работе, чтобы в случае необходимости быстрого перехода на другую магистраль не терять времени на ее прогрев и подключение к ней агрегатов. Расчет каждого паропровода производится обычно на полный максимальный расход пара при наихудшем режиме для каждого участка. Поэтому при необходимости отключения одной из магистралей мощность станции не снижается.

Для выполнения двойных магистралей требуется значительно больше металла и арматуры, чем при других схемах.

Описанная схема не находит применения на станциях высокого давления, так как для ее осуществления приходится прокладывать большое количество труб из легированной стали, что вызывает увеличение стоимости станции.

в) Главные питательные трубопроводы

Для бесперебойной работы станции питательные трубопроводы имеют не меньше значение, чем главные паропроводы.

К питательным трубопроводам относятся все трубопроводы, начиная от деаэраторов (баков питательной воды) к питательным насосам и от насосов через подогреватели высокого давления к питательным задвижкам котлов.

Наиболее распространенной на ранее построенных станциях средних параметров является схема с двойными магистралями на всех ступенях приготовления питательной воды (рис. 6-4).

Кроме трубопроводов, подающих горячую питательную воду в магистрали котельной, должна быть предусмотрена и подача холодной воды (с температурой деаэраторов) из нагнетательных магистралей после питательных насосов непосредственно в котельные магистрали. Такая прямая линия часто называется линией холодного питания и используется для наполнения котлов водой при растопке.

На вводах питательной воды в котел устанавливают следующую арматуру: автоматический регулятор питания, водомерную шайбу, обратный клапан и запорную задвижку (порядок — в направлении к котлу).

В настоящее время для проектируемых и строящихся станций в целях удешевления стоимости трубопроводов не делают двойной магистрали для конденсата турбин перед деаэраторами, а конденсат подают по одиночному трубопроводу.

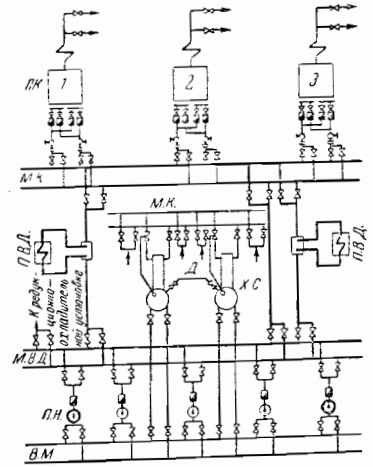


Рис. 6-4. Схема питательных трубопроводов с двойными магистралями.

При двойных ма... тр... ...льных условиях в работе находятся обе магистрали. Диаметр каждого трубопровода определяют на полный расход воды. После питательного насоса обязательна установка обратного клапана для защиты от обратного тока воды при внезапной остановке насоса.

Схема двойных магистралей является вполне надежной. Недостатком является высокая стоимость, поэтому ее применяли преимущественно на станциях при среднем давлении пара; на станциях высокого давления она не имеет применения.

Для удешевления этой схемы двойные магистрали заменяют одиночными, секционированными (рис. 6-5). Например, всасывающие и нагнетальные магистрали питательных насосов делают одиночными, а котельные — двойными. Котельные питательные магистрали для барабанных котлов должны были быть всегда двойными, как это требовалось Главной государственной инспекцией котлонадзора в целях бесперебойного питания котлов. Для прямоточных котлов разрешалось иметь одиночную магистраль и в котельной, так как прекращение питания этих котлов при автоматической остановке питательного насоса и одновременном прекращении подачи топлива не вызывает повреждения котла, как это может быть при барабанном котле.

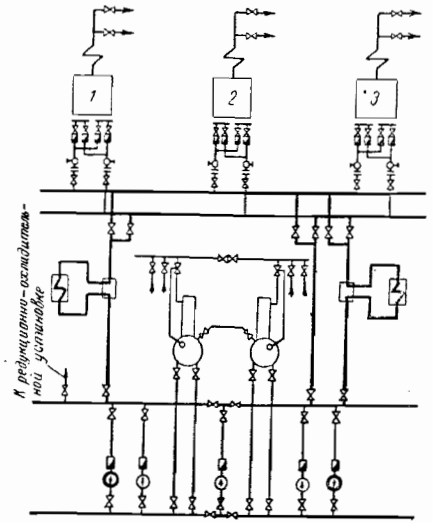


Рис. 6-5. Схема питательных трубопроводов с двойной магистралью в котельной и одиночными магистралями питательных насосов.

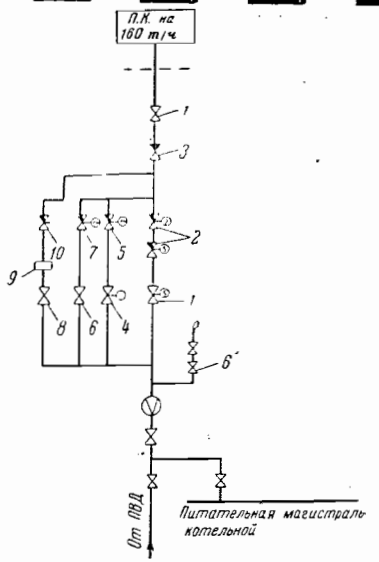


Рис. 6-6. Схема узла питания котлоагрегата на 160 *т/ч* с давлением 88 *бар*.

1—задвижка водяная; *2*—регулирующий клапан D_y 175; *3*—клапан обратный D_y 175; *4*—вентиль запорный D_y 100; *5*—регулирующий клапан D_y 100; *6*—вентиль запорный D_y 50; *7*—клапан регулирующий D_y 50; *8*—вентиль запорный D_y 20; *9*—дроссельное устройство D_y 20; *10*—регулирующий вентиль D_y 20.

В настоящее время питательная магистраль в котельной и при барабанных котлах делается одинарной. На рис. 6-6 показан узел питания котла БКЗ-160 и присоединение его к одинарной питательной магистрали.

Для улучшения регулирования питания и для уменьшения износа регулирующих клапанов параллельно включены клапаны с D_y 175; 100 и 50. Кроме того, параллельно включено дроссельное устройство. На основной линии D_y 175 установлены последовательно два регулирующих клапана.

Блочные установки имеют блочное питание без поперечных связей. На рис. 6-7 приведена схема питательного трубопровода моноблока.

г) Вспомогательные трубопроводы

Кроме рассмотренных выше главных паровых и питательных магистралей, тепловая схема электростанции включает в себя разные

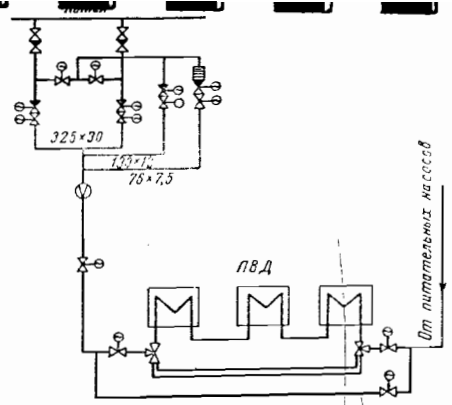


Рис. 6-7. Питательные трубопроводы моноблока с барабанным котлом.

вспомогательные трубопроводы, которые по их назначению можно подразделить на следующие группы:

выхлопные паропроводы;
трубопроводы химически очищенной воды;
продувочные трубопроводы;
паропроводы насыщенного пара для собственных нужд котельного цеха;
трубопроводы технической воды;
трубопроводы охлаждения подшипников;
маслопроводы;
трубопроводы сжатого воздуха;
дренажные трубопроводы.

Продувочные трубопроводы монтируют отдельно для непрерывной и периодической продувки котлов.

Расширители непрерывной продувки обычно устанавливают по одному на два-три котла, причем от каждого котла в расширитель должен быть проложен самостоятельный трубопровод. Периодическая продувка котлов производится в общий продувочный трубопровод, который доводится до расширителя (барботера).

Трубопроводы химически очищенной воды и охлаждения подшипников имеют общую схему.

Вода для этой цели забирается из брызгального бассейна, градирни или водоподводящего канала. Иногда техническую воду берут из сбросного канала или циркуляционного трубопровода после конденсатора, но в этом случае вода имеет повышенную температуру, что не всегда может быть допущено для охлаждения подшипников.

часто производится от общей насосной установки технической воды.

Сжатый воздух применяют на электростанции почти во всех цехах. Он служит для обдувки электродвигателей, для работы пневматического инструмента и аппаратов встряхивания электрофильтров и т. п. Поэтому от компрессорной станции прокладывают трубопровод сжатого воздуха с необходимыми ответвлениями в каждом цехе для присоединения к ним шлангов по мере необходимости.

Для снабжения паром всех потребителей внутри станции (мазутное хозяйство, мазутные форсунки, гудок, химическая водоочистка и т. п) прокладывают паропроводы насыщенного пара собственных нужд.

Потребность в паре для собственных нужд удовлетворяется обычно через редукционно-охладительные установки.

При прогревании холодного паропровода перед включением в работу в нем образуется большое количество конденсата вследствие конденсации пара на холодных стенках. После отключения работающего паропровода оставшийся в нем пар также конденсируется при охлаждении паропровода и стекает в ниже расположенные части. Конденсат должен быть удален из паропровода до включения в работу, так как увлеченный потоком пара он может вызвать гидравлический удар и повредить паропровод, а при попадании в турбину может вызвать тяжелую аварию проточной части.

Для удаления конденсата паропроводы монтируют с небольшим уклоном (около 0,001) в одну сторону. Для отвода конденсата в местах возможного его скопления (перед задвижками, в низко расположенных частях паропровода и тупиках) устраивают дренажные точки, для чего в паропровод вваривают патрубки с вентилями диаметром от 15 до 50 *мм*.

На дренажной точке устанавливают конденсационный горшок по схеме, представленной на рис. 6-8.

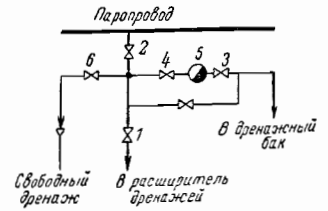


Рис. 6-8. Схема дренажной точки паропровода.

1, 2, 3, 4 и *6* — вентили; *5* — конденсационный горшок.

При прогревании паропровода перед его включением производится продувка напрямую через вентили *2* и *1*. При этом конденсат направляется по отдельному дренажному трубопроводу в расширитель дренажей, так как продувка паропровода производится под полным давлением пара в нем. При продувке паропровода для проверки, насколько он прогрет, пользуются вентилем *6*.

Свободным сливом пользуются для спуска конденсата из холодного, не находящегося под давлением паропровода. Поэтому конденсат свободного слива собирают в отдельный трубопровод и направляют в дренажные баки.

Все дренажи собирают и отводят в дренажные баки непосредственно или через расширительные бачки, если давление дренажа высокое.

Дренажные баки устанавливают на самой низкой отметке главного корпуса электростанции, чтобы собрать в них все свободно сливаемые дренажи. Так как сбор всех дренажей в такие баки не всегда возможен, то иногда приходится еще устанавливать бак низких точек, располагаемый в каком-либо приямке еще ниже дренажных баков. Дренажи, собираемые в этом баке, перекачивают насосом в дренажные баки. Из дренажных баков конденсат перекачивают в деаэратор.

На электростанциях средней и большой мощности (с общим расходом пара 600—1 000 *т/ч*) обычно устанавливают два дренажных бака емкостью по 50 *м*³. Емкость бака низких точек обычно ограничивается 10—15 *м*³.

Расширитель дренажей устанавливают на трубопроводе дренажей перед дренажными баками. Отсепарировавшийся в нем пар направляют в деаэратор, а конденсат стекает в дренажные баки.

Ввиду особого значения надежной работы дренажных паропроводов их следует рассматривать не как вспомогательные трубопроводы электростанции, а как неотъемлемую часть главных паропроводов.

Кроме перечисленных трубопроводов, входящих в полную тепловую схему электростанции, иногда прокладывают трубопроводы для разводки по цехам кислорода и ацетилена, применяемых для сварочных работ при ремонте оборудования.

Каждая электростанция должна также иметь наружный и внутренний пожарный и отдельно питьевой водопроводы.

д) Примеры полных тепловых схем

Тепловые схемы электростанций чрезвычайно разнообразны в связи с разнообразием включаемого в схему оборудования.

Для примера ниже приведены некоторые схемы современных электростанций высокого и сверхвысокого давления.

Пример 6-1. Полная тепловая схема теплоэлектроцентрали с двумя турбинами типов ПТ-50-130/13 и Р-50-130/13 и котлами типа ТГМ-84 производительностью 420 *т/ч* для работы на мазуте (рис. 6-9).

Электростанция предназначена для выработки электроэнергии в пределах своей электрической мощности, отпуска технологического пара из первого регулируемого отбора турбины ПТ-50-130/13 с давлением 12,75 *бар* и из противодавления турбин Р-50-130/13, а также для отпуска потребителям горячей воды для отопления и горячего водоснабжения, подогреваемой в сетевых подогревателях паром второго регулируемого отбора турбин ПТ-50-130/13 с давлением 1,17—2,45 *бар*.

Схема главных паропроводов — секционная с перекючательной магистралью, рассчитанной на 70% производительности одного котлоагрегата. Питательная магистраль в котельной выполнена одинарной.

Установлено семь питательных электронасосов производительностью по 500 *м*³/*ч* при напоре 176 *бар*; для обеспечения бескавитационной работы питательных насосов требуется подпор во всасывающем патрубке 17,5 *м вод. ст.*

Деаэрация питательной воды осуществляется в пяти деаэраторах 5,88 *бар*.

Для резервирования отборов и противодавления турбин, а также для отпуска пара потребителю и на собственные нужды установлены: РОУ 137,5/14,8 *бар*, РОУ 137,5/98 *бар*, РОУ 137,5/48,5 *бар* и РОУ 137,5/1,47 *бар*.

Сетевые подогревательные установки поставлены у турбин ПТ-50-130/13.

Пример 6-2. Полная тепловая схема дубль-блока в составе турбины К-150-130 и двух котлоагрегатов по 270 *т/ч* (рис. 6-10).

Ввиду установки двух котлов в блоке на всех линиях главных паропроводов устанавливается двойная запорная арматура с тем, чтобы можно было отключать один из котлов на ремонт при работе другого котла. Блок имеет две быстродействующие редукционно-охладительные установки (БРОУ-1 и БРОУ-2), позволяющие перепускать свежий пар в обвод части высокого давления турбины в холодную линию промежуточного перегрева и пар после промежуточного перегрева в обвод частей среднего и низкого давлений в конденсатор турбины. БРОУ включаются автоматически при полном сбросе нагрузки у турбины, защищая одновременно турбину от разноса и промежуточный перегреватель от пережога трубок. БРОУ используются также при пуске из горячего состояния в качестве растопочных. Так как котлы прямоточные, предусмотрено обессоливание конденсата после конденсатора. Установлены три питательных электронасоса, каждый на 100% производительности котла.

Подогреватели высокого давления имеют общий обвод, который включается автоматически при срабатывании запретного устройства любого из подогревателей при чрезмерном повышении уровня конденсата в корпусе подогревателя.

6-5. ТРУБОПРОВОДЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

а) Общие сведения

Надежность работы электростанции в большой степени зависит от правильного выбора схемы, материала и элементов трубопроводов.

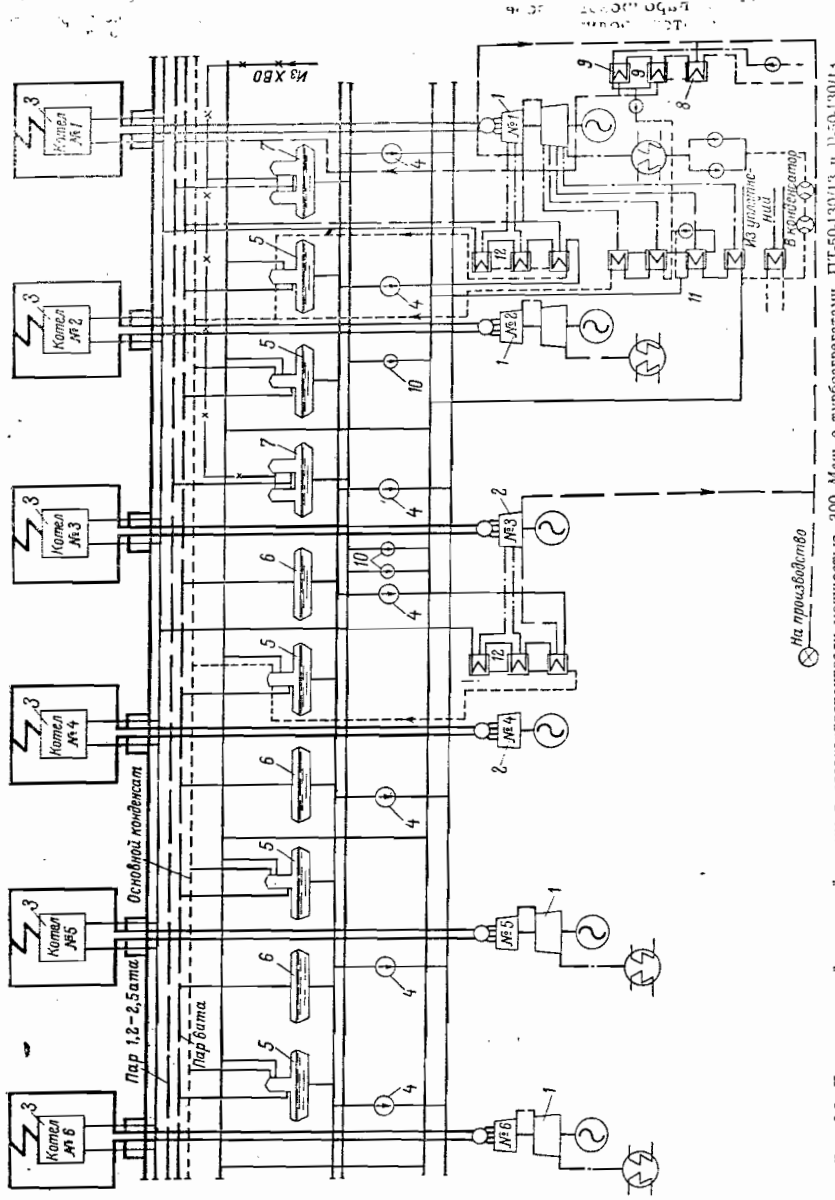


Рис. 6-9. Пример полной тепловой схемы теплоэлектроцентрали мощностью 300 *Мвт* с турбоагрегатами ПТ-50-130/13 и Т-50-130/13.
1 — турбоагрегат типа ПТ-50-130/13 мощностью 50 *Мвт* с начальными параметрами пара 127,5 *бар* и 565° С; *2* — турбоагрегат Р-50-130/13 мощностью 50 *Мвт* на начальные параметры пара 127,5 *бар* и 565° С и противодавление 12,75 *бар*; *3* — котлоагрегат паропроизводительностью 420 *т/ч*; *4* — питательный электронасос производительностью 500 *т/ч*; *5* — деаэратор на давление 5,88 *бар*; *6* — штатный бак; *7* — деаэратор 1,17 *бар*; *8* — пиковый сетевой подогреватель; *9* — основные сетевые подогреватели; *10* — перекачивающий насос; *11* — подогреватели низкого давления; *12* — подогреватели высокого давления.

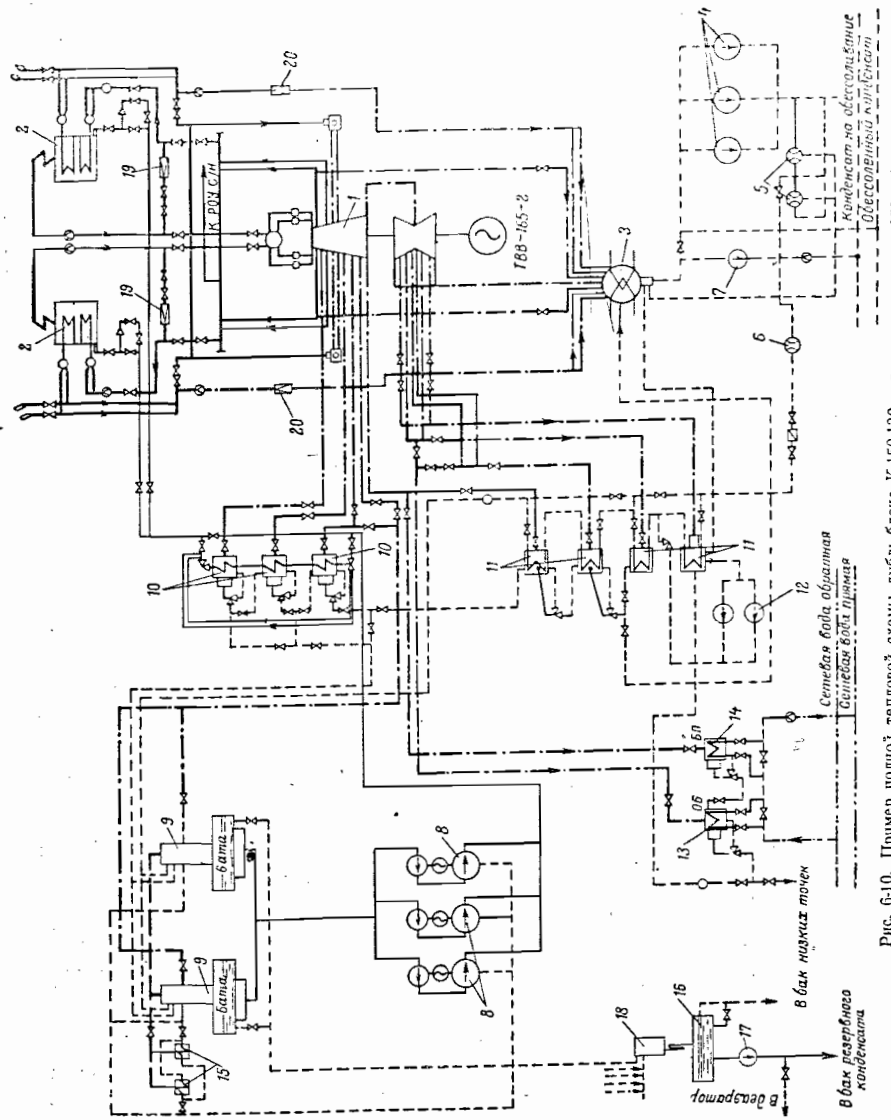


Рис. 6-10. Пример полной тепловой схемы дубль-блока К-150-130 с двумя котлами по 270 *т/ч*.

1 — турбоагрегат К-150-130; *2* — котлоагрегат на 270 *т/ч*; *3* — конденсатор; *4* — конденсатные насосы; *5* — эжектор основной; *6* — эжектор пусковой; *7* — насос подачи конденсата на обессоливающую установку; *8* — питательный электронасос производительностью 350 *т/ч*; *9* — деаэратор 5,88 *бар*; *10* — подогреватели высокого давления; *11* — подогреватели низкого давления; *12* — насос сливной; *13* — сетевой подогреватель пиковый; *14* — сетевой подогреватель основной; *15* — охладитель выпара; *16* — дренажный насос; *17* — дренажный бак; *18* — расширитель дренажей; *19* — быстродействующая редукционно-охладительная установка № 2 (БРОУ-2); *20* — быстродействующая установка № 1 (БРОУ-1).

В тепловой схеме электростанции наиболее ответственными являются следующие трубопроводы:

главные паропроводы свежего пара от котлов к турбинам и другим его потребителям;

питательные трубопроводы от деаэраторов к питательным насосам и от насосов к ПВД и котлам;

паропроводы отборного пара от турбин к подогревателям;

конденсатопроводы от конденсаторов до деаэраторов;

циркуляционные трубопроводы.

Вспомогательными трубопроводами считаются трубопроводы выхлопные от предохранительных клапанов котлов и другого оборудования, дренажные, обдувочные и трубопроводы технической воды.

К трубопроводам электростанций предъявляются следующие требования:

1. Схема должна быть наглядной, чтобы обеспечивать возможность легкого и безошибочного маневрирования при переключениях во время эксплуатации.

2. Должны быть также обеспечены надежность работы при данных параметрах пара и полная безопасность для обслуживающего персонала.

3. Потери давления и тепла должны быть минимальными.

4. Минимальной должна быть также первоначальная стоимость сооружения.

Вследствие большого значения прочности трубопроводов для безопасной работы обслуживающего персонала все паропроводы с давлением более 2 *бар* и трубопроводы горячей воды с температурой выше 120° С должны удовлетворять требованиям правил Госгортехнадзора.

Для включения в эксплуатацию вновь монтируемых таких трубопроводов требуется разрешение инспекции Госгортехнадзора, которое выдается после проверки материалов, из которых изготовлены все детали трубопровода, качества монтажа и после гидравлического испытания трубопровода на увеличенное против номинального давление.

Выбор трубопроводов заключается в:

выборе схемы;

определении диаметра труб;

вычислении гидравлического сопротивления и потерь давления;

определении напряжений от самокомпенсации;

выборе деталей трубопровода (арматуры, опор, подвесок и др.);

выборе материала и конструкции изоляции.

б) Расчет трубопроводов

При расчете должны быть определены: диаметр трубопровода, толщина стенок труб, гидравлические сопротивления, тепловые удлинения и их компенсация.

Для определения диаметра трубопровода пользуются уравнением

$$D v = \frac{\pi d^2}{4} c \ [кг/сек], \qquad (6\text{-}4)$$

где D — расход теплоносителя через трубопровод, *кг/сек*;

v — удельный объем теплоносителя при данных давлении и температуре, *м³/кг*;

d — диаметр трубопровода, *м*;

c — скорость теплоносителя, *м/сек*.

Из выражения (6-4) получаем:

$$d = \sqrt{\frac{4Dv}{\pi c}} = 1{,}13\sqrt{\frac{Dv}{c}} \ [м]. \qquad (6\text{-}5)$$

При расчете по формуле (6-5) величиной скорости необходимо задаваться.

Проектирующие организации («Теплоэлектропроект и др.) при расчете паропроводов принимают следующие скорости пара:

Насыщенного	От 30 до 40 *м/сек*
Перегретого	30 » 60 »

Для участков паропроводов, не находящихся в постоянной работе, и других менее ответственных паропроводов (например, продувочных) расчетные скорости пара могут быть повышены по сравнению с указанным на 10—15%, а в некоторых случаях и больше.

Диаметры питательных и других трубопроводов можно определять по формуле (6-5), принимая удельный объем для воды при соответствующей температуре в трубопроводе.

При расчете трубопроводов скорости воды можно принимать в пределах от 1 до 2 *м/сек*, причем во всасывающих линиях следует принимать меньшие скорости, а в напорных — бо́льшие. При расчете трубопроводов, работающих периодически и с небольшими расходами воды, скорость воды принимают равной 2 *м/сек*.

Диаметр, вычисленный по формуле (6-5), является расчетным. Пользуясь его значением, нужно подобрать условный диаметр (или условный проход), ближайший к расчетному, и по условному диаметру подобрать сортамент трубы.

Толщину стенки трубы проверяют на прочность в зависимости от рабочего давления и условного прохода, а также от величины допускаемого напряжения для данной марки стали при рабочей температуре.

После определения действительной величины внутреннего диаметра трубопровода необходимо установить величину общих потерь давления в нем.

Определение величины этих потерь при проектировании трубопроводов возможно только после того, как последние вычерчены в плане и разрезах станций, так как для подсчета гидравлических сопротивлений нужно знать длины всех участков, конфигурацию трубопровода и все местные потери.

Подсчет потерь давления производят по значению фактической скорости теплоносителя, полученной в результате расчета диаметра при самом неблагоприятном режиме работы трубопровода. Удельный объем теплоносителя принимают по средним параметрам в начале и конце рассчитываемого участка.

Если потери давления превышают нормы, то переделывают схему с целью уменьшения местных потерь. Если это оказывается невозможным, то увеличивают диаметр до следующего размера условного прохода.

Так, например, падение давления в главном паропроводе принимают обычно равным 10 *бар*.

Потери давления в трубопроводе складываются из потерь на трение в прямых его участках и потерь на местные сопротивления в запорных органах, коленах и т. д.

Сопротивление в прямых участках определяют по формуле

$$H_{тр} = 10^{-5} \frac{\lambda l c^2 \rho}{d_в \cdot 2} \ [бар], \qquad (6\text{-}6)$$

где l — длина прямого участка, *м*;
c — скорость теплоносителя при максимальном его расходе, *м/сек*;
$d_в$ — внутренний диаметр трубопровода, *м*;
ρ — плотность при средних для участка параметрах, *кг/м*^{3};
λ — безразмерный коэффициент трения прямого участка, зависящий от состояния внутренней поверхности трубопровода (шероховатости) и величины диаметра.

Потери давления от местных сопротивлений определяют по формуле

$$H_м = 10^{-5} \frac{\xi c^2 \rho}{2} \ [бар], \qquad (6\text{-}7)$$

где c — скорость теплоносителя, *м/сек*;
ρ — плотность теплоносителя, *кг/м*^{3};
ξ — безразмерный коэффициент местного сопротивления; принимается по справочным данным.

в) Термические деформации трубопроводов и их компенсация

Стали, применяемые для изготовления трубопроводов, обладают коэффициентами линейного расширения в пределах от $11{,}1 \cdot 10^{-6}$ до $14{,}8 \cdot 10^{-6}$. Для каждой марки стали коэффициент линейного расширения изменяется с изменением температуры. Так, например, коэффициент линейного расширения стали марки 20 при изменении температуры в пределах от 0 до 600° С изменяется от $11{,}1 \cdot 10^{-6}$ до $14{,}4 \cdot 10^{-6}$.

Принимая среднюю величину коэффициента линейного расширения равной $12 \cdot 10^{-6}$, можно получить удобную для ориентировочных расчетов величину термического удлинения трубопроводов при нагревании на 100° С, равную 1,2 *мм* на каждый метр длины.

Трубопроводы электростанции должны быть запроектированы и смонтированы так, чтобы они могли свободно расширяться при нагревании и укорачиваться при охлаждении. В противном случае в них могут возникнуть такие напряжения, которые вызовут разрыв трубопровода или нарушение плотности фланцевых соединений.

Деформации могут быть восприняты и скомпенсированы самим трубопроводом за счет его гибкой конфигурации (самокомпенсация) без смещения его элементов и без появления в них недопустимых напряжений. Для обеспечения гибкости трубопровода при выборе его трассы следует стремиться к тому, чтобы участок между двумя неподвижными опорами состоял из нескольких взаимно-перпендикулярных плеч.

На рис. 6-11 приведена пространственная схема главного паропровода блока мощностью 200 *Мвт*.

Компенсаторы термических деформаций бывают следующих видов:

гнутые (лирообразные или П-образные), изготовленные из труб того же диаметра и качества, что и сам трубопровод (рис. 6-12) и применяемые при высоких давлениях;

линзовые (рис. 6-13), изготовленные из штампованных деталей и пригодные для компенсации небольших деформаций;

сальниковые (рис. 6-14).

Компенсаторы устанавливают всегда посредине между двумя неподвижными опорами трубопровода.

Надежная работа компенсаторов всех видов зависит от рационального размещения опор и правильного выбора их конструкции.

Опоры для трубопроводов бывают неподвижными (рис. 6-15) и подвижными (рис. 6-16).

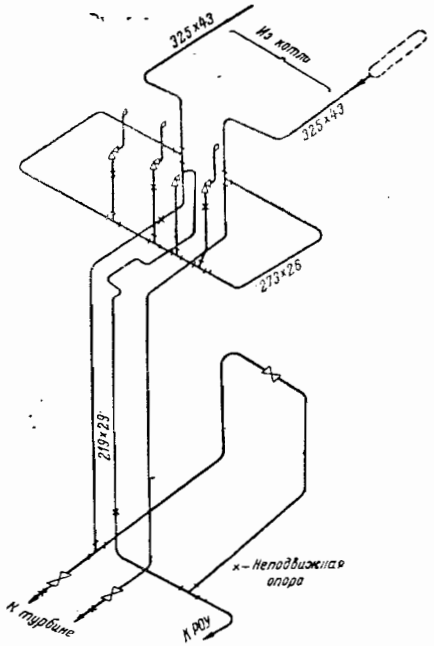


Рис. 6-11. Пространственная схема главного паропровода блока мощностью 200 *Мвт*.

При закреплении трубопровода на железобетонных или металлических колоннах здания опорами для него служат хомуты, охватывающие колонны здания.

Назначение подвижной опоры заключается в том, чтобы обеспечить возможность трубопроводу свободно перемещаться в тех направлениях, в которых происходит расширение.

При установке компенсаторов перемещения трубопровода должны сохранять прямолинейность. Для этой цели подвижные опоры трубопроводов, снабженных компенсаторами,

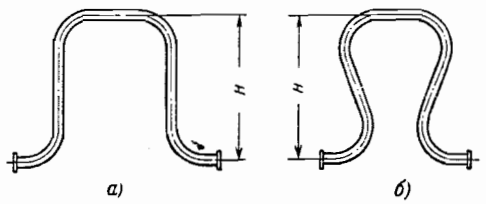


Рис. 6-12. Гладкие гнутые компенсаторы.
а — П-образный; *б* — лирообразный.

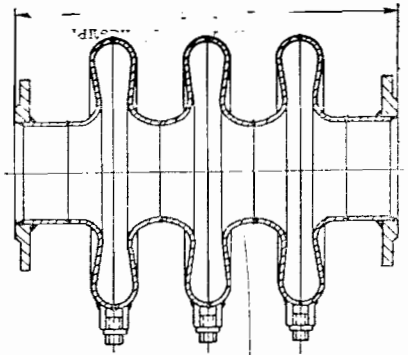


Рис. 6-13. Линзовый компенсатор.

конструируют так, чтобы движение труб было возможно только в одном направлении. К этому виду опор относятся скользящие опоры и опоры на катках (рис. 6-17).

Опоры устанавливают на расстоянии 5—8 *м* одну от другой.

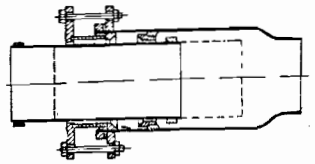


Рис. 6-14. Сальниковый одинарный компенсатор.

Самокомпенсирующиеся трубопроводы имеют более сложные деформации, и поэтому их крепление производят подвесками, которые обеспечивают перемещение подвешенной точки трубопровода в горизонтальной плоскости.

В тех случаях, когда самокомпенсирующийся трубопровод должен иметь и вертикальное перемещение, т. е. свободу движения в трех взаимно-перпендикулярных плоскостях, применяют пружинные подвески (рис. 6-18).

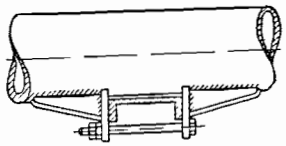


Рис. 6-15. Неподвижная опора.

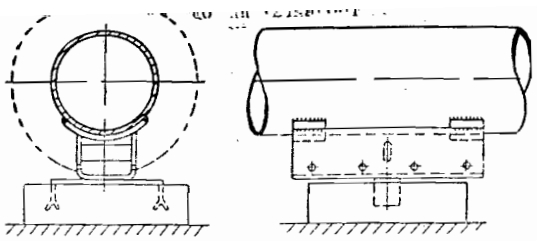


Рис. 6-16. Скользящая опора.

г) Тепловая изоляция трубопроводов

Горячие поверхности трубопроводов отдают в окружающую среду очень большие количества тепла, вследствие чего, с одной стороны, понижаются параметры теплоносителей, а, с другой — в помещениях, в которых проложены трубопроводы, создаются чрезвычайно тяжелые условия для обслуживающего персонала. Поэтому все трубопроводы, по которым протекает пар или горячая вода с температурой выше 50° С, а также их арматура и фланцевые соединения должны быть покрыты тепловой изоляцией. Согласно Правилам технической эксплуатации температура наружной поверхности изолированного паропровода не должна превышать 50° С при температуре окружающего воздуха 25° С.

Для изоляционных покрытий применяют различные материалы с коэффициентами теплопроводности от 0,08 до 0,18 *вт/м · град*.

При выборе материала изоляционного покрытия следует считаться с температурой стенок трубопровода, так как некоторые из материалов (например, пробка, торфяные плиты) обугливаются при высоких температурах.

Порошкообразные изоляционные материалы наносят в тестообразном состоянии на горячие поверхности или заранее формуют из них полуцилиндрические скорлупы разных

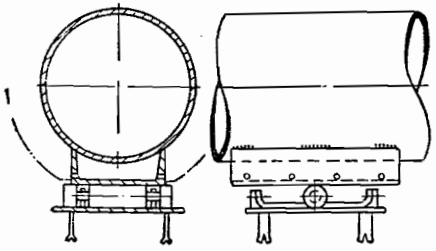


Рис. 6-17. Опора на катках.

ния накладывают на трубопроводы.

Толщину изоляционного слоя определяют расчетом или принимают по справочным данным.

Потери тепла изолированной поверхностью контролируют при помощи специальных приборов (тепломеров).

Поверхность изоляционного слоя для придания ей прочности оклеивают материей (миткалем, мешковиной) и окрашивают или покрывают листами алюминия либо оцинкованной стали. Согласно Правилам технической эксплуатации цвет окраски должен соответствовать назначению трубопровода, для того чтобы по его наружному виду можно было различить, какой теплоноситель в нем транспортируется. Направление движения теплоносителя должно быть указано стрелками. Все задвижки и другие запорные органы трубопроводов должны быть занумерованы согласно оперативной схеме станции.

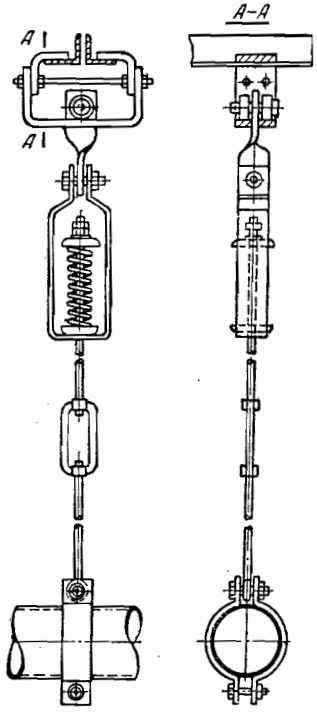


Рис 6-18. Пружинная подвеска.

Окраска трубопроводов и запорных органов делают схему наглядной и предохраняют от возможных ошибок обслуживающего персонала при переключениях.

6-6. РАСХОД ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА СОБСТВЕННЫЕ НУЖДЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

а) Общие сведения

Надежность работы основных агрегатов электростанции обеспечивается правильным выбором и бесперебойной работой вспомогательных механизмов.

При остановке вспомогательных механизмов, например вследствие потери напряжения на шинах, питающих электродвигатели этих механизмов, неизбежно останавливаются и все основные агрегаты станции. При остановке одного из двух дымососов котла паропроизводительность его сразу сокращается, а остановка единственного дымососа вызывает полное прекращение производства пара.

Для привода вспомогательных механизмов могут служить паровые или электрические двигатели. На современных электростанциях паровыми приводами снабжают резервные вспомогательные механизмы (часть питательных насосов — в случаях, указанных выше, пожарный насос и др.), включаемые в работу при потере напряжения на шинах собственных нужд. На самых мощных электростанциях с агрегатами мощностью 300 *Мвт* и выше применяют питательные насосы с паровым приводом в целях уменьшения расхода электроэнергии на собственные нужды и для повышения к. п. д. станции.

Во всех остальных случаях вспомогательные механизмы приводятся в движение электродвигателями переменного тока, а в отдельных случаях электродвигателями постоянного тока.

Расход электроэнергии на привод вспомогательных механизмов носит название расхода на собственные нужды станции.

При проектировании электростанции следует обеспечить надежность питания энергией потребителей собственных нужд. С этой целью электродвигатели всех вспомогательных механизмов должны получать питание от специальных распределительных устройств.

Эти распределительные устройства должны иметь, как правило, две системы шин (для возможности производства различных оперативных переключений без нарушения работы основных агрегатов станции) и должны быть разделены на несколько самостоятельных секций, к которым подключаются электродвигатели отдельных котлов и турбин.

мов одного и того же агрегата (например, дымососы, вентиляторы и пр.) присоединяют к различным секциям, чтобы на случай аварии на одной секции второй механизм оставался под напряжением.

Защита шин собственного расхода должна быть осуществлена так, чтобы при неисправности (например, при коротком замыкании) одного электродвигателя остальные механизмы соответствующей секции остались в работе.

Для повышения надежности питания отдельные механизмы снабжают электродвигателями постоянного тока, питающимися от аккумуляторных батарей. К таким агрегатам относятся, например, масляные электронасосы турбин.

Некоторые механизмы, число оборотов которых приходится регулировать в широких пределах, также приводятся в движение электродвигателями постоянного тока. К таким механизмам относятся, например, ленточные питатели сырого угля для котлов с шахтно-мельничными топками и питатели пыли при схемах пылеприготовления с промежуточными бункерами.

Суммарный расход электроэнергии на привод вспомогательных механизмов колеблется в весьма широких пределах в зависимости от типа электростанции, типа оборудования, рода топлива и способа его сжигания.

Наименьшим расходом характеризуются электростанции с двигателями внутреннего сгорания (3—3,5%), а наибольший расход относится к станциям с пылевидным сжиганием твердых тощих сортов топлива (до 7—8%).

В целях нормирования расхода электроэнергии на собственные нужды, а также для возможности повседневного контроля расхода энергии отдельными наиболее крупными вспомогательными механизмами все потребители собственных нужд разделяются на следующие семь групп:

1) топливоподача (норма: *квт · ч/т* топлива);

2) топливоприготовление (норма: в *квт · ч/т* пыли);

3) тяга и дутье (норма: в *квт · ч/т* пара);

4) питательные насосы (норма: в *квт · ч/т* питательной воды);

5) циркуляционные, конденсатные и некоторые другие насосы (норма: в % к общей выработке);

6) теплофикационные насосы (норма: в *квт · ч/Г кал*);

7) прочие потребители (норма: в % к общей выработке).

Для ориентировочной оценки относительного значения главных потребителей в общем расходе электроэнергии на собственные нужды в табл. 6-2 приведены средние удельные расходы электроэнергии в зависимости от рода топлива и способа его сжигания.

Таблица 6-2

Наименование потребителей	Удельный расход электроэнергии
Пылеприготовление при размоле в барабанных мельницах, *квт·ч/т* топлива:	
а) антрацитового штыба при $R_{90}=8\%$	32—40
б) каменных углей	25—35
в) бурых углей	14—18
Пылеприготовление при размоле в шахтных мельницах бурых углей, *квт·ч/т* топлива	6—10
На тягу и дутье, *квт·ч/т* пара:	
а) при сжигании сухих углей (АШ)	3—5,5
б) то же влажных углей (бурых)	4—6
На привод питательных насосов, *квт·ч/т* воды:	
а) при параметрах пара 98 *бар* и 500° С	5—6
б) то же 127,5 *бар* и 565°С	7—8
в) при сверхвысоких параметрах пара	12—14
Циркуляционные и конденсатные насосы, % выработки энергии	2—3

В табл. 6-2 приведены расходы для самых крупных потребителей. Суммарный расход по этим потребителям составляет около 85% общего расхода электроэнергии на собственные нужды.

б) Расход электроэнергии на топливоподачу и топливоприготовление

В цехе топливоподачи электроэнергия расходуется на привод электродвигателей транспортеров, дробилок и грохотов.

Норма расхода электроэнергии на привод этих механизмов устанавливается в киловатт-часах на тонну топлива, подаваемого в бункера котлов.

По средним эксплуатационным данным этот расход обычно лежит в пределах 1,2—1,5 *квт·ч/т*.

При слоевом сжигании топлива на цепных механических решетках электроэнергия расходуется только на привод решеток. Этот расход относительно мал.

При камерном сжигании топлива расход на пылеприготовление является одной из самых больших составляющих собственного расхода и достигает 27% общего расхода электроэнергии на собственные нужды, или 2,52% общей выработки электроэнергии.

Наибольший удельный расход получается при использовании барабанных шаровых мельниц. Величина его зависит от следующих факторов:

1) производительности мельницы; при понижении производительности удельный расход энергии возрастает очень быстро;

2) размера шаров, заполняющих мельницу;

3) тонины помола: чем тоньше помол, тем больше удельный расход электроэнергии; оптимальная тонина помола в большой степени зависит от вида топлива;

4) полноты загрузки мельниц шарами; для мельницы каждого типа существует определенная нормальная загрузка шарами, при которой производительность получается наибольшей;

5) размолоспособности топлива;

6) степени предварительного дробления топлива;

7) влажности топлива.

Большое влияние на производительность мельницы, а следовательно, и на удельный расход электроэнергии оказывает режим ее работы. Поэтому следует на основании результатов испытаний пылеугольной системы определить наивыгоднейший режим вентиляции мельницы, оптимальную температуру газовоздушной смеси и другие условия и строго придерживаться их во время работы.

Значительное снижение удельного расхода электроэнергии на размол достигается при использовании шахтно-мельничных топок вместо барабанных шаровых мельниц. Удельный расход энергии для привода шахтных мельниц составляет от 6 до 10 *квт·ч/т* топлива. Поэтому при выборе способа сжигания топлива следует предпочесть шахтные мельницы, если вид топлива допускает их применение.

В связи с большой затратой мощности на холостой ход удельный расход электроэнергии на помол зависит от нагрузки мельницы так, что при увеличении нагрузки удельный расход снижается.

Производительность шахтной мельницы и удельный расход электроэнергии на ее привод зависят от тонины помола топлива. Так, например, при увеличении тонины помола от $R_{90}=60\%$ до $R_{90}=40\%$ удельный расход удваивается.

в) Расход электроэнергии на тягу и дутье

Расход электроэнергии на тягу и дутье нормируется удельным расходом на 1 *т* выработанного пара.

Расчетная мощность электродвигателя для вентилятора или дымососа определяют по формуле

$$N=10^{-3}\frac{\beta QH}{\eta}\ [квт], \qquad (6\text{-}8)$$

где β — коэффициент запаса, принимаемый от 1,05 до 1,1;

Q — объемный расход газа, проходящего через дымосос, $м^3/сек$;

H — полный напор, создаваемый вентилятором или дымососом, $н/м^2$;

η — к. п. д. вентилятора или дымососа (к. п. д. дымососов лучших типов достигают 85%).

Количество газа, выбрасываемого дымососом в дымовую трубу, зависит не только от вида и количества сжигаемого топлива и режима топки, но также от степени плотности газового тракта. Во избежание потерь энергии необходимо повседневно следить за плотностью газового тракта. При изменении нагрузки котла следует соответственно изменять количество газа, проходящего через дымосос, при помощи регулирующих механизмов. Способ регулирования производительности дымососа значительно влияет на расход электроэнергии, особенно при малых нагрузках.

Наиболее простым и самым неэкономичным является способ регулирования при помощи шибера. Как видно из графиков, приведенных на рис. 6-19, кривая потребляемой энергии очень мало снижается при уменьшении производительности. Так, например, при 50%-ной производительности потребляемая энергия составляет 87%.

Хорошие результаты дает применение многосворчатых направляющих аппаратов языкового типа, [illegible]ов с поворотными лопатками. Действие этих аппаратов заключается в том, что поток всасываемого газа получает направление, уменьшающее образование вихрей во всасывающих карманах и улитке дымососа. При 50%-ной производительности дымососа потребляемая энергия (кривая 2 на рис. 6-19) составляет 57%.

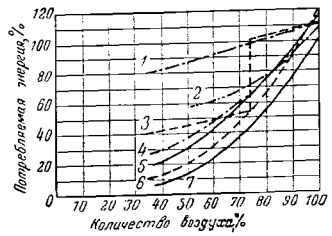


Рис. 6-19. Результаты различных методов регулирования производительности вентиляторов и дымососов.

1 — регулирование шибером; *2* — регулирование направляющим аппаратом; *3* — регулирование двухскоростными электродвигателями; *4* — регулирование путем изменения числа оборотов электродвигателя; *5* — регулирование гидромуфтой; *6* — регулирование коллекторным электродвигателем постоянного тока; *7* — идеальный расход электроэнергии.

Более дорогим является регулирование при помощи двухскоростных электродвигателей или двух электродвигателей с разным числом оборотов, устанавливаемых на обоих концах вала дымососа. Этот способ вследствие высокой стоимости применяется редко.

Наиболее совершенным является способ регулирования производительности дымососа при помощи гидравлической муфты, соединяющей вал электродвигателя с валом дымососа. При наличии гидравлической муфты потребляемая энергия при 50%-ной нагрузке равна всего 30% (кривая *5* на рис. 6-19).

Напор, создаваемый дымососом, зависит от сопротивления газового тракта котельного агрегата.

При проектировании газового тракта следует учитывать все сопротивления и, выбирая сечение газоходов и их форму, стремиться к получению минимальных сопротивлений. Это достигается выбором возможно большего сечения газоходов для получения малых скоростей и устранением излишних местных сопротивлений.

Большую долю (20—30%) в общем сопротивлении газового тракта котельного агрегата составляет сопротивление золоулавливающего аппарата. Об этом следует всегда помнить при выборе типа золоуловителя.

Величина удельного расхода электроэнергии на тягу и дутье согласно статистике электростанций колеблется в пределах от 3,5 до 6 *квт·ч/т* пара, что составляет от 1,5 до 2,4% общей выработки электроэнергии.

г) Расход электроэнергии на питательные насосы

Мощность, потребляемая питательными насосами, может быть определена по формуле

$$N=\frac{10^2QH}{\eta}\ [квт], \qquad (6\text{-}9)$$

где Q — производительность насоса, $м^3/сек$;

H — полный напор насоса, *бар*;

η — к. п. д. насоса, который у современных мощных насосов составляет 75—80% (к. п. д. небольших насосов равен в среднем 60%).

Как видно из формулы (6-9), мощность находится в прямой зависимости от величины напора, создаваемого насосом. Поэтому с повышением начальных параметров пара увеличивается и расход электроэнергии, как это видно из данных табл. 6-2.

Удельный расход электроэнергии зависит также от режима работы насосов и вида регулирования. В настоящее время регулирование осуществляется с помощью гидромуфт, позволяющих плавно менять число оборотов насоса.

д) Расходы электроэнергии на циркуляционные и другие насосы

Электроэнергия, затрачиваемая на привод циркуляционных, конденсатных и других насосов (помимо питательных, сетевых насосов и насосов сетевых подогревателей), составляет одну из крупных статей расхода на собственные нужды станции.

Расход на привод циркуляционных и других насосов нормируется в процентах общей выработки электроэнергии.

Расчетную мощность приводных двигателей насосов можно определить по формуле (6-10). Коэффициент полезного действия циркуляционных насосов в среднем можно принять равным 0,7—0,8.

Количество прокачиваемой циркуляционной воды зависит от кратности охлаждения и количества пара, поступающего в конденсатор. Кратность же охлаждения находится в прямой зависимости от разности температур воды до и после конденсатора. Поэтому при низких температурах охлаждающей воды до конденсатора в холодное время года расход ее можно в значительной степени уменьшить, не ухудшая вакуума в конденсаторе.

Регулирование количества воды, подаваемой циркуляционными насосами, можно производить различными способами.

Наиболее эффективный способ регулирования потребляемой мощности заключается в изменении числа работающих насосов при расположении насосов в центральной насосной и работе их на общий распределительный коллектор.

При установке пропеллерных насосов в качестве циркуляционных регулирование легко осуществляется применением поворотных лопаток рабочего колеса. Этот способ отличается тем, что к. п. д. насоса остается почти без изменения в широком диапазоне изменений производительности.

Снижение расхода электроэнергии за счет уменьшения напора, при котором работают циркуляционные насосы, достигается разными способами.

При выборе площадки для сооружения станции и расположения основных цехов по отношению к источнику водоснабжения необходимо стремиться к тому, чтобы разность отметок оси конденсатора и зеркала воды в пруде или реке была минимальной. При значительной разности этих отметок иногда приходится отказываться от простейшей схемы водоснабжения — прямоточной — и применять более сложную схему циркуляционного водоснабжения.

Значительное снижение расхода электроэнергии достигается при использовании сифона для отвода воды из конденсатора, что может быть реализовано при прямоточном или циркуляционном прудовом водоснабжении.

Напор, требуемый от насоса, в большой степени зависит от суммы гидравлических сопротивлений циркуляционных трубопроводов, т. е. от их диаметра и длины.

Среди потребителей электроэнергии, относящихся к этой группе собственного расхода, циркуляционные насосы представляют собой самого крупного потребителя, поглощающего до 85—90% всего расхода по этой группе.

е) Расход электроэнергии на теплофикационные насосы

Электроэнергия для привода теплофикационных насосов затрачивается только на ТЭЦ, снабжающих потребителей горячей водой. В эту группу расходов включаются расходы электроэнергии на привод сетевых насосов и конденсатных насосов сетевых подогревателей, а также подпиточных насосов.

Нормой для этой группы расходов служит удельный расход электроэнергии на 1 *Гдж* отпущенного тепла. Удельная величина этого расхода в большой степени зависит от режима работы тепловых сетей и способа регулирования количества отпускаемого тепла.

Расход электроэнергии на прочие потребности электростанций включает все мелкие ненормируемые расходы. Сюда относятся расходы на освещение и вентиляцию производственных помещений, на привод электродвигателей вентиляторов, предназначенных для обдувки трансформаторов повысительной подстанции, на привод электродвигателей масляного хозяйства, на зарядку аккумуляторных батарей и др.

На электростанциях СССР расход электроэнергии на собственные нужды составляет от 5 до 12% общей выработки (в среднем — около 6,5%).

Снижение на всех электростанциях СССР расхода электроэнергии на собственные нужды в среднем хотя бы на 0,1% позволило бы сэкономить ежегодно сотни тысяч тонн топлива.

Необходимо помнить, что для покрытия расходов электроэнергии на собственные нужды требуется соответствующая доля установленной мощности станции. Другими словами, из каждых 15 *квт* мощности сооружаемых станций более 1 *квт* должно быть создано только для обеспечения собственного расхода.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

7-1. СИСТЕМЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

По виду теплоносителя тепловые сети делятся на водяные и паровые.

Системы водяных сетей по количеству линий делятся на однотрубные, двухтрубные, трехтрубные и многотрубные.

Однотрубные системы могут применяться в тех случаях, когда горячая вода, подаваемая от ТЭЦ потребителям, обратно на станцию не возвращается. У потребителей вода сначала направляется в систему отопления зданий, а затем используется для горячего водоснабжения.

Целесообразность применения однотрубных систем возникает при больших расстояниях потребителей от ТЭЦ. В этом случае стоимость прокладки второй нитки сети и затрата электроэнергии на сетевые насосы для преодоления гидравлических сопротивлений обратной магистрали в сумме оказываются больше стоимости суммы потерь тепла, связанных с невозвращением воды.

Однотрубные системы, например, проектируются для обеспечения теплом от проектируемых загородных ТЭЦ крупных населенных пунктов на расстоянии 20—25 *км* и больше.

Самой распространенной системой для теплоснабжения в настоящее время является двухтрубная система, при которой по одной трубе, называемой подающей, горячая вода идет к потребителям, а по второй, называемой обратной, охлажденная вода возвращается на ТЭЦ.

Трехтрубная система применяется в тех случаях, когда потребители требуют горячей воды разной температуры. Например, в промышленных районах может быть необходима для технологических целей вода высокой температуры (150—180° С), а для отопления и вентиляции — вода более низкой температуры. Тогда применяют трехтрубную систему с двумя подающими трубами и одной обратной. Однако эти системы применяются очень редко. Поэтому в дальнейшем изложении будет рассматриваться в основном только двухтрубная система как наиболее распространенная.

В зависимости от использования потребителем сетевой воды водяная система может быть открытой или закрытой. В открытой системе горячая сетевая вода разбирается потребителями для горячего водоснабжения. Если сетевая вода в такой системе разбирается потребителями полностью, то, очевидно, может быть применена однотрубная система. Однако практически круглосуточный разбор всей сетевой воды для горячего водоснабжения невозможен, так как в ночное время расход воды для этой цели резко сокращается.

В закрытых системах сетевая вода после отдачи ею части тепла потребителям возвращается на ТЭЦ почти полностью, за вычетом только небольшого количества ее, теряемого вследствие утечек.

Системы паровых сетей применяют двух видов: без возврата конденсата и с возвратом его. В системах без возврата конденсата применяют однотрубную систему, а в системах с возвратом конденсата — двухтрубную систему, но с трубами разных диаметров: паровую подающую линию делают большого диаметра, а обратную линию с конденсатом — малого диаметра.

7-2. СХЕМЫ ПРИСОЕДИНЕНИЯ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ К ТЕПЛОВЫМ СЕТЯМ

а) Общие соображения

Присоединение потребителей тепла к водяной сети может быть выполнено непосредственно или через поверхностный водоводяной подогреватель.

При непосредственном присоединении потребителя к сети давление воды в системах отопления находится в полной зависимости от давления в сети, т. е. от ее гидравлического режима. Температура воды у потребителя также будет полностью зависеть от температуры воды в сети. Такое присоединение, назы-

является простейшей схемой и связано с большими недостатками, так как ставит потребителя в полную зависимость от гидравлического и температурного режимов сети.

Однако, потребители предъявляют различные требования как в отношении давления, от которого зависит количество получаемого ими тепла, так и в отношении температуры. Поэтому присоединение потребителей к сети должно обладать возможностью приведения параметров сети в соответствие с требованиями каждого потребителя.

Общие требования, которым должны удовлетворять схемы присоединения, сводятся к следующему:

1) температура воды в местной системе отопления, т. е. у потребителя, не должна по санитарно-гигиеническим соображениям превышать 95° С;

2) давление в приборах отопления не должно превышать допустимого; обычно этим пределом является давление 5 *бар*;

3) давление в местных системах не должно быть ниже статического давления системы, чтобы не допустить опорожнения системы потребителя;

4) давление в подающей и обратной магистралях должно обеспечить необходимый расход воды в местной системе, зависящий от разности давлений в подающей и обратной магистралях.

Удовлетворение этих требований может быть достигнуто применением различных схем присоединения.

Для регулирования температуры сетевой воды у потребителя применяют водоструйные элеваторы или насосы, которые дают возможность подмешивать обратную воду к горячей воде для понижения ее температуры.

Для изменения давления воды в местных системах устанавливают насосы на подающей или обратной трубе.

Место присоединения потребителей к сети, где сосредоточена установка всего оборудования и приборов, называется абонентским вводом. У каждого потребителя должен быть только один ввод. Только для самых крупных потребителей допускаются два ввода.

Потребителей обычно присоединяют к ответвлениям тепловых сетей от магистралей. Присоединение потребителей непосредственно к магистралям нежелательно.

Как главные магистрали, так и ответвления тепловых сетей обычно проектируют радиальными или тупиковыми. Кольцевые сети применяют только для потребителей, отключение которых совершенно недопустимо.

б) Закрытые системы

На рис. 7-1 показаны различные способы присоединения потребителей к двухтрубной тепловой сети.

Особенности каждого из этих способов заключаются в следующем.

На рис. 7-1,*а* показана простейшая схема зависимого присоединения, при которой давление сети полностью передается на приборы отопления потребителя. Поэтому давление воды в сети не должно превосходить 5 *бар*, так как это давление является предельно допустимым для чугунных радиаторов.

Температура воды у потребителя при этой схеме также полностью зависит от температуры ее в сети. Повышение температуры отопительных приборов выше 95° С считается недопустимым по санитарно-гигиеническим соображениям (пригорание пыли на радиаторах и вследствие этого специфический запах в отапливаемых помещениях). Поэтому температура воды в подающей трубе сети не должна превышать этой величины, что при заданном количестве тепла, требуемого потребителем, влечет за собой увеличение расхода сетевой воды и увеличение расхода электроэнергии на ее подачу.

На рис. 7-1,*б* показана схема присоединения с подмешиванием обратной воды при помощи элеватора.

Эта схема является наиболее распространенной.

Элеватор представляет собой водоструйный насос, принцип действия которого аналогичен струйному компрессору, описанному выше.

В этой схеме рабочей жидкостью элеватора служит горячая вода подающей линии;

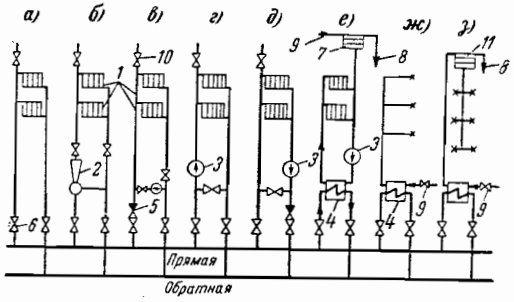


Рис. 7-1. Схема присоединения абонентов к тепловой сети.

1 — приборы отопления; *2* — элеватор; *3* — насос; *4* — поверхностный подогреватель; *5* — обратный клапан; *6* — задвижка; *7* — расширительный бак; *8* — переливная труба; *9* — вода из водопровода; *10* — воздушный кран; *11* — бак-аккумулятор.

подсасывая из обратной линии охлажденную воду и смешиваясь с ней, она с пониженной температурой поступает в приборы отопления. Изменяя количество подсасываемой обратной воды, можно регулировать температуру воды в приборах отопления.

Для работы элеватора разность давлений в подающей и обратной линиях должна быть не менее 0,8—1 *бар*.

Если разность давлений меньше, то применяется схема с подмешиванием при помощи центробежного насоса (рис. 7-1,*в*). Применение насоса требует затраты электроэнергии и обслуживания, что является недостатком этой схемы по сравнению со схемой элеваторного подмешивания.

В случае, если давление в подающей трубе меньше статического и вследствие этого возможно опорожнение системы, применяют схему с насосом на подающей линии, показанную на рис. 7-1. Центробежный насос служит также и для подмешивания обратной воды. Количество подмешиваемой обратной воды, а следовательно, и температура воды в приборах отопления могут регулироваться бо́льшим или меньшим открытием вентилей на подающей линии и перемычке.

В некоторых случаях у потребителя, присоединенного в конце системы, может оказаться, что давление в подающей линии меньше, чем в обратной. Такой потребитель будет испытывать недостаток тепла, так как через приборы отопления будет циркулировать обратная вода, т. е. произойдет опрокидывание циркуляции. Для обеспечения нормальной циркуляции в такой местной системе устанавливают центробежный насос на обратной линии так, как это показано на рис. 7-1,*д*. И в этой схеме насос будет служить для частичного подмешивания, величина которого по мере надобности может изменяться открытием вентиля на перемычке.

Все три схемы (рис. 7-1,*в*, *г* и *д*) являются схемами вынужденными, так как их вынужденно применяют при указанных выше расстройствах гидравлического режима сети. Все они связаны с дополнительными расходами при эксплуатации (расход электроэнергии, обслуживание насосов, затраты на приобретение и ремонт насосов).

Все рассмотренные схемы (рис. 7-1,*а*, *б*, *в*, *г* и *д*) представляют собой схемы отопления с непосредственным или зависимым присоединением к тепловой сети.

Схема, показанная на рис. 7-1,*е*, является схемой независимого присоединения через водоводяной поверхностный подогреватель, в котором сетевая вода подогревает воду, циркулирующую в местной системе отопления. Циркуляция в местной системе совершается при помощи центробежного насоса.

Такой способ присоединения применяется в тех случаях, когда давление тепловой сети в точке присоединения данного потребителя слишком велико для непосредственного присоединения. Давление в местной системе определяется статическим напором расширительного бака, устанавливаемого на самой высокой отметке данного здания. Через этот бак производится восполнение потерь воды в системе абонента непосредственно из водопровода. Для поддержания определенного уровня бак должен быть снабжен поплавковым регулятором уровня и переливной трубой на случай аварийного переполнения водой.

Регулирование температуры воды в местной системе может производиться в самых широких пределах изменением количества сетевой воды, пропускаемой через подогреватель.

Недостатками этой схемы являются: повышенная стоимость такого ввода, увеличение расхода электроэнергии и эксплуатационных расходов, а также повышенная коррозия местной системы вследствие питания ее неумягченной и недеаэрированной водой из водопровода.

Все рассмотренные схемы являются схемами закрытых систем. Присоединение систем горячего водоснабжения к закрытым системам показано на рис. 7-1,*ж* и *з*.

Схема, приведенная на рис. 7-1,*ж*, представляет собой простейшую схему горячего водоснабжения при закрытой системе. Присоединение — независимое, так как сетевая вода проходит поверхностный подогреватель *4*, не смешиваясь с водопроводной водой, которая нагревается и поступает в распределительную сеть. Для поддержания постоянной температуры подогретой воды необходимо применение терморегулятора, который действует на количество сетевой воды, проходящей через теплообменник.

Схема, показанная на рис. 7-1,*з*, представляет собой также независимое присоединение по закрытой системе. Схема отличается от предыдущей наличием бака-аккумулятора *12*, устанавливаемого на самой верхней отметке здания. Такая схема применяется для подсоединения потребителей, расходующих большое количество горячей воды (бани, прачечные и пр.).

При закрытых системах:

1) качество воды для горячего водоснабжения ничем не отличается от качества питьевой водопроводной воды, что облегчает санитарный контроль;

2) проверка гер. ни... ... з... ...ых систем производится очень просто по величине подпитки.

Эти два обстоятельства составляют преимущества указанных систем.

в) Открытые системы

Примером присоединения абонентов к открытой системе могут служить схемы, приведенные на рис. 7-2.

Схема, показанная на рис. 7-2,*а*, представляет собой простейшее и наиболее распространенное присоединение горячего водоснабжения. К водоразборным кранам вода поступает через смесительный тройник из подающей и обратной труб. Для регулирования температуры после смешения на горячей воде устанавливается терморегулятор *Тр*.

Обратный клапан *ОК* устанавливается для того, чтобы не допустить рециркуляции воды через ввод.

При отсутствии терморегулятора и температуре горячей воды не выше 90° С присоединение осуществляется только к подающей трубе, а при температуре больше 90° С — только к обратной.

Схема, приведенная на рис. 7-2,*б*, отличается от первой схемы тем, что поддержание требуемой температуры воды производится подмешиванием водопроводной воды.

Схема, показанная на рис. 7-2,*в*, является примером последовательного присоединения отопительной системы и системы горячего водоснабжения.

Элеватор *ЭЛ* в данной схеме служит для регулирования температуры воды в отопительных приборах при помощи подмешивания обратной воды, как и в рассмотренных выше схемах закрытых сетей. Обратная вода из системы отопления поступает в водоразборные краны. Для регулирования температуры воды для горячего водоснабжения предусмотрена подача в смеситель *СМ* горячей воды через вентиль *1*. Обратный клапан *ОК* препятствует движению воды из смесителя в трубу обратной воды.

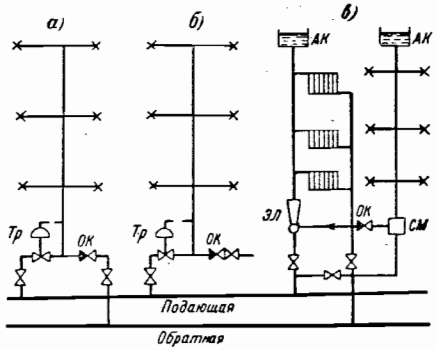


Рис. 7-2. Принципиальная схема присоединения абонентов к открытой системе тепловой сети.

Одним из преимуществ открытых систем является возможность использования для подпитки низкотемпературного отработавшего тепла электростанций, например, воды из циркуляционного трубопровода после конденсатора с температурой около 25—20° С.

В закрытых системах использование этой воды не дает заметного эффекта, так как количество подпитки обычно не превышает 0,5—1% расхода сетевой воды.

Простота абонентских вводов при открытых системах также является их преимуществом по сравнению с закрытыми.

К недостаткам открытых систем следует отнести:

увеличение производительности и удорожание водоподготовительной установки;

усложнение контроля за утечками;

усложнение санитарного контроля качества воды для горячего водоснабжения.

г) Паровые системы

Однотрубная паровая система служит для снабжения потребителей паром одних параметров. Эта наиболее распространенная система применяется с возвратом конденсата от потребителя и без возврата.

На рис. 7-3 показаны примеры схем присоединения потребителей к паровой системе, работающей с возвратом конденсата.

Схема, представленная на рис. 7-3,*а*, представляет собой схему зависимого присоединения, применяемую в тех случаях, когда параметры пара могут быть допущены непосредственно в приборы отопления *5*.

Особенностью присоединения приборов отопления является установка после них конденсатоотводчиков *1*, назначение которых заключается в том, чтобы не допускать пропуска пара в сборник конденсата *3* и пропускать туда только конденсат. Принцип действия этих поплавковых аппаратов ничем не отличается от принципа действия конденсатоотводчиков, применяемых в тепловых схемах паротурбинных электростанций. Регулирование отпуска тепла производится при помощи вентиля *6* на вводе, который может управляться автоматически.

В тех случаях, когда пар не может быть допущен в приборы отопления по санитарно-

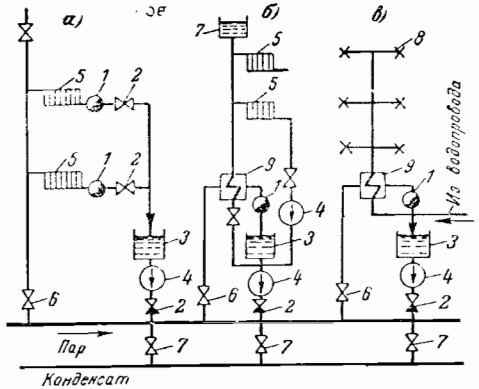


Рис. 7-3. Принципиальная схема присоединения абонентов к двухтрубной паровой сети.

гигиеническим и другим каким-либо причинам, применяют схемы независимого присоединения отопления (рис. 7-3,*б*) и горячего водоснабжения.

По схеме рис. 7-3,*б* пар из магистрали подается через регулирующий вентиль *6* в поверхностный пароводяной подогреватель *9*, в трубках которого циркулирует при помощи насоса *4* вода, направляемая в приборы отопления *5*. Конденсат пара через конденсатоотводчик *1* попадает в бак для сбора конденсата *3*, из которого насосом *4* через обратный клапан *2* возвращается на ТЭЦ. Восполнение потерь воды в системе потребителя производится через дыхательный бак *7*, который должен быть снабжен поплавковым клапаном и переливной трубой.

По схеме рис. 7-3,*в* монтируют системы для горячего водоснабжения. В пароводяном подогревателе *9* водопроводная вода подогревается и направляется в водоразборные краны потребителя *8*.

При невысоких давлениях пара и постоянном его расходе вместо поплавковых конденсатоотводчиков можно применять подпорные шайбы с малыми отверстиями, пропускающими только конденсат и недостаточными для пропуска пара.

При самых малых давлениях пара (не выше 1,17—1,45 *бар*) для той же цели можно применять гидравлические затворы, аналогичные применяемым в схемах регенерации турбин.

Для сбора конденсата применяют закрытые или открытые конденсатосборники *3*, показанные на рис. 7-3. Закрытые сборники луч-

ше предохраняют конденсат от насыщения его кислородом воздуха. Следует помнить, что чем ближе температура конденсата к температуре насыщения, тем меньше в ней растворяется кислорода. Поэтому не следует допускать охлаждения конденсата в сборниках.

Иногда для защиты конденсата от кислорода в открытых баках применяют фильтры из стальных стружек. Однако следует иметь в виду, что такие фильтры загрязняют конденсат окислами железа.

В однотрубных паровых системах труба для отвода конденсата на ТЭЦ отсутствует. Поэтому конденсат пара применяется для горячего водоснабжения, для чего его собирают в конденсатосборнике так же, как и в двухтрубных системах, и оттуда направляют для горячего водоснабжения.

7-3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

а) Расчет падений давления

Гидравлический расчет теплопроводов при проектировании сетей служит для определения диаметра труб и гидравлических потерь в них при выбранном диаметре по заданному расходу теплоносителя, а также для выбора сетевых насосов. При помощи гидравлического расчета при известном диаметре труб определяют пропускную способность сетей.

По результатам гидравлического расчета строят так называемый пьезометрический график сетей, пользуясь которым можно определить действующий напор в любой точке теплопроводов и производить регулирование сети для заданного распределения отпускаемого со станции тепла между всеми потребителями сети.

Исходными данными для гидравлического расчета служат:

расчетные расходы теплоносителя или данные о расчетном количестве тепла по отдельным потребителям;

схема тепловой сети с нанесением всех элементов арматуры, компенсаторов и фасонных частей и указанием длин всех участков сети;

геодезические отметки или высоты отдельных потребителей.

Расчетным расходом теплоносителя называется максимальный его расход при расчетной наружной температуре, по которому определяют диаметр труб и потери давления.

В расчетный расход включают все виды потребления, т. е. отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение.

$d_в$, м	0,025	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80	1,00
λ	0,035	0,030	0,025	0,021	0,019	0,018	0,017	0,016	0,015	0,014

Расчетный расход определяют для каждого потребителя по формуле

$$G = 10^3 \frac{Q_м}{\bar{t}_п - \bar{t}_о} \quad [кг/сек], \qquad (7\text{-}1)$$

где $Q_м$ — максимальная потребность тепла абонентом при расчетной наружной температуре, *Мвт*;

$\bar{t}_п$ и $\bar{t}_о$ — энтальпия прямой и обратной воды на вводе абонента, *кдж/кг*.

После определения расчетного расхода для каждого абонента определяют расходы для каждого участка сети суммированием расходов соответствующих абонентов и заносят их на схему сети и в расчетную сводную таблицу.

Потери давления в трубопроводах тепловых сетей определяют по тем же основным формулам гидравлики, которые применяются для расчета станционных трубопроводов.

Потери давления на трение на 1 *м* длины трубы определяют по формуле

$$h = \frac{\lambda c^2 \rho}{2d_в} \quad [н/м^2]. \qquad (7\text{-}2)$$

Если в эту формулу подставить значение скорости, найденное по расходу теплоносителя, т. е.

$$c = \frac{G}{\pi/4 d_в^2 \rho} \quad [м/сек], \qquad (7\text{-}3)$$

то получим формулу, связывающую удельную потерю давления с расходом:

$$h = 0{,}815\lambda \frac{G^2}{d_в^5 \rho} \quad [н/м^2], \qquad (7\text{-}4)$$

где G — расход, *кг/сек*;

h — потеря давления на 1 *м* длины трубы, *н/м²*;

$d_в$ — диаметр внутренней трубы, *м*;

ρ — плотность, *кг/м³*;

λ — коэффициент трения, который для стальных труб может быть вычислен в зависимости от диаметра трубы по формуле

$$\lambda = \frac{0{,}014}{\sqrt[4]{d}}. \qquad (7\text{-}5)$$

Величины λ, вычисленные по этой формуле для разных значений диаметра, приведены в табл. 7-1.

Приведенные в табл. (7-1) значения λ для чистых новых труб могут быть на 10—20% меньше, а для старых труб, подвергшихся коррозии, наоборот, в 2 раза больше.

При различных случаях расчета тепловых сетей применяют формулы, полученные в результате несложных преобразований из приведенных выше формул.

Из выражения (7-4) имеем:

$$h\rho = 0{,}815\lambda \frac{G^2}{d^5}, \qquad (7\text{-}5)$$

откуда

$$d = 0{,}645\lambda^{0,2} \frac{G^{0,4}}{(h\rho)^{0,2}}. \qquad (7\text{-}6)$$

Для расхода теплоносителя получаем выражение

$$G = 1{,}06 \frac{d^{2,5}}{\lambda^{0,5}} (h\rho)^{0,5} \quad [кг/сек]. \qquad (7\text{-}7)$$

Выражение для тепловой мощности потока теплоносителя (воды или пара) через трубопровод получается путем умножения расхода теплоносителя на его тепловой перепад (*кдж/кг*):

$$Q = 1{,}06 \frac{d_в^{2,5}}{\lambda^{0,5}} (h_{тр}\rho)^{0,5} \Delta i \quad [квт]. \qquad (7\text{-}8)$$

По формулам (7-7) и (7-8) могут быть подсчитаны пропускные способности трубопроводов по теплоносителю и теплу, если задаться величиной падения давления на 1 *м*.

Местные потери давления могут быть определены по формуле

$$H_м = \Sigma\xi \frac{c^2}{2} \rho \quad [н/м^2], \qquad (7\text{-}9)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления, безразмерная величина которого зависит от вида арматуры и фасонных частей.

Подставляя значение c из выражения (7-3), имеем:

$$H_м = 0{,}815\Sigma\xi \frac{G^2}{d_в^4 \rho}. \qquad (7\text{-}10)$$

Местные сопротивления можно учесть также при помощи эквивалентной длины. Эквивалентной длиной называется длина прямолинейного участка трубопровода того же диаметра, сопротивление которого равно сопротивлению данного местного сопротивления. Величину ее находят из уравнения

$$\xi \frac{c^2\rho}{2} = \lambda \frac{c^2 \rho l_{экв}}{d_в}, \qquad (7\text{-}11)$$

откуда

$$l_{экв} = \frac{\xi d_в}{\lambda} \quad [м]. \qquad (7\text{-}12)$$

Суммарную потерю давления определяют сложением линейного $H_л$ и местного падений давления:

$$H_с = H_л + H_м = h(L + L_{экв}), \qquad (7\text{-}13)$$

где h — удельная линейная потеря давления, определяемая по формуле (7-2);

$L + L_{экв}$ — приведенная длина трубопровода.

Если через α обозначить относительную величину местного сопротивления, т. е. $\alpha = \frac{H_м}{H_л}$, то суммарная потеря давления определится как

$$H_с = H_л(1 + \alpha) = hl(1 + \alpha). \qquad (7\text{-}14)$$

Величина суммарной потери давления, найденной экономическим расчетом, при большой длине трубопроводов получается очень большой и приводит к давлениям в местных системах больше допустимых. В этих случаях вместо снижения потерь давления путем увеличения диаметра оказывается более экономичным устраивать перекачивающие станции.

Насосные перекачивающие подстанции дают возможность увеличить дальность передачи тепла в водяных сетях. Подстанции располагают в специальных подземных или надземных помещениях либо в здании близко расположенного потребителя. Оборудование состоит из насосов (обычно двух) и приборов контроля и управления. Обычно устанавливают два насоса.

При очень длинных теплопроводах или при большой разности геодезических отметок иногда необходимо применение и второй насосной.

Применение приведенных выше основных формул дает возможность производить гидравлический расчет теплопроводов и решать различные задачи при их эксплуатации. Для облегчения расчетов рекомендуется пользоваться специальными номограммами.

б) Методика расчета тепловой сети

Задача 1. Определить диаметр двухтрубной тепловой сети, если известны:

расстояние для передачи тепла L, *м*;
количество передаваемого тепла Q, *Мвт*;
расчетный перепад температур $(t_1 - t_2)$, °С;
напор сетевого насоса $H_{нас}$, *бар*;
сумма местных сопротивлений $\Sigma\xi$.

Определяем расчетный расход теплоносителя по формуле

$$G = \frac{Q \cdot 10^3}{\bar{t}_1 - \bar{t}_2} [кг/сек]. \qquad (7\text{-}15)$$

Задавшись коэффициентом местных потерь α, находим приближенное значение удельной потери h по формуле

$$h = \frac{H_{нас} \cdot 10^5}{2L(1 + \alpha)} \quad [н/м^2/м].$$

Подбираем более точное значение α и определяем приведенную длину теплопровода:

$$L_{прив} = 2L(1 + \alpha) \quad [м].$$

Определяем располагаемую удельную потерю напора:

$$h = \frac{H_{нас}}{L_{пр}} \quad [н/м^2/м].$$

Пользуясь формулой (7-8), определяем диаметр трубы:

$$d = 0{,}417 \frac{G^{0,38}}{(h\rho)^{0,19}} \quad [м];$$

ρ для воды равно 1 000 *кг/м³*.

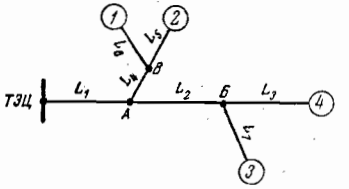


Рис. 7-4. Расчетная схема разветвленной тепловой сети.

Задача 2. Определить диаметры труб разветвленной водяной сети, смонтированной по схеме рис. 7-4. Исходные данные для расчета:

количества отпускаемого тепла Q_1, Q_2, Q_3 и Q_4, *Мвт*
длины всех участков L_1, L_2, ..., L_7, *м*;
коэффициент местных потерь α;

напор сетевого н а
расчетный перепад температур , , °С;
гидравлическое сопротивление бойлерной установки ТЭЦ $H_{ТЭЦ}$ и абонентского ввода $H_{аб}$, *бар*.

Определяем расчетные расходы теплоносителя для каждого потребителя:

$$G_1 = \frac{Q_1 \cdot 10^3}{c_в(t_1 - t_2)}; \quad G_2 = \frac{Q_2 \cdot 10^3}{c_в(t_1 - t_2)}, \ldots;$$

$$G_i = \frac{Q_i \cdot 10^3}{c_в(t_1 - t_2)},$$

где $c_в$ — теплоемкость воды, равная 4,19 *кжд/кг*.

Определяем расчетные расходы для всех участков сети, суммируя расходы соответствующих потребителей. Например, для участка *1*

$$G = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 \ [кг/сек].$$

Определяем располагаемый напор главной магистрали:

$$H_с = H_{нас} - H_{ТЭЦ} - H_{аб} \ [бар].$$

Определяем удельную потерю напора:

$$h = \frac{H_с \cdot 10^5}{2(L_1 + L_2 + L_3)(1 + \alpha)} \ [н/м^2/м].$$

Пользуясь номограммами, определяем диаметры труб и потери напора по главной магистрали.

Зная величину напора во всех узлах главной магистрали, определяем расчетную удельную потерю напора.

Например, для узла *A* (рис. 7-4) и ответвления *A-2*

$$h_{A\text{-}2} = \frac{(H_A - H_{аб}) \cdot 10^5}{2(L_4 + L_5)(1 + \alpha)} \ [н/м^2/м].$$

По величине h для каждого участка определяем диаметры ответвлений, пользуясь формулой (7-8).

При расчете разветвленных сетей рекомендуется составлять таблицу, в которую по ходу расчета вносятся получаемые величины для каждого участка.

7-4. ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКИЙ ГРАФИК ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

На основании гидравлического расчета сети составляют пьезометрический график, представляющий собой график распределения давлений по длине теплопроводов (рис. 7-5 и 7-6).

При построении такого графика по оси ординат и по вертикальным прямым откладывают величины напора, отсчитываемые от оси абсцисс, которую принимают за плоскость сравнения.

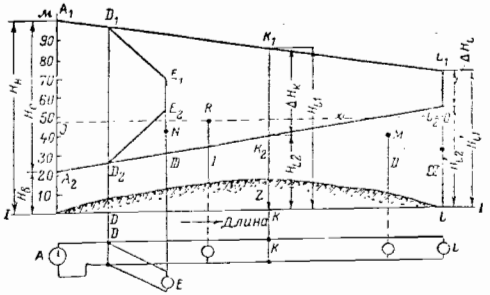


Рис. 7-5. Пьезометрический график двухтрубной водяной сети.

На график наносят геодезический профиль теплопровода и высоты зданий абонентов.

Напор в подающей магистрали A_1L_1 (рис. 7-5) и обратной A_2L_2, отсчитанный от уровня прокладки оси трубопровода, называется пьезометрическим напором или пьезометрической высотой.

Давление в любой точке теплопровода определяется величиной отрезка вертикальной линии между данной точкой и линиями давления. Если эта точка лежит ниже линии давления (например, точка *M* на рис. 7-5), то давление в ней выше атмосферного; если же она выше линии давлений (например, точка *R*), то давление в ней ниже атмосферного.

Наклон пьезометрических линий подающей $\overline{A_1L_1}$ (на рис.7-5) и обратной ($\overline{A_2L_2}$) магистралей зависит от их гидравлического сопротивления. Чем оно больше, тем больше наклон. Тангенсы углов наклона этих линий определяются удельным сопротивлением трубопроводов.

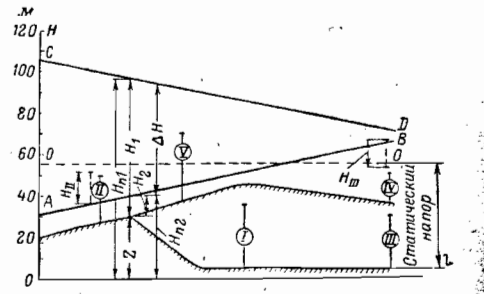


Рис. 7-6. Пьезометрический график двухтрубной водяной сети.

$H_{п1} = H_1 + z$ — полный напор в подающей линии; $H_{п2} = H_2 + z$ — полный напор в обратной линии; H_1 и H_2 — пьезометрические напоры в подающей и обратной линиях; z — геодезическая высота.

Разность давлений в подающей и обратной магистралях в любой точке сети определяется отрезком вертикальной прямой между линиями $\overline{A_1L_1}$ и $\overline{A_2L_2}$. Например, в точке *L* последнего абонента разность равна

$$\Delta H_L = H'_{L1} = H_{L2}.$$

Разность в точке *K* равна ΔH_K.

Если разность давлений в какой-либо точке велика, то на абонентском вводе регулируют давление, дросселируя воду задвижками или диафрагмами. Например, в точке *D* разность давлений в магистралях определяется отрезком $\overline{D_1D_2}$, а у абонента вследствие сопротивления ответвления и специально введенным сопротивлением на подающей трубе $\overline{D_1E_1}$ и на обратной $\overline{D_2E_2}$ разность давлений снижена до величины E_1E_2.

Пьезометрическим графиком определяется также необходимый напор сетевых насосов: $H_н$ — необходимое давление в нагнетательном патрубке насоса за вычетом потери давления в сетевых подогревателях, и $H_в$ — то же во всасывающем патрубке.

Разность этих давлений определяет напор сетевых насосов:

$$H_с = H_н - H_в.$$

Пьезометрические линии подающей $\overline{A_1L_1}$ и обратной $\overline{A_2L_2}$ (рис. 7-5) магистралей определяют напор в них при работе системы (динамические напоры) по определенному режиму.

При статическом состоянии, т. е. при остановленных насосах, давление в системе устанавливается в зависимости от наивысшей отметки системы и выражается графически одной горизонтальной прямой для подающей и обратной магистралей. При этом давления в подающей и обратной магистралях выравниваются через местные системы. Например, на графике на рис. 7-5 линия статического давления изобразится горизонтальной прямой, проходящей через точку *R*, если считать эту точку наивысшей точкой системы.

Пьезометрический график дает возможность определить напор (давление) в любой точке сети или в абонентской системе. Такие графики требуются для регулирования гидравлического режима сети, для выбора схемы присоединения абонентов, а также при решении многих вопросов, возникающих в процессе эксплуатации.

При построении графика должны быть удовлетворены следующие требования:

1. Давление в местных системах абонентов не должно превосходить 5 *бар* (1 *м вод. ст.* = 0,098 *бар*).

2. В любой точке сети давление не должно быть меньше атмосферного, чтобы не было подсоса воздуха через неплотности. Воздух, попадая в трубы и приборы отопления, нарушает режим работы и вызывает коррозию труб и местных систем.

3. В местах присоединения абонентов должна поддерживаться разность давлений в подающем и обратном теплопроводах, достаточная для преодоления гидравлического сопротивления местной системы (0,5—1 *бар*).

4. Если температура сетевой воды выше 100° С, то во всех точках сети давление должно быть больше давления парообразования. При наличии пара в трубах происходят гидравлические удары и нарушение циркуляции воды.

Построение пьезометрического графика выполняется в следующем порядке.

Сначала на график наносят план сети и ее профиль.

На профиле вертикальными отрезками показывают присоединенных абонентов, причем отрезки в выбранном масштабе напоров соответствуют высотам местных систем. Нулевой отметкой профиля служит самая низкая точка района сети.

Затем на график наносят линию статического давления — горизонтальную линию, которая определяется по наивысшей отметке статического давления, создаваемого самой высокой местной системой.

Затем строят линии динамического давления подающей и обратной магистралей. Начало линии подающей магистрали определяется точкой A_1 на оси ординат, соответствующей напору после сетевых подогревателей. Наклон этой линии определяется гидравлическим расчетом сети и зависит от удельного сопротивления теплопровода, которое выбирается, как это было указано выше, на основании технико-экономического расчета.

Линия давлений подающей магистрали нигде не должна пересекать линию статического давления, чтобы ни в одной точке подающей магистрали давление не было меньше статического. Это условие необходимо для того, чтобы при максимальной температуре воды не было ее вскипания.

Разность давления в подающей и обратной магистралях у концевого потребителя (точка *IV* на рис. 7-6), т. е. величина ΔH_L, должна быть равна или больше расчетной потери давления в местной системе абонента.

Наклон пьезометрических графиков подающей и обратной магистралей одинаков, если диаметры и расходы воды в них одинаковы.

На основании пьезометрического графика выбирают схемы присоединения абонентов к сети. Например (рис. 7-6), абоненты *II* и *IV* могут быть присоединены по зависимой схеме с подмешиванием при помощи элеватора, так как статический и пьезометрический напоры в обратной линии не превышают допустимого напора (5 *бар*), а разность давлений в подающей и обратной магистралях обеспечивает работу элеватора (больше 1 *бар*).

Абонент *I* тоже может быть присоединен по зависимой схеме, но при этом на обратной линии местной системы должен быть установлен регулятор подпора («до себя»), который не допустит снижения напора до регулятора ниже напора, соответствующего высоте здания. Подпор (или перепад), создаваемый регулятором, должен быть равен или больше разности между высотой здания и динамическим напором в обратной линии (в *м вод. ст.*).

Абонент *III* должен быть присоединен по независимой схеме, так как давление в подающей и обратной линиях местной системы больше допустимого (5 *бар*).

7-5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

Расход теплоносителя, а следовательно, и количество получаемого абонентом тепла зависят от разности напоров в подающей и обратной магистралях, т. е. от располагаемого напора сети в точке присоединения данного абонента.

Водяная тепловая сеть является сложной системой, в которой располагаемые напоры у отдельных абонентов тесно связаны. Если расход у какого-нибудь абонента изменится то произойдет изменение расхода, а следовательно, и потерь давления на всех участках сети. В связи с этим изменятся расходы у всех присоединенных абонентов. Если, например, отключится от сети какой-либо потребитель, то вследствие уменьшения потерь давления в магистралях располагаемые напоры у всех абонентов увеличатся. Поэтому от каждой водяной системы требуется гидравлическая устойчивость, т. е. способность поддерживать постоянство установленного режима. Такая устойчивость достигается правильной регулировкой располагаемых напоров у всех присоединенных абонентов. Для поддержания устойчивости системы у потребителей должны устанавливаться автоматические регуляторы расхода.

Гидравлическую устойчивость системы оценивают коэффициентом гидравлической устойчивости, который определяется отношением расчетного расхода воды к максимально возможному действительному расходу. Гидравлическая устойчивость тем выше, чем ближе к единице коэффициент гидравлической устойчивости. Этот коэффициент равен единице для абонентских вводов, снабженных авторегуляторами расхода.

Для повышения гидравлической устойчивости системы применяют фиксацию (закрепление) давления в какой-либо точке сети. Точка теплопроводов, в которой давление остается постоянным, называется нейтральной. В небольших малоразветвленных системах применяют фиксацию давления в местной системе абонента, расположенного на самой высокой геодезической отметке. В этом случае применяют фиксацию при помощи открытого («дыхательного») бака, устанавливаемого на чердаке дома. Постоянный уровень воды в баке поддерживается поплавковым регулятором, который устанавливают на трубе, подводящей подпиточную воду из водопровода. На случай отказа в работе поплавкового регулятора бак должен быть снабжен переливной трубой. Недостатком этого способа фиксации является то, что подпитка производится неумягченной и недеаэрированной водой.

Более распространенный способ фиксации заключается в закреплении постоянства давления во всасывающем патрубке сетевого насоса. В этом случае давление поддерживается при помощи подпиточного насоса, работающего с постоянным напором и подающего воду для восполнения потерь сетевой воды во всасывающий патрубок сетевого насоса или при помощи подпиточного бака, в котором поддерживается постоянный уровень поплавковым регулятором.

На рис. 7-7 показана одна из применяемых принципиальных схем [Л. 8] подпиточного устройства с регуляторами.

Открытие клапанов *2* и *3* регулируется при помощи мембран. При понижении давления

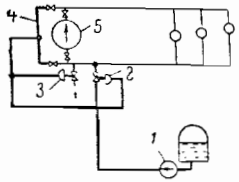


Рис. 7-7. Принципиальная схема подпиточного устройства.

1 — подпиточный насос; *2* — подпиточный клапан; *3* — дренажный клапан; *4* — перемычка; *5* — циркуляционный насос.

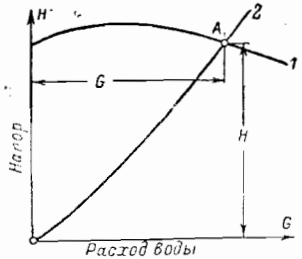


Рис. 7-8. Гидравлическая характеристика насоса и тепловой сети.

в нейтральной точке давление на мембрану клапана *2* снижается и клапан открывается, увеличивая подачу воды подпиточным насосом *1*.

При повышении давления в нейтральной точке давление на мембрану клапана *2* увеличивается и клапан прикрывается, уменьшая подпитку.

Дренажный клапан *3* устанавливается на случай, если давление в нейтральной точке будет возрастать при полном закрытии клапана *2*. В этом случае клапан *3* откроется и часть воды будет сбрасываться в дренаж.

При большой разности геодезических отметок местности оказывается невозможным установить одно статическое давление во всей системе при помощи одной нейтральной точки, и тогда возникает необходимость иметь несколько нейтральных точек в системе.

Для повышения устойчивости местных систем применяется установка на вводах диафрагм с отверстием, рассчитанным на определенный нормальный расход воды.

Установка элеваторов также способствует повышению гидравлической устойчивости, так как сопла элеваторов значительно повышают гидравлическое сопротивление системы.

Для обеспечения установленной регулировки сети все местные системы управления должны находиться в отдельных помещениях под замком, чтобы исключить вмешательство в регулировку посторонних лиц.

Для правильного регулирования гидравлического режима необходимо также знать гидравлические характеристики сетевых насосов и совместную характеристику насосов и сети.

Такая совместная характеристика показана на рис. 7-8.

Точка пересечения характеристики сети и насоса (точка *A*) определяет предельную производительность насоса *G*, с которой он может работать на сеть. При изменении сопротивления сети *H* по какой-либо причине точка пересечения характеристик переместится влево, т. е. в сторону меньших расходов.

При включении для параллельной работы двух и более насосов увеличение количества перекачиваемой воды зависит от того, как круто поднимается характеристика сети. Чем круче она поднимается, тем меньший прирост производительности получается от включения второго насоса (и более).

7-6. КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

По способу прокладки теплопроводов тепловые сети можно разделить на надземные и подземные.

Подземные прокладки могут быть бесканальными и канальными.

Надземные теплопроводы применяют в тех случаях, когда подземная прокладка сопряжена с большими затруднениями.

Для прокладки теплопроводов на открытом воздухе применяют различные конструкции мачт: стальные, железобетонные и деревянные. Если трасса сети проходит вдоль здания, то теплопроводы укладывают на кронштейнах, закрепленных в стенах здания. Расстояние между мачтами бывает от 15 до 25 *м*.

Надземная прокладка допускается там, где архитектурные требования не имеют большого значения, т. е. на заводских дворах, вне населенных пунктов, а также внутри зданий.

Преимуществом открытых теплопроводов является возможность легко обнаруживать места повреждений.

Тепловая изоляция теплопроводов должна иметь защитное покрытие от атмосферных осадков. Таким покрытием могут служить цементная штукатурка, рубероид, пропитанная битумом мешковина или кожухи из стальных листов.

Подземные прокладки труб в каналах могут выполняться в проходных каналах, а также в полупроходных и непроходных каналах.

Проходные каналы применяют редко вследствие высокой их стоимости. Их применение может быть оправдано при большом числе прокладываемых труб (например, на выводах тепловых сетей от электрических станций).

Особое значение проходные каналы имеют при пересечении трубопроводами улиц с большим движением транспорта, не допускающим вскрытия канала в случае повреждения трубопровода.

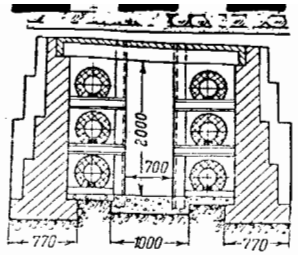


Рис. 7-9. Теплопровод в кирпичном проходном канале.

Для этой же цели применяют и полупроходные каналы, если количество прокладываемых труб невелико. Высоту полупроходного канала принимают равной 1400 *мм*, а ширину прохода — не менее 400 *мм*. Трубы в них укладывают по дну канала или вдоль одной из стен.

Проходные каналы сооружают из бутового камня, сборного железобетона, кирпича; перекрытие каналов обычно осуществляют железобетонными плитами, рассчитанными на полную внешнюю нагрузку (рис. 7-9).

При прокладке в проходных каналах паропроводов через каждые 100 *м* следует устраивать люки-выходы с постоянными откидными лестницами. В каналах водяных сетей люки должны располагаться не реже, чем через 200 *м*.

Для дренажа воды дно канала должно иметь уклон не менее 0,002.

Габариты канала должны быть по высоте не менее 2000 *мм* с шириной свободного прохода не менее 700 *мм*.

В местах установки арматуры устраиваются камеры (рис. 7-10) с высотой не менее 2000 *мм* и двумя люками диаметром 630 *мм*.

В каналах должны быть предусмотрены освещение и естественная или искусственная вентиляция, обеспечивающая температуру воздуха не выше 40° С.

Трубопроводы укладывают на металлические опоры по обеим сторонам канала с расстоянием изолированной поверхности трубы от стены канала не менее 200 *мм*.

Наибольшее применение в тепловых сетях находят непроходные каналы различных конструкций. Материалом для непроходных каналов служат обычно кирпич и сборный железобетон.

Основными конструкциями являются конструкции, обеспечивающие применение индустриальных методов изготовления деталей и сборки их на месте.

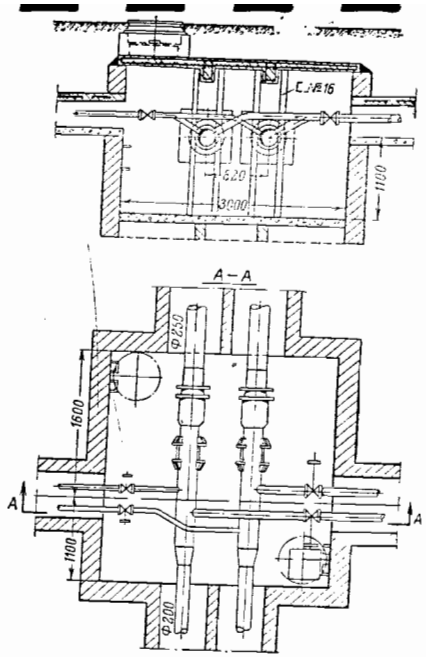


Рис. 7-10. Камера тепловой сети.

Наибольшее применение находят каналы, состоящие из железобетонных полуцилиндрических или полуэллиптических скорлуп (рис. 7-11), или каналы прямоугольного сечения из сборных железобетонных плит (рис. 7-12).

Габариты каналов определяются диаметром труб и расстоянием между их осями, а также толщиной накладываемой изоляции.

Каналы прокладывают возможно ближе к поверхности земли для уменьшения объема

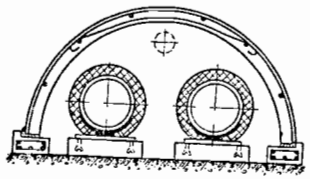


Рис. 7-11. Теплопровод в железобетонном непроходном канале из скорлуп.

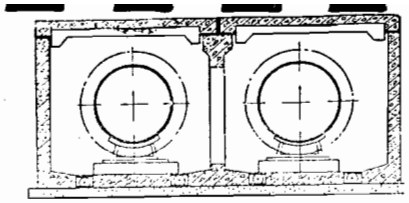


Рис. 7-12. Теплопровод в железобетонном сборном непроходном канале.

земляных работ при сооружении и в случаях вскрытия при повреждениях и ремонтах. Однако обычно глубину заложения перекрытия канала принимают от 0,5 до 0,8 *м* и — реже — до 1 *м*. Дно канала выкладывают тощим бетоном с обязательным уклоном не менее 0,002.

Особое внимание должно быть уделено уплотнению швов между сборными деталями канала для предохранения их от проникновения поверхностных стоков воды. При попадании воды канал превращается в сточный канал, изоляция труб быстро разрушается и, увлажняясь, теряет свои изоляционные свойства, а поверхность труб подвергается коррозии.

В непроходных каналах применяют два вида изоляции: подвесную и набивную с засыпкой пространства между трубами и стенами канала различными набивными материалами (минеральная вата, пенобетон и др.) Иногда применяют и литую пенобетонную изоляцию.

Наиболее дешевым способом прокладки является бесканальная прокладка, стоимость которой на 30—50% ниже прокладки в каналах. При бесканальной прокладке изоляция теплопроводов соприкасается непосредственно с грунтом.

При бесканальной прокладке применяют набивную, литую или сборную изоляцию.

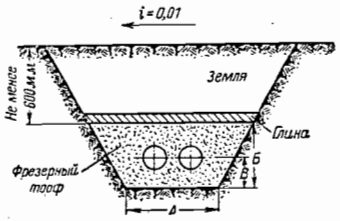


Рис. 7-13. Бесканальная прокладка труб диаметром 100—450 *мм* с засыпкой фрезерным торфом.

Наиболее дешевой набивной изоляцией служит засыпка торфяной крошкой (рис. 7-13) слоем 200—250 *мм*. Засыпка шлаком, иногда применяющаяся, не рекомендуется, так как содержащиеся в шлаках окислы серы вызывают сернокислотную коррозию труб.

Литые конструкции изоляции выполняют из литого пенобетона.

Сборные конструкции собирают из деталей, изготовленных на заводах из изоляционных материалов.

Для теплопроводов применяют стальные бесшовные трубы, а также стальные электросварные согласно правилам Госгортехнадзора.

Все соединения труб должны быть сварными, а для соединения труб с арматурой можно применять фланцы.

При избыточном давлении воды больше 9 *бар*, а также при диаметрах труб 250 *мм* и выше независимо от давления должна применяться стальная арматура.

На паропроводах с температурой выше 300° С, а также при избыточном давлении 9 *бар* и выше и при диаметре труб больше 200 *мм* независимо от температуры применяют стальную арматуру. Задвижки диаметром 500 *мм* и выше должны иметь механизированный привод.

Конструкции и способ установки компенсаторов тепловых удлинений и опор аналогичны этим деталям станционных трубопроводов.

Правилами технологического проектирования тепловых сетей рекомендуется при надземной прокладке и при подземной прокладке труб небольшого диаметра применять гнутые П-образные компенсаторы.

При подземной канальной прокладке применяют сальниковые компенсаторы для труб диаметром 250 *мм* и выше. При бесканальной прокладке допускается применение сальниковых компенсаторов для труб диаметром 125 *мм* и выше.

Особое значение для надежной и бесперебойной работы тепловых сетей имеют конструкция и прочность неподвижных опор, так как при больших диаметрах труб и значительной длине компенсируемых участков действующие на опоры усилия очень велики.

Неподвижные опоры располагают между компенсаторами. Поэтому если неподвижная опора окажется недостаточно прочной и сдвинется со своего места, то компенсаторы, расположенные рядом с ней, будут работать неправильно, что может вызвать неисправность всего участка сети.

ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Тепловой расчет выполняется для следующих целей:

1) определения потерь теплопроводами;

2) выбора материала и толщины тепловой изоляции;

3) расчета падения температуры теплоносителя по длине теплопровода;

4) определения температурного поля вокруг теплопровода.

Для определения потерь тепла служит следующая формула:

$$\Delta Q = 2\pi \frac{t_1 - t_0}{10^3 \Sigma R} l (1 + \beta) \ [квт], \qquad (7\text{-}16)$$

где t_1 — средняя температура теплоносителя, °С;

t_0 — температура окружающей среды, °С;

l — длина теплопровода, *м*;

β — коэффициент, учитывающий дополнительные потери тепла неизолированными частями трубопровода;

ΣR — сумма термических сопротивлений при передаче тепла от теплоносителя окружающей среде, определяемая по формуле

$$\Sigma R = \frac{1}{\alpha_1 r_т} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_н}{r_в} + \frac{1}{\alpha_2 r_н} \left[\frac{м^2 \cdot град}{вт} \right], \qquad (7\text{-}17)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя трубе и от поверхности трубы воздуху, $вт/м^2 \cdot град$;

$r_т$ и $r_н$ — радиусы поверхностей, *м*;

λ — коэффициент теплопроводности, $вт/м \cdot град$;

$r_н$ и $r_в$ — наружный и внутренний радиусы изоляции.

Для сравнения величин потерь тепла при различных способах прокладки рассмотрим [Л. 7] числовые примеры для одной и той же изолированной и неизолированной трубы длиной $L = 50$ *м* диаметром 219 *мм* при температуре воды 150° С.

Пример 1. Труба проложена без изоляции на открытом воздухе при наружной температуре $t_{нар} = +5°$ С и скорости ветра 2 *м/сек*. Потери тепла трубой $\Delta Q = 119$ *квт*.

Пример 2. Та же труба при изоляции толщиной 50 *мм* с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 0{,}08$ $вт/м \cdot град$. Потери тепла трубой $\Delta Q = 10$ *квт*, или 7,9% потерь неизолированной трубы.

Из сравнения величины потерь тепла в этих примерах видно, что при воздушной прокладке применение изоляции уменьшает потери в 12 раз.

При бесканальной прокладке потери тепла зависят главным образом от внутренних термических сопротивлений, так как наружными пограничными сопротивлениями, т. е. отдачей тепла от грунта воздуху, можно пренебречь, считая за температуру окружающей среды температуру грунта.

Термическое сопротивление грунта может быть определено по формуле [Л. 7].

$$R_{гр} = \frac{1}{\lambda_{гр}} \ln \left[\frac{a}{r} + \sqrt{\left(\frac{a}{r}\right) - 1} \right] \left[\frac{м^2 \cdot град}{вт} \right], \qquad (7\text{-}18)$$

где a — глубина заложения оси трубы от поверхности земли, *м*;

$\lambda_{гр}$ — коэффициент теплопроводности грунта, зависящий от влажности и характера грунта; для сухих грунтов можно принимать $\lambda_{гр} = 0{,}58$, а для влажных $\lambda_{гр} = 1{,}72$ $вт/м \cdot град$;

r — радиус поверхности теплопровода, *м*.

Так как отношение $\frac{a}{r}$ обычно велико, то можно принять приближенную формулу

$$R_{гр} = \frac{1}{\lambda_{гр}} \ln \frac{2a}{r}. \qquad (7\text{-}19)$$

Рассмотрим величину потерь при бесканальной прокладке на примерах.

Пример 3. Та же неизолированная труба при бесканальной прокладке в грунте с теплопроводностью $\lambda = 1{,}16$ $вт/м \cdot град$ при глубине заложения 1,5 *м*. Потери тепла $\Delta Q = 16$ *квт*, или 12,5% по сравнению с примером 1.

Пример 4. Та же труба, но при наличии изоляции, как в примере 2. Потери тепла $\Delta Q = 6{,}95$ *квт*.

Сравнивая эти потери с потерями примера 2, видим, что они составляют 67,3%.

Сравнение с примером 1-4 показывает, что эффективность изоляции в грунте меньше, чем на открытом воздухе. При прокладке в грунте изоляция снижает потери на 56,5%, а при прокладке на открытом воздухе — на 92,1%.

Пример 5. Та же труба, изолированная при совместной прокладке в грунте, снижает потери по сравнению с одиночной прокладкой на 25,3%.

Пример 6. При прокладке двух труб в непроходном канале потери тепла снижаются всего на 5% по сравнению с бесканальной прокладкой.

Падение температуры теплоносителя определяется по величине потери тепла и расходу теплоносителя по общей формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta Q}{Gc}. \qquad (7\text{-}20)$$

Теплоемкость c в этой формуле для воды принимается равной 4,19, а для перегретого пара приблизительно $c = 2{,}1$ $кдж/кг \cdot град$.

Рассмотрим числовой пример.

Пример 7. Определить падение температуры в трубах длиной 1000 *м* каждая при изоляции толщиной 60 *мм* с теплопроводностью $\lambda = 0{,}116$ $вт/м \cdot град$.

Обе трубы заложены бесканально в грунте на глубине 1,8 *м* при $\lambda = 1{,}38$ $вт/м \cdot град$.

Диаметр одной трубы равен 50 *мм* и расход воды через нее 0,97 *кг/сек*, а диаметр второй 500 *мм* и расход 420 *кг/сек*. Температура воды 90° С и грунта 5° С.

Для трубы диаметром 50 *мм* падение температуры составляет 11,15° С, а для трубы диаметром 500 *мм* снижение температуры равно 0,1° С.

Из этого примера видно, что увеличение диаметра уменьшает снижение температуры почти в квадратичной зависимости от отношения диаметров. Так, в данном примере отношение диаметров равно 10, а снижение температур больше чем в 100 раз.

Выбор толщины и материалов тепловой изоляции производится при помощи технико-экономического сравнения нескольких вариантов с определением суммы всех расходов. В результате сравнения строят график, показанный на рис. 7-14.

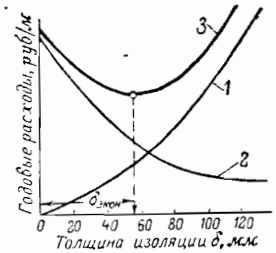


Рис. 7-14. Графический расчет экономичной толщины слоя изоляции.

1 — годовое отчисление от начальной стоимости; *2* — стоимость годовых потерь тепла; *3* — суммарные расходы.

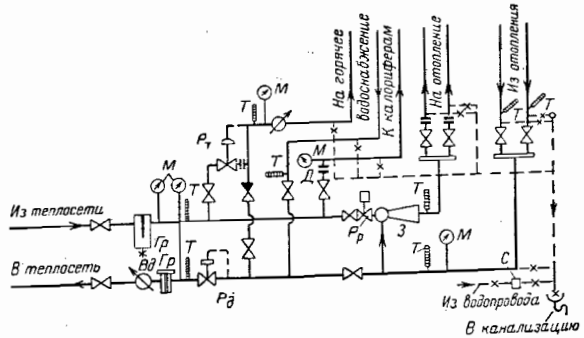


Рис. 7-15. Примерная принципиальная схема автоматизации абонентского ввода двухтрубной водяной сети.

$P_д$ — регулятор давления; $P_р$ — регулятор расхода; $P_т$ — регулятор температуры; *Э* — элеватор; *Гр* — грязевик; *Вд* — водомер; *Т* — термометр; *М* — манометр; *Д* — дроссельная диафрагма; *С* — сгон.

АВТОМАТИЗАЦИЯ АБОНЕНТСКИХ ВВОДОВ

Для удовлетворения всех требований различных потребителей, предъявляемых ими к централизованному снабжению, необходимо, кроме регулирования параметров и количества тепла на ТЭЦ, применение местного регулирования.

Местное регулирование, кроме основного фактора — температуры наружного воздуха, должно учитывать такие особенности отдельных потребителей, как различные характеристики отопительных приборов, внутренние тепловыделения в отапливаемых помещениях, солнечная радиация и т. д.

Удовлетворительные результаты местного регулирования можно получить только при условии применения автоматических регуляторов.

Такими регуляторами служат:

регуляторы расхода сетевой воды у абонента при помощи автомата, поддерживающего постоянную разность давлений в дроссельной шайбе;

регуляторы температуры в отапливаемых помещениях; поддержание заданной средней температуры производится периодическим отключением местной системы от сети, поэтому такой регулятор называется регулятором местных пропусков;

регуляторы поддержания определенного минимального давления в обратной магистрали, называемые регуляторами подпора или регуляторами «до себя»;

регуляторы, защищающие систему абонента от недопустимого повышения давления, называемые регуляторами «после себя».

Примерная принципиальная схема автоматизации абонентского ввода двухтрубной водяной системы [Л. 7] показана на рис. 7-15, а на рис. 7-16 дана принципиальная схема автоматизации парового ввода промышленного предприятия.

7-9. СЕБЕСТОИМОСТЬ ПОДАЧИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Расходы по эксплуатации тепловых сетей, определяющие себестоимость подачи тепловой энергии, складываются из следующих статей:

а) аммортизационных отчислений от стоимости тепловых сетей, т. е. стоимости сооружения теплопроводов, подстанций и пр.

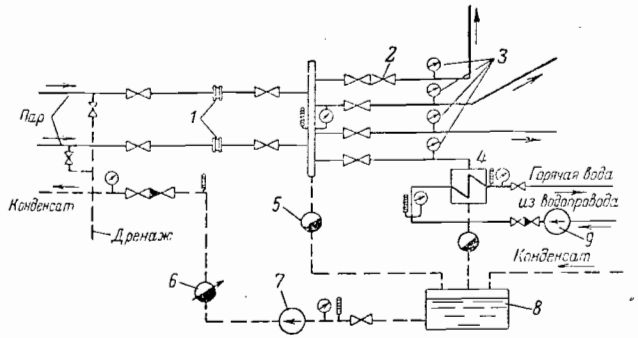


Рис. 7-16. Примерная принципиальная схема автоматизации абонентского ввода паровой двухтрубной сети.

1 — диафрагмы; *2* — редуктор; *3* — манометры; *4* — водоподогреватель; *5* — конденсационный горшок; *6* — водомер; *7* — конденсатный насос; *8* — конденсатный бак; *9* — водяной насос.

б) заработной платы (с начислениями) обслуживающего персонала;

в) расходов по текущему ремонту сетей, состоящих из заработной платы ремонтного персонала и материалов, затрачиваемых на ремонт;

г) стоимости электроэнергии, затрачиваемой на перекачивание теплоносителя на подстанциях;

д) стоимости тепловых потерь.

Стоимость электроэнергии, расходуемой сетевыми насосами, и стоимость восполнения утечек теплоносителя по существующей системе на электростанциях учитываются при определении себестоимости тепловой энергии на ТЭЦ.

Стоимость тепловых потерь учитывается только в масштабе энергосистемы во время составления сводной себестоимости при распределении тепловой энергии между потребителями.

При проектировании тепловых сетей и выполнении технико-экономических расчетов амортизационные отчисления принимают по приближенной стоимости сооружения сетей, определяемой по укрупненным измерителям на основании выполненных сооружений.

Стоимость сооружения сети в зависимости от диаметра теплопровода может быть выражена формулой [Л. 8]

$$k = a + bd, \qquad (7\text{-}21)$$

где k — стоимость 1 *пог. м* однотрубного теплопровода (стоимость строительных, монтажных и изоляционных работ вместе с материалами), *руб/м*;

d — диаметр теплопровода, *м*;

a и b — коэффициенты, зависящие от конструкции и способа прокладки сети, качества грунта и разных местных условий.

Стоимость тепловой сети, состоящей из труб разного диаметра и при различной их длине, определяют по формуле

$$k = a\sum_{1}^{r} l + b\sum_{1}^{r} dl, \qquad (7\text{-}22)$$

где $\sum_{1}^{r} l$ — суммарная длина всех трубопроводов сети, *м*;

$\sum_{1}^{r} dl$ — сумма произведений диаметров на их длину, *м*; эта величина называется материальной характеристикой тепловой сети.

В общей сумме затрат по подаче тепла амортизационные отчисления имеют наибольший удельный вес и в наибольшей степени влияют на себестоимость единицы тепла.

Годовой процент амортизационных отчислений для теплосетей принят в размере 3,5%.

Кроме перечисленных выше статей расходов, определяющих себестоимость подачи энергии, в калькуляцию вносят также так называемые общесетевые расходы, учитывающие расходы по содержанию управленческого аппарата тепловых сетей.

Полная стоимость тепла складывается из стоимости самого тепла, определяемой на электростанции, и стоимости его подачи от станции до потребителя.

ВОДОСНАБЖЕНИЕ, ТОПЛИВОПОДАЧА, ОЧИСТКА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ, ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН, КОМПОНОВКА ГЛАВНОГО КОРПУСА

8-1. ТЕХНИЧЕСКОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

а) Расход воды на электростанции

В технологическом процессе выработки тепла и электрической энергии вода является, во-первых, рабочим телом термодинамического цикла; во-вторых, она служит в качестве теплоносителя, при помощи которого огромные количества тепла перемещаются на станции от более нагретых тел к менее нагретым. При конденсации пара, охлаждении масла и воздуха генераторов, охлаждении подшипников вращающихся машин отбросное тепло посредством воды отдается атмосферному воздуху.

Воду используют на электростанциях в качестве транспортирующей среды для удаления шлаков и золы. Воду расходуют также в больших количествах для хозяйственных и бытовых нужд. Расходы воды зависят от типа электростанции, рода сжигаемого топлива, типа и мощности установленного оборудования, температуры воды, применяемой для охлаждения, степени совершенства эксплуатации станции.

Самый большой расход воды на электростанциях — это расход на конденсацию отработавшего пара.

Для грубого определения потребности электростанции в воде можно дать следующие приближенные нормы, исходя из расхода пара на турбину:

1. Расход сырой воды для восполнения потерь конденсата, включая и потери водоподготовки, может быть принят для конденсационных электростанций от 0,05 до 0,1 D. Для теплоэлектроцентралей с большим отпуском пара на сторону без возврата конденсата этот расход может достигать 0,3 D, а в отдельных случаях даже большей величины.

2. Расход воды на удаление шлаков и золы зависит от количества сжигаемого топлива, его зольности, способа золоулавливания и золоудаления. Для ориентировочных подсчетов можно принять, что этот расход составляет от 1,0 D до 1,50 D.

3. Расход воды на хозяйственные нужды станции можно принять от 0,01 до 0,10 D.

4. На теплоэлектроцентралях имеется еще расход на восполнение потерь сетевой воды, величина которого составляет 0,02 расхода сетевой воды при закрытых системах и сильно возрастает при наличии водоразбора сетевой воды для бытовых нужд.

5. При замкнутой системе водоснабжения с охлаждением воды при помощи градирен, прудов-охладителей или брызгальных бассейнов на восполнение потерь воды, охлаждающей конденсаторы, потребуется от 2 до 3,5 D в зависимости от способа охлаждения.

Расходы воды на перечисленные надобности являются для источника водоснабжения (например, для реки) расходами безвозвратными. Сумма этих расходов составляет от 3,01 до 5,40 D для конденсационных станций и до 5,50 D для теплоэлектроцентралей. Этими величинами определяется потребность воды при условии циркуляционной замкнутой системы водоснабжения с охлаждением воды в градирнях, брызгальных бассейнах или прудах-охладителях.

В случае непосредственного получения воды для конденсации пара из реки и сброса ее обратно в реку, что возможно, как будет показано ниже, при большом расходе воды в реке, потребность воды для конденсации, охлаждения подшипников и масло- и воздухоохлаждения генераторов должна быть принята не в виде потерь циркуляционной воды, а в полном количестве.

Определение полного расхода воды для этих целей может быть произведено на основании следующего расчета.

Количество воды, необходимое для конденсации пара, определяется, как было указано выше, величиной кратности охлаждения. Поэтому, зная количество конденсируемого пара и принимая кратность охлаждения в пределах 50—60, можно получить расход воды на конденсацию от 50 до 60 D.

Расход воды на охлаждение масла турбогенератора определяется количеством тепла, выделяющегося в подшипниках турбогенератора, т. е. определяется потерями на трение. Например, если механический к. п. д. турбины $\eta_м = 0{,}96$, то потери на трение составят 4% мощности турбины.

Расход воды на водородное охлаждение генератора определяется величиной электрических потерь генератора, которые превращаются в тепло при работе генератора. Если к. п. д. генератора $\eta_г = 0{,}98$, то потери будут равны 0,02 N. При средних значениях удель-

ного расхода па, расход воды на охлаждение масла и водорода составит от 2 до 3 D.

Расход воды на охлаждение подшипников вспомогательных механизмов (дымососов, вентиляторов, мельниц и пр.) может быть принят в пределах от 0,1 до 0,5 D.

Таким образом, для электростанций, работающих по так называемой прямоточной системе водоснабжения (см. ниже), общий расход воды складывается из следующих шести слагаемых:

Конденсация пара	$50D$—$60D$
Масло- и газоохлаждение	$2D$—$3D$
Охлаждение подшипников	$0{,}1D$—$0{,}5D$
Итого	$52{,}1D$—$63{,}5D$
Питание котлов	$0{,}05D$—$0{,}3D$
Гидрозолоудаление	$1D$—$1{,}5D$
Хозяйственные нужды	$0{,}01D$—$0{,}1D$
Итого	$1{,}06D$—$1{,}9D$
Всего	$53{,}16D$—$65{,}4D$

На теплофикационных электроцентралях к этому количеству прибавляется расход на подпитку тепловых сетей от 0,05 до 0,4 D.

Вода, расходуемая тремя первыми потребителями, возвращается к источнику водоснабжения, а вода, используемая тремя последними потребителями, представляет собой безвозвратный расход.

Воду для гидрозолоудаления, на питание котлов и хозяйственные нужды обычно берут из трубопровода или сбросного канала после конденсаторов. При такой схеме общий расход воды из источника уменьшается на величину суммарного расхода этих трех потребителей.

Сравнение расхода воды для станций, работающих по замкнутой циркуляционной системе водоснабжения (максимально 5.5 D), и для станций, работающих по прямоточной системе водоснабжения, показывает, что при циркуляционной системе водоснабжения из источника водоснабжения воды требуется в 12—15 раз меньше.

б) Источники водоснабжения

Источниками водоснабжения электростанций служат обычно реки или озера, т. е. поверхностные источники.

Подземные источники (грунтовые или так называемые артезианские воды) используются обычно только для питьевого водоснабжения ввиду небольшого их притока.

Количество воды, протекающее через поперечное сечение реки в единицу времени, исчисляемое обычно в кубических ... в секунду, называется расходом (дебитом) реки и является ее важнейшей характеристикой, определяющей возможность применения на сооружаемой электростанции той или иной системы водоснабжения.

Расход реки является величиной непостоянной и зависит от количества выпадающих осадков и других метеорологических условий. Он неодинаков не только для отдельных времен года, но и для отдельных лет.

Чтобы решить вопрос о возможности сооружения тепловой электростанции на той или иной реке, необходимо иметь данные о ее режиме за десятки лет. Такие данные о всех более или менее значительных реках СССР собирают учреждения гидрометеорологической службы, которые ведут систематические наблюдения за стоками этих рек.

Наивысшие значения расходов воды в реках относятся к периоду весенних паводков, а наинизшие — к засушливым периодам года.

Во время весенних паводков расходы многих рек увеличиваются в 80 и 100 раз против минимальных значений в периоды наименьшего выпадения осадков. Для примера в табл. 8-1 приведены значения наименьших и наибольших расходов некоторых рек.

Таблица 8-1

Наибольшие и наименьшие расходы некоторых рек СССР

Название реки	Наименьший расход, $м^3/сек$	Наибольший расход, $м^3/сек$
Ока	30,0	3 000
Волхов	44,2	2 550
Сясь	3,2	1 720
Мета	2,5	1 250
Миасс	3,9	222

При проектировании тепловой электростанции необходимо иметь ясное представление о режиме реки, намечаемой в качестве источника водоснабжения. При этом следует принимать во внимание наименьший из всех расходов, наблюдавшихся для данной реки за период 30—50 лет (так называемый катастрофический расход).

С целью надежного обеспечения станции водой даже в самый маловодный засушливый год предусматривают устройство водохранилищ большой емкости для регулирования стока реки.

Большое значение для проектируемой электростанции имеет средняя температура воды источника водоснабжения, так как от этого зависит эффект охлаждения. Температурный режим рек зависит главным образом от климатических условий. Летняя температура большинства рек средней полосы Европейской части СССР доходит до 26° С.

Температура воды малых рек может подниматься в самое жаркое время года до 30° С. Воды сибирских рек отличаются более низкими температурами. Например, среднемесячная летняя температура воды таких рек, как Ангара и Енисей, не превышает 13° С.

Зимние температуры воды всех рек вполне обеспечивают требуемый вакуум.

Важной характеристикой воды, применяемой для приготовления добавки к питательной воде и для охлаждения конденсаторов, является жесткость. Пригодной для охлаждения конденсаторов считается вода с жесткостью не выше 4,5 *мг-экв/л*. При наличии воды более высокой жесткости трубки конденсаторов быстро загрязняются отложениями.

Жесткость речной воды не является величиной постоянной. Она колеблется в широких пределах в зависимости от количества выпадающих осадков. Наивысшая жесткость воды большинства рек относится к зимнему (январь—февраль) и летнему (июль-август) периодам. Наименьшая жесткость характерна для весеннего периода во время таяния снегов.

Наименьшей жесткостью (около 0,72 *мг-экв/л*) характеризуется вода р. Невы. Средняя жесткость воды рек средней полосы (Москва, Волга, Ока, Днепр, Томь, Иртыш и т. д.) колеблется в пределах от 1,8 до 4,5 *мг-экв/л*. Вода рек Донбасса и всей южной части СССР отличается наибольшей жесткостью, доходящей до 26 *мг-экв/л*.

в) Системы водоснабжения

В зависимости от соотношения расхода источника водоснабжения и потребности станции, а также от взаимного расположения источника и станции применяются следующие системы водоснабжения: прямоточная, циркуляционная или оборотная, смешанная, представляющая собой комбинацию прямоточной и циркуляционной систем, осуществляемая в особо редких случаях.

1. Прямоточная система водоснабжения

Прямоточной называется такая система водоснабжения, при которой вода из реки (или озера) подается однократно в конденсаторы турбин и затем возвращается в реку несколько ниже по течению. Такое водоснабжение возможно при условии, что минимальный дебит реки в 2—3 раза больше потребности станции. Если расход реки только немного превосходит потребность станции, то прямоточное водоснабжение возможно только при сооружении специального пруда. Тогда почти весь расход воды может забираться из пруда, а подогретая вода сбрасывается ниже плотины. Объем воды в пруду должен служить регулирующим объемом для выравнивания стока реки.

Возможность применения прямоточного водоснабжения зависит также от того, насколько отдалена электростанция от берега реки и насколько высоко она расположена над уровнем воды. При значительном расстоянии от берега и высоком расположении станции расход электроэнергии на привод насоса для подачи воды настолько возрастает, что прямоточное водоснабжение становится невыгодным. В этом случае возможен вариант с рекуперацией энергии путем установки гидротурбины на сбросе охлаждающей воды. Подобное решение предусмотрено для расширения Каширской ГРЭС.

Вопрос о целесообразности применения для проектируемой электростанции прямоточной или циркуляционной системы водоснабжения решается в каждом отдельном случае на основании результатов технико-экономических расчетов. При этом учитывают стоимость сооружения той и другой систем и расход электроэнергии на привод циркуляционных насосов. Также учитывают более низкий вакуум в летний период, достигаемый при прямоточном водоснабжении, а следовательно, и меньший расход топлива.

При прямоточном водоснабжении подача воды на станцию может быть осуществлена по следующей схеме. Вода из реки или озера подводится к главному зданию станции самотечным водоподводящим каналом. Циркуляционные насосы в этом случае устанавливают в машинном зале, и они засасывают воду непосредственно из каналов. Сброс воды из конденсаторов производится в другой самотечный водоотводящий канал, по которому вода отводится в реку ниже по течению.

Возможность применения этой схемы определяется рядом условий, из которых наиболее существенными являются: колебания уровня воды в реке при половодье и в межень и рельеф местности и берега реки. При больших колебаниях уровня в реке на протяжении года или ряда лет (более 4—5 *м*) применение этой схемы невозможно или связано с большими затруднениями, так как наибольшая высота

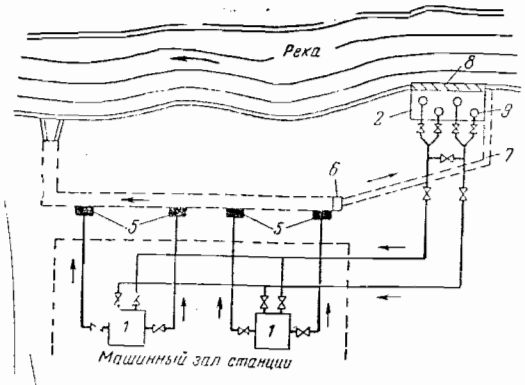


Рис. 8-1. Принципиальная схема прямоточного водоснабжения.
1 — конденсаторы; *2* — центральная насосная; *3* — напорные магистрали; *4* — сливной канал; *5* — сливные (сифонные) колодцы; *6* — переключательный колодец; *7* — перепускной канал; *8* — водоочистительные решетки; *9* — циркуляционные насосы.

всасывания циркуляционных насосов определяется в 3—4 *м*. При значительных колебаниях уровня в реке эта схема может быть применена при условии сооружения плотины, наличие которой дает возможность сгладить колебания уровня.

Установка с самотечным каналом очень удобна в эксплуатации и стоимость ее сооружения относительно невелика. Расход электроэнергии на привод циркуляционных насосов меньше, чем при других схемах, за счет сокращения длины трубопроводов и связанного с этим уменьшения гидравлических потерь. Циркуляционные насосы при этой схеме выбирают с напором всего 10—12 *м*.

Для уменьшения требуемого напора насосов сбросную трубу от конденсатора опускают под уровень воды в водоотводящем канале, и тогда конденсатор и сбросная труба образуют сифон, снимающий некоторую часть (5—6 *м вод. ст.*) напора.

На многих станциях прямоточное водоснабжение осуществляется по схеме, приведенной на рис. 8-1, с расположением центральной насосной на берегу реки (или озера). Циркуляционные насосы устанавливают в насосной, и они подают воду по общим напорным водоводам в машинный зал электростанции. Здание береговых водоприемников в этом случае объединяют со зданием насосной. Сброс воды из конденсаторов осуществляют по водоотводящему каналу.

Осуществление этой схемы необходимо при значительных колебаниях уровня в реке, так как насосы могут быть заглублены на такой отметке, которая обеспечит надежную самую высоту всасывания даже при самых низких уровнях воды в реке.

Преимуществом этой схемы является возможность более удобного регулирования подачи воды в зависимости от ее температуры путем уменьшения количества работающих насосов, чем значительно сокращается расход электроэнергии на их привод.

Использование сифонного действия сбросной трубы конденсаторов возможно и при этой схеме.

Недостатком схемы являются удлинение напорных водоводов и связанное с этим увеличение гидравлических потерь и расхода электроэнергии, а также удорожание всей установки.

2. Циркуляционная система водоснабжения

Циркуляционной называется такая система водоснабжения, при которой вода из реки или озера используется многократно. После конденсаторов вода направляется в охлаждающее устройство, а после охлаждения снова подается циркуляционными насосами в конденсаторы, совершая замкнутый цикл.

Циркуляционное (или оборотное) водоснабжение применяют во всех случаях, когда прямоточное водоснабжение не может быть реализовано, т. е. когда расход реки меньше потребности станции, когда станция расположена на большом расстоянии от реки или на большой высоте над уровнем воды в ней.

В замкнутом цикле циркуляционной системы водоснабжения происходят потери воды вследствие испарения, разбрызгивания, фильтрации и т. д. Необходимое для восполнения потерь количество воды забирается из реки.

г) Охладительные устройства

Для охлаждения циркуляционной воды может быть использован естественный пруд-озеро с достаточно большой поверхностью или искусственный пруд, сооружаемый при помощи плотин (рис. 8-2).

Место сооружения плотин выбирают так, чтобы при наименьшей длине плотины получить наибольшую поверхность охлаждения воды. Пруд служит не только средством охлаждения воды, но при малых или сильно колеблющихся стоках воды — и средством регулирования расхода реки. Поэтому при выборе места для сооружения пруда следует учитывать и объем воды, который будет подперт плотиной.

Для уменьшения применения самотечного водоподводящего канала необходимо, чтобы главное здание электростанций было расположено на максимально близком расстоянии от берега пруда. Необходимо также, чтобы уровень воды в пруду был более или менее постоянен, так как при значительных колебаниях его (более 2—3 *м*) осуществление самотечного канала становится невозможным вследствие ограниченной высоты всасывания циркуляционных насосов. При большой амплитуде колебаний уровня воды в пруду неизбежно применение береговой насосной.

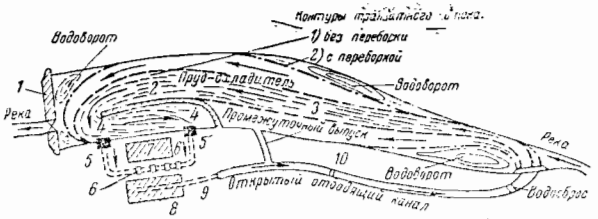


Рис. 8-2. Принципиальная схема циркуляционного охлаждения с прудом-охладителем.
1 — плотина; *2* — разделительная дамба; *3* — поток теплой воды; *4* — водоприемники; *5* — водоподводящий канал; *6* — всасывающие колодцы; *7* — открытая подстанция; *8* — главное здание станции; *9* — закрытая часть водоотводящего канала; *10* — зимний водосброс.

При наличии пруда-охладителя водоотводящий канал сооружают так, чтобы подогретая вода проходила возможно больший путь от места сброса до места водозабора, т. е. чтобы в теплообмене участвовала возможно бо́льшая площадь зеркала пруда.

Если пруд имеет продолговатую форму (рис. 8-2), то водоприемное устройство располагают вблизи плотины, где глубина пруда больше и где, следовательно, легче построить водоприемники. Сброс воды в этом случае производят в противоположный конец пруда по самотечному каналу, который в начальной части закрыт, а на остальном протяжении открыт.

Для удлинения пути и увеличения площади пруда, участвующей в теплоотдаче, у водоприемных устройств сооружают специальную струенаправляющую дамбу.

Зимой во избежание переохлаждения воды в пруду и замерзания его подогретую воду сбрасывают, не в конце, а в середине пруда.

Обычно не удается ввести в процесс циркуляции всю поверхность зеркала пруда, часть его остается «мертвой» зоной, образуя спокойно стоящую воду в затонах и извилинах берега. Поверхность пруда, участвующая в теплоотдаче тепла воздуху, т. е. поверхность, охваченную циркуляцией воды, называют активной. Практически отношение активной поверхности к полной составляет 0,8—0,85.

Отдача тепла зеркалом пруда в большой степени зависит от метеорологических условий — температуры воздуха, наличия и силы ветра и т. д.

По опытным данным можно считать, что каждый квадратный метр активной зоны отдает за 1 *ч* 420—1 260 *кдж* тепла.

Необходимая поверхность пруда для конденсационной станции определенной мощности может быть ориентировочно исчислена из расчета 7—10 $м^2$ на каждый киловатт установленной мощности.

В пруду-охладителе в циркуляции участвует одна и та же вода. Естественно, что при этом имеют место потери ее вследствие испарения и фильтрации через тело плотины и грунт. Установление величины этих потерь весьма затруднительно, поэтому при расчете циркуляционной системы водоснабжения принимают, что потери воды в пруду составляют ориентировочно от 3 до 5%.

Охлаждение воды при помощи прудов-охладителей возможно, как указывалось выше, только при условии расположения станции непосредственно у реки, невысоко над уровнем воды в пруду.

При отсутствии обоих этих условий или одного из них применяют другие охладительные устройства — брызгальные бассейны или градирни.

Применение таких охладителей для современных мощных электростанций разрешается только в особых случаях.

При больших мощностях станций брызгальные бассейны получают трудно осуществимые размеры, а градирни требуются в таком количестве, которое трудно разместить на территории станции.

Принцип действия этих охладителей основан на следующем.

Как известно, охлаждение какой-нибудь массы нагретой воды окружающим, более холодным воздухом происходит по поверхности этой массы, с которой соприкасается воздух, за счет испарения воды. Поэтому чем больше эта поверхность, тем интенсивнее происходит испарительное охлаждение воды. На этом и основаны искусственные приемы охлаждения воды в брызгальных бассейнах и градирнях, в которых осуществляется мелкое разбрызгивание нагретой воды.

прямоугольную форму, представляет собой котлован (с откосами под углом 30—40°), поверхность которого забетонирована и покрыта гидроизоляционным слоем битума. Над бассейном проложена сеть разводящих труб, на которых равномерно распределены сопла, которые распыливают воду, подаваемую циркуляционными насосами.

Бассейны обычно состоят из отдельных секций, что дает возможность производить чистку и ремонт сооружения частями. Глубина бассейна должна быть не менее 2—2.5 *м*. Благодаря этому на станции создается запас воды на случай перерыва в подаче добавки воды из реки.

Распределительные трубы с соплами, размещаемые над бассейном на расстоянии 5—10 *м* одна от другой, присоединяют к общему напорному коллектору, находящемуся на одной стороне бассейна. Распределительные трубы опирают на стойки, изготовленные из железобетона, дерева или металла. Для обеспечения подвижности труб при термических деформациях между трубой и опорной поверхностью стоек укладывают катки. Сопла для разбрызгивания воды бывают различной конструкции, и размещение их над бассейном зависит от типа сопел.

Охладительный эффект брызгальных бассейнов в большой степени зависит от наличия и силы ветра. Поэтому расположение бассейна на площадке нужно выбрать так, чтобы господствующие ветры были направлены перпендикулярно длине бассейна для лучшего продувания коридоров, образуемых фонтанами брызг. Из этих же соображений брызгальные бассейны следует располагать на открытой части площадки станции, не защищенной от ветров какими-либо зданиями и сооружениями. При отсутствии такой открытой площадки охлаждение при помощи брызгального бассейна неприменимо и нужно выбрать другой вид охладителя (например, градирни), у которого охладительный эффект от ветра не зависит.

Брызгальный бассейн должен находиться на расстоянии не менее 150—200 *м* от станционных зданий и других сооружений, особенно от открытых подстанций и линий передач, так как зимой мелкие брызги, уносимые ветром, могут вызвать обледенение этих объектов. Вынос воды ветрами за пределы бассейна вызывает значительную потерю циркуляционной воды. Кроме того, происходит потеря от испарения подогретой воды при распыливании ее соплами. Систематические потери воды от испарения вызывают в циркуляционном замкнутом контуре постепенный рост солесодержания, что может привести к отложению солей на трубах конденсаторов и снижению вакуума турбины.

Для уменьшения содержания солей в циркуляционном контуре необходимо периодически делать продувку бассейна, сбрасывая часть воды и заменяя ее свежей из реки (или озера). На многих электростанциях для продувки бассейна отбирают часть циркуляционной воды на гидрозолоудаление и другие хозяйственные нужды. Расчет продувки производится так же, как и для котлов, т. е. по солевому балансу.

Суммарная величина всех рассмотренных видов потерь обычно составляет не более 5—7% количества разбрызгиваемой воды.

Расчет брызгального бассейна для определения основных размеров его производится по так называ-

емой воды, отнесенному к 1 $м^2$ активной площади бассейна. Эта величина может быть принята в пределах 1,2—1,5 $м^3/м^2 \cdot ч$.

Приняв для бассейна определенный тип сопел, определяют активную площадь бассейна делением количества охлаждаемой воды на соответствующую плотность орошения.

Ширину бассейна принимают из условия хорошего продувания ветром от 50 *м* для малых бассейнов до 70 *м* для самых больших, так как при большей ширине получается недостаточное продувание и охладительный эффект бассейна снижается. Длину бассейна находят по требуемой площади и принятой ширине.

Все остальные строительные размеры определяют в зависимости от типа устанавливаемых сопел. Диаметр распределительных линий и коллектора определяют на основании гидравлического расчета, причем в больших брызгальных бассейнах распределительные трубы делают с постепенно убывающим диаметром.

В тех случаях, когда на территории станции нет соответствующей площадки для сооружения брызгального бассейна, для охлаждения нагретой воды применяют градирню.

Градирня представляет собой башню, состоящую из двух частей. В нижней части с большими размерами в плане и высотой 8—10 *м* размещается оросительное водораспределительное устройство. Верхняя часть меньшего поперечного сечения высотой 30—50 *м* служит вытяжной трубой для создания тяги воздуха, необходимого для охлаждения воды.

На уровне верхней плоскости нижней части градирни на высоте 8—10 *м* от уровня земли подается охлаждаемая вода. По системе распределительных лотков вода растекается от центра по всей поверхности и через отверстия в лотках мелкими струйками падает, попадая на специальные розетки для раздробления в мелкие брызги. В виде капель вода продолжает падение вниз и попадает на многочисленные деревянные бруски треугольного сечения и, падая с одного бруска на другой, стекает вниз в бассейн, который расположен в виде кольца по окружности градирни. Навстречу потоку воды благодаря тяге, создаваемой башней, просасывается охлаждающий воздух. В таких градирнях охлаждение воды происходит главным образом в каплях, и поэтому их называют капельными.

В отличие от капельных применяют градирни, у которых разбрызганная вода стекает вниз по поверхности щитов и отдает тепло с поверхности пленки. Эти градирни называются пленочными.

По способу подвода воздуха градирни разделяются на башенные и открытые, у которых башня отсутствует, а охлаждение достигается за счет продувания оросительного устройства ветром, и с принудительной подачей воздуха при помощи вентиляторов.

как башенные, так и вентиляторные градирни (одновентиляторные и секционные).

Башенные капельные градирни строят с площадями орошения от 10 до 2 400 $м^2$.

При определении основных размеров башенных капельных градирен плотность орошения принимают в пределах от 2,5 до 3 $м^3/м^2 \cdot ч$, т. е. в 2—3 раза больше, чем для брызгальных бассейнов. Поэтому для одной и той же мощности площадь, требуемая для сооружения градирни, в 2—3 раза меньше, чем для брызгального бассейна.

Вынос воды из градирни почти отсутствует, так как при сильных ветрах боковая поверхность градирни может быть закрыта дополнительными навесными щитами. Кроме того, и по своей конструкции градирня не допускает выноса воды.

Отвод охлажденной воды из кольцевого бассейна градирни производится безнапорными самотечными каналами прямо ко всасывающим трубам циркуляционных насосов.

Потери воды в градирнях складываются из потерь от испарения и потерь от продувки. Потеря воды от выноса капель почти отсутствует. Общая сумма потерь принимается от 3 до 5%, т. е. несколько меньше, чем в брызгальных бассейнах.

Охлаждение воды в градирнях и брызгальных бассейнах происходит за счет испарения части воды теплом, отнимаемым от остальной массы воды, вследствие чего температура неиспарившейся воды снижается.

Теоретическим пределом охлаждения воды является температура конденсации водяных паров воздуха, т. е. температура воздуха по мокрому термометру. Чем меньше относительная влажность воздуха, тем ниже его температура по мокрому термометру. При 100%-ной относительной влажности, т. е. при полном насыщении воздуха водяными парами, температура его по сухому и мокрому термометрам одинакова.

Определение основных размеров градирни производится на основании подробных тепловых расчетов, которые излагаются в специальных пособиях. Ориентировочное, весьма грубое определение площади орошения как основного размера градирни может быть сделано, исходя из величин плотности орошения, которые приведены выше.

д) Циркуляционные насосы

На электростанциях для подачи циркуляционной воды применяют центробежные низконапорные или пропеллерные насосы.

да пара при расчетной температуре охлаждающей воды (обычно 15—20° С), гарантируемой заводом-изготовителем, а также с учетом расхода воды на охлаждение масло- и воздухоохладителей.

При установке в центральной насосной число циркуляционных насосов должно быть не менее четырех с суммарной производительностью, равной максимальному расчетному расходу охлаждающей воды. Резервные насосы не устанавливаются.

При установке насосов в блочных насосных станциях на каждую турбину предусматривают два насоса. Производительность каждого насоса равна 50% максимального расхода. Блочные насосные строят для обслуживания четырех турбин.

Если циркуляционные насосы помещаются в машинном зале, то на каждую турбину мощностью более 12 000 *квт* устанавливают по два насоса, причем производительность каждого из них должна соответствовать половине необходимого количества охлаждающей воды.

Напор циркуляционных насосов выбирают в зависимости от принятой системы водоснабжения.

При прямоточной системе и при циркуляционной с прудами-охладителями, когда вода подводится самотечным каналом ко всасывающим патрубкам насосов и отводится также самотечным каналом с использованием сифонного действия сбросных труб из конденсаторов, напор насосов может быть ограничен величиной 1—1,2 *бар*. Такое давление достаточно как при установке насосов в машинном зале, так и при установке их в центральной насосной станции, если длина напорных трубопроводов не очень велика.

Для турбин большой мощности весьма целесообразно устанавливать на центральных береговых насосных пропеллерные насосы, которые могут подавать большие количества воды при малых напорах.

При циркуляционной системе водоснабжения с брызгальными бассейнами давление насосов должно быть увеличено. Это вытекает из необходимости обеспечить в распределительных линиях давление не менее 0,5 *бар*. При циркуляционной системе с градирнями давление насосов должно быть достаточным, чтобы поднять всю воду на распределительные лотки, находящиеся на высоте 8—10 *м*. Кроме того, необходимо принять во внимание, что напорные водоводы центральных насосных имеют большую протяженность и, следо-

вательно, [illegible] ные гидравлические сопротивления. Это в особенности относится к брызгальным бассейнам, которые, как указывалось, должны быть отдалены от зданий и открытых распределительных устройств.

В установках с градирнями и брызгальными бассейнами напор циркуляционных насосов $H_{нас}$ представляет собой сумму следующих величин, выраженных в метрах водяного столба:

$$H_{нас} = 0{,}98H_г + \Sigma h_м + \Sigma h_д + h_{конд} + h_{св}, \quad (8\text{-}1)$$

где $H_г$ — геометрическая высота, которая при брызгальных бассейнах равна разности отметок уровня воды в самотечном подводящем канале и отверстий сопел, а при градирнях — разности отметок уровня воды в подводящем канале и приемного резервуара нагретой воды на распределительных лотках;

$\Sigma h_м$ — сумма местных гидравлических сопротивлений на закруглениях, коленах, входе и выходе, обратных клапанах, задвижках и др.;

$\Sigma h_д$ — сумма гидравлических сопротивлений прямых участков водоводов;

$h_{конд}$ — сопротивление конденсатора, составляющее 0,35—0,7 *бар* в зависимости от его конструкции и числа ходов;

$h_{св}$ — свободный напор перед соплом при брызгальном бассейне; при градирнях эта величина может быть принята равной нулю.

Гидравлические сопротивления определяют по известным формулам гидравлики.

При гидравлическом расчете системы и установлении напора насоса следует учитывать, что давление воды в конденсаторе не должно превышать 2—2,5 *бар* по условиям прочности.

При выборе насосов следует иметь в виду, что для обеспечения параллельной работы необходимо, чтобы они имели одинаковые характеристики.

Указываемые в справочниках пределы производительности и давления насосов охватывают рекомендуемую часть их характеристик. Для решения вопроса о том, какую производительность будет иметь данный насос при требуемом давлении, нужно иметь его полную характеристику, т. е. график зависимости между давлениями и производительностью. Предельная высота всасывания для большей части насосов может быть принята равной 4—4,5 *м*.

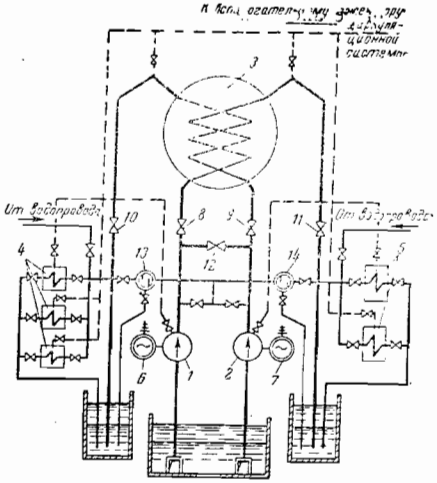


Рис. 8-3. Полная схема циркуляционных трубопроводов турбины при установке насосов в машинном зале.

1 и *2* — циркуляционные насосы; *3* — конденсатор; *4* — маслоохладители; *5* — воздухоохладители; *6* и *7* — электродвигатели насосов; *8* и *9* — задвижки на напорных линиях к конденсатору; *10* и *11* — задвижки на сливных линиях от конденсатора; *12* — задвижка на перемычке; *13* и *14* — фильтры.

Пропеллерные насосы изготовляют вертикальными и снабжают их вертикальными двигателями. Эти насосы следует устанавливать на 1—1,5 *м* ниже наинизшего уровня в водоприемнике, что обычно требует большого заглубления насосной станции. Поэтому в машинном зале пропеллерные насосы не устанавливают. Пропеллерные насосы изготовляют с поворотными лопатками, благодаря чему они работают с высокими к. п. д. при различных режимах. Подача воды в конденсатор производится через два самостоятельных трубопровода, снабженых перемычкой, что дает возможность подавать воду в обе половины конденсатора одним насосом при остановке второго (рис. 8-3).

От центральных насосных прокладывают два напорных водовода, а сброс воды в пруд или реку осуществляют самотечным каналом.

Вода для охлаждения масло- и воздухоохладителей генераторов подается обоими насосами, но может быть подана и одним из них при остановке второго. Для отвода воды после масло- и воздухоохладителей прокладывают всегда специальные трубопроводы в сбросной канал для увеличения расхода воды через указанные аппараты благодаря сифонному действию сбросных труб.

Если [illegible] генераторы имеют водородное, а не воздушное охлаждение, то снабжение газоохладителей водой производится при помощи самостоятельной насосной установки. У каждого генератора в отдельности должна быть предусмотрена такая насосная установка для того, чтобы можно было осуществить автоматизацию его пуска и остановки. Для предохранения от забивания мусором перед масло- и воздухоохладителями должны быть установлены фильтры.

Схема включения фильтра или его конструкция должна предусматривать возможность чистки при работе турбины.

Для охлаждения масла и воздуха в случае остановки циркуляционных насосов предусматривают подвод технической воды из водопровода.

Летом, когда температура циркуляционной воды выше и не обеспечивает надлежащего охлаждения масла и воздуха, более холодную воду для этой цели можно подать от предусмотренного присоединения к водопроводу.

На блочных электростанциях при большой единичной мощности агрегатов (200 *Мвт* и выше) целесообразна также блочная установка циркуляционных водоводов без поперечных связей, что дает существенную экономию, так как позволяет отказаться от ряда дорогих задвижек на водоводах.

8-2. ТОПЛИВОПОДАЧА НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

а) Общие сведения

В связи с изменением топливного баланса семилетним планом развития народного хозяйства СССР предусмотрено сооружение тепловых электростанций, работающих не только на дешевых углях, но и на природном газе и мазуте. Новые мощные электростанции, а также часть ранее введенных в эксплуатацию станций широко используют в настоящее время природный газ и мазут. Поэтому способы топливоснабжения, приемки, хранения и транспортировки топлива должны быть рассмотрены отдельно для электростанций, работающих на твердом, жидком и газообразном топливах.

Все операции по топливоснабжению электростанций твердым топливом могут быть разделены на следующие:

1. Доставка топлива на территорию станции.
2. Приемка и разгрузка топлива.
3. Хранение топлива.
4. Доставка топлива со склада и разгрузочного устройства [illegible] ков при помощи внутристанционного транспорта.
5. Дробление топлива.

б) Доставка твердого топлива на электростанцию

Для доставки топлива от места его добычи до разгрузочного устройства электростанции могут быть использованы водный и железнодорожный транспорт, подвесная канатная дорога и электрические вагонетки.

Водный транспорт используют сравнительно редко, так как этот вид транспорта имеет преимущества перед железнодорожным только при доставке на большие расстояния, а большинство электростанций работает на местном топливе, добываемом поблизости от них. Кроме того, климатические условия СССР ограничивают использование водных путей только в течение 6—7 мес. Остальной период, в течение которого реки покрываются льдом, должен быть обеспечен соответствующим запасом топлива, что приводит к необходимости иметь огромные угольные склады, механизация которых обходится очень дорого. Поэтому доставка топлива на электростанции осуществляется преимущественно по железным дорогам.

Железнодорожные вагоны подходят к станции по широкой колее, так как обычно угольные разработки имеют выход на общегосударственные железнодорожные пути.

Узкоколейные дороги применяют чаще всего для доставки торфа, если электростанции расположены на небольшом расстоянии от места торфоразработки.

Топлива доставляют на электростанции по железной дороге в саморазгружающихся вагонах, т. е. в вагонах, при разгрузке которых применение ручного труда ограничено только вспомогательными операциями.

В настоящее время для перевозки топлива применяют почти исключительно открытые сверху четырехосные полувагоны типа «гондола» с откидными люками в днище.

Для облегчения разгрузки в зимних условиях влажных топлив на мощных электростанциях, снабженных вагоноопрокидывателями, строят специальные помещения для размораживания вагонов перед их разгрузкой.

К недостаткам вагонов типа «гондола» относится значительная затрата времени и труда на закрывание откидных люков после опорожнения вагонов. Эта операция, согласно Правилам технической эксплуатации должна быть механизирована. В качестве механизмов, облегчающих эту операцию, служат тельфе-

фронта разгрузки. На некоторых электростанциях применяют для этой цели пневматические подъемные механизмы, также подвешенные на монорельсах.

Для перевозки торфа применяют специальные торфяные полувагоны. Они имеют откидные борта и двухскатное дно с большим углом наклона. При емкости 53 $м^3$ такой полувагон вмещает не более 20 $т$ торфа. На небольшие расстояния торф перевозят по узкоколейной дороге в вагонах емкостью около 20 $м^3$ и грузоподъемностью до 10 $т$, а также в вагонетках меньшей емкости.

Если расстояние между электростанцией и шахтой меньше 15 $км$, железнодорожный транспорт становится менее выгодным, чем подвесная канатная дорога.

Основным недостатком подвесных канатных дорог является высокая стоимость их сооружения. При этом необходимо учесть, что устройство канатной дороги не освобождает электростанцию от необходимости прокладывать железнодорожные пути для подачи оборудования и других требующихся при строительстве материалов. Таким образом, сооружение подвесной канатной дороги увеличивает капиталовложения при постройке электростанции, упрощая только схему внутристанционного транспорта.

в) Разгрузка и приемка твердого топлива

Твердое топливо, прибывающее на электростанцию, разгружают на резервном складе или в разгрузочном устройстве, откуда оно поступает в бункер котлов.

На электростанциях средней мощности обычно принятой длиной фронта разгрузки является длина 10 больших полувагонов, т. е. 140 $м$. Железнодорожный состав из 30 вагонов (1 500 — 1 800 $т$) при разгрузке делят на три ставки (по 10 вагонов), которые подают на разгрузочный фронт одну за другой. Для возможности маневрирования при подаче прибывших вагонов и уборке порожняка разгрузочное устройство снабжают обгонными путями.

На электростанциях средней мощности с расходом угля до 2 500—3 000 $т$ в сутки разгрузочный фронт обслуживает и подачу угля на склад и подачу его в бункера котлов. На электростанциях большой мощности обычно устраивают отдельные разгрузочные устройства для склада и для подачи топлива на внутристанционный топливный тракт.

Современные электростанции мощностью до 2 млн. $квт$ и более, сжигающие низкосортящей до 12 000—10 400 $ккал/кг$, расходуют огромные количества топлива (до 30 000—40 000 $т$ ежесуточно). Для разгрузки таких количеств топлива требуются высокая степень механизации разгрузочных работ и четкая организация работы механизмов.

На самых мощных станциях разгрузочные устройства выполняют с двумя железнодорожными путями, т. е. с двойным по длине разгрузочным фронтом.

На средних и крупных электростанциях для механизации разгрузочных работ применяют следующие основные виды оборудования:

скреперные лебедки;
щелевые бункера с лопастными питателями;
мостовые грейферные краны;
вагоноопрокидыватели.

Бункера разгрузочного устройства независимо от способа механизации должны иметь возможно бо́льшую емкость. Чем больше емкость этих бункеров, тем надежнее работает станция даже при временных затруднениях в доставке топлива (снежные заносы и пр.).

Разгрузочное устройство, оборудованное скреперными лебедками (рис. 8-4), представляет собой закрытый склад с проложенным посредине его железнодорожным путем на железобетонной эстакаде. По обе стороны эстакады имеются приемные решетки с отверстиями от 100×100 до 200×200 $мм$, на которых крупные куски угля задерживаются и разбиваются вручную. Иногда по обе стороны железнодорожного пути по всей длине здания устраивают площадки (см. разрез *II—II* на рис. 8-4) для удобства открывания откидных люков вагонов. Уголь, просыпаясь через решетки, сваливается в разгрузочные ямы (траншеи) по обе стороны пути. Скреперные лебедки помещают в головной части здания. Подача топлива из разгрузочных ям в головные бункера производится скреперным ковшом, передвигаемым лебедками при помощи тягового каната. В галерее под головными бункерами ниже уровня земли помещается ленточный транспортер, подающий топливо в бункера котлов или на склад при посредстве системы других транспортеров.

Обратный (холостой) ход скрепера производится при помощи второго каната, который перекинут через блоки, укрепленные в конце здания, противоположном головным бункерам. Лебедки снабжают двумя барабанами для прямого и обратного ходов.

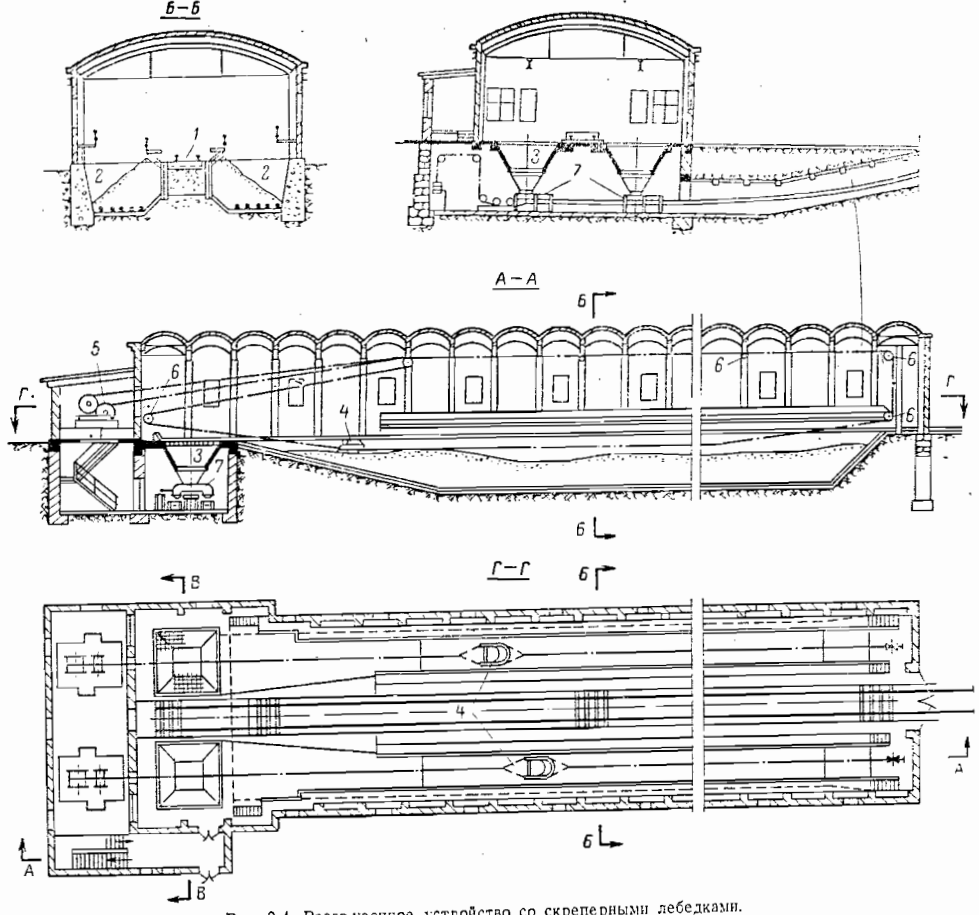


Рис. 8-4. Разгрузочное устройство со скреперными лебедками.
1 — железнодорожный путь; *2* — разгрузочные ямы; *3* — головные бункера; *4* — скреперный ковш; *5* — скреперные лебедки; *6* — направляющие ролики; *7* — ленточный транспортер.

На рис. 8-5 показано разгрузочное устройство со щелевыми бункерами, снабженными автоматическими лопастными питателями. Разгрузочный фронт представляет собой закрытое здание с одним или двумя подъездными путями, на которые подают вагоны с топливом. Уголь через решетки, находящиеся по обе стороны пути, попадает в железобетонный бункер, под которым расположен разгрузочный стол, имеющий вид железобетонной площадки. Между столом и нижним краем бункера имеется щель, через которую уголь под углом естественного откоса высыпается на стол. Через эту же щель проходят лопасти автоматического питателя, сбрасывающего уголь со стола на помещенный под ним ленточный транспортер.

Автоматический питатель представляет собой приводимое в движение электродвигателем лопастное колесо с паукообразными лопастями, вращающимися на вертикальной оси. При вращении лопастного колеса тележка, на

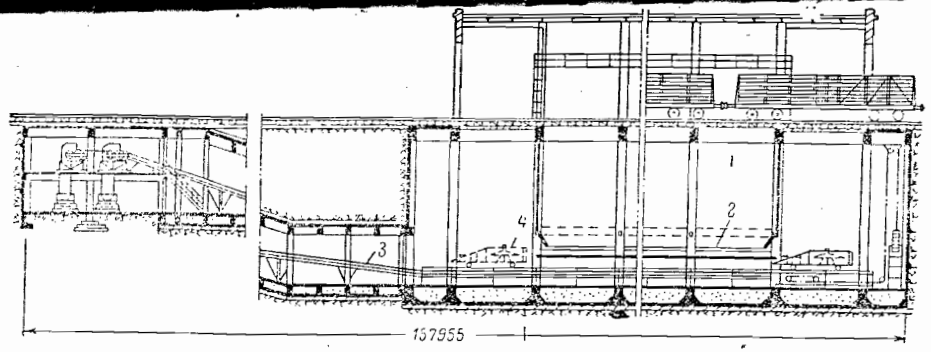


Рис. 8-5. Разгрузочное устройство со щелевыми бункерами.
1 — бункер; *2* — разгрузочный стол; *3* — ленточный транспортер; *4* — автоматические лопастные питатели.

которой оно укреплено, передвигается вдоль щели со скоростью 1,5 или 0,75 *м/сек* по металлоконструкции ленточного транспортера. В зависимости от величины этой скорости производительность питателя составляет 300 или 150 *т/ч*.

Питание установки электрическим током осуществляется от троллеев, проложенных выше питателя по всей длине бункера.

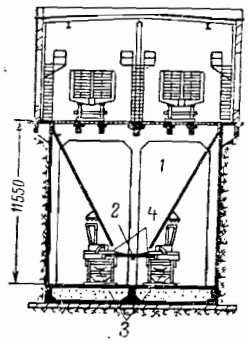
Разгрузочные устройства со щелевыми бункерами получили широкое распространение на электрических станциях.

От применения щелевых бункеров приходится отказываться в местностях с высоким уровнем грунтовых вод.

Согласно Правилам технической эксплуатации в местностях с суровым климатом при влажных углях подземная часть здания разгрузочного устройства должна отапливаться во избежание смерзания угля в бункере. На многих электростанциях отапливается также наземная часть здания, так как она в зимнее время сильно охлаждается при открывании ворот для подачи и уборки составов с углем.

Мостовые грейферные краны в разгрузочных устройствах электростанций применяют значительно реже, чем щелевые бункера с лопастными питателями.

Разрез разгрузочного сарая с мостовым краном показан на рис. 8-6. Кран передвигается по подкрановым путям, проложенным на кронштейнах. На кране имеются два грейфера, при помощи которых топливо из разгрузочных ям может подаваться на ленточные транспортеры, проходящие по обе стороны сарая. Разгрузка вагонов, прибывающих на станцию, производится обычным способом на



эстакаде, проходящей посредине сарая. Для пересыпки топлива грейфером на ленточные транспортеры кран снабжен двумя воронками *1*.

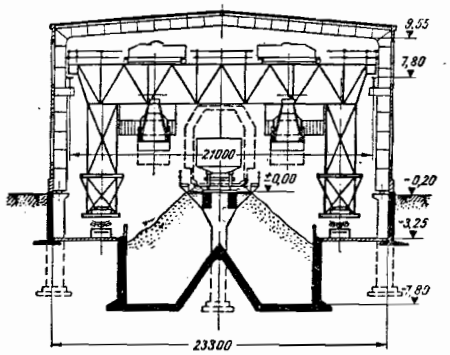


Рис. 8-6. Схематический разрез разгрузочных сараев (без бункеров), оборудованных мостовыми грейферными кранами.

На мощных электростанциях с расходом топлива выше 200—300 *т/ч* для разгрузки вагонов применяют роторные вагоноопрокидыватели.

Производительность одного вагоноопрокидывателя составляет 900—1 200 *т/ч*. На станциях с расходом топлива 800 *т/ч* и выше устанавливают два вагоноопрокидывателя.

Если уголь поступает в крупных кусках, то часто в помещении вагоноопрокидывателя устанавливают дискозубчатые дробилки.

При разгрузке каждый вагон состава последовательно устанавливают в роторе, отцепляют от состава, закрепляют в роторе специальными захватами и опрокидывают (рис. 8-7). Затем вагон возвращают в нормальное положение и выталкивают из ротора. Весь процесс механизирован и управляется с пульта. Для очистки вагоны после выгрузки поворачивают на угол около 90°.

Вагоны [illegible] вают четверо [illegible] очих, один из которых работает на пульте.

Недостаток этого способа разгрузки заключается в том, что при опрокидывании часть смазки из букс вытекает, что вызывает необходимость осмотра букс и доливки смазки. Этот недостаток отпадает в случае применения вагонов на подшипниках качения.

В зимних условиях при больших морозах влажные сорта топлива смерзаются, и до подачи их в вагоноопрокидыватель необходимо размораживание в специальных сараях.

На электростанциях должен быть организован точный учет поступающего топлива. Согласно Правилам технической эксплуатации все прибывающие вагоны следует взвешивать на специальных вагонных весах в груженом состоянии. Для этой цели на железнодорожных путях перед разгрузочным устройством

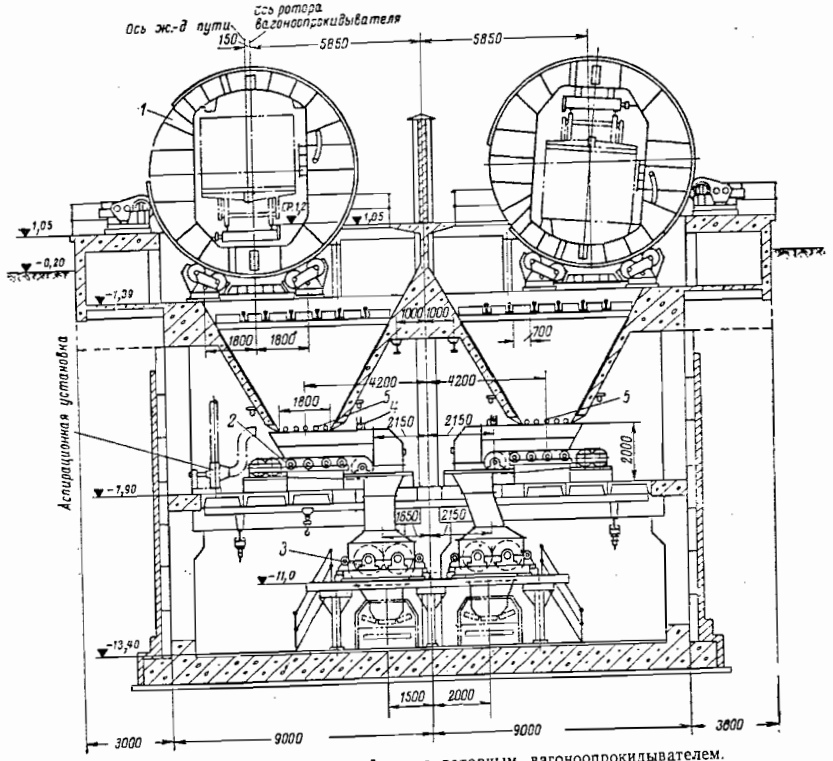


Рис. 8-7. Разгрузочное устройство с роторным вагоноопрокидывателем.
1 — вагоноопрокидыватель; *2* — ленточный питатель; *3* — дискозубчатая дробилка; *4* — вертикальный реечный шибер; *5* — штыковой затвор бункера.

лесообразно иметь двое таких весов.

Тара вагона согласно ПТЭ должна взвешиваться после разгрузки вагона только зимой при обледенении вагонов или интенсивном увлажнении деревянных частей.

г) Устройство складов и хранение топлива

На каждой электростанции всегда должен быть определенный запас топлива на случай перебоя в доставке его. В зависимости от дальности места добычи топлива нужно иметь запас, равный от 15 до 30-дневного расхода.

Для хранения этого запаса на каждой электростанции должен быть сооружен резервный топливный склад с необходимыми механизмами для его загрузки и выгрузки. Производительность этих механизмов должна соответствовать максимальной потребности станции.

При кратковременных перебоях в поступлении топлива используют запасы бункеров разгрузочного устройства. При небольшой емкости этих бункеров и при отдаленности резервного склада устраивают рабочий расходный склад, связанный с внутристанционным трактом топливоподачи.

На электростанциях, работающих на торфе, расходные склады торфа на территории станции устраивают только в случае, если резервный склад находится на расстоянии более 1 *км*.

Резервные склады угля выполняют открытыми, так как устройство закрытых складов большой емкости обходится весьма дорого.

Топливо на складах хранится в отдельных штабелях, имеющих в поперечном сечении форму трапеции. Только на скреперных складах штабелям придают другую, более сложную форму.

Площадь, занимаемую складом, определяют по следующей формуле:

$$F = \frac{BK}{H\rho\psi}\ [м^2], \qquad (8\text{-}2)$$

где B — количество топлива, которое должно храниться на складе, *т*;

H — высота штабеля, зависящая от способа механизации погрузочно-разгрузочных работ, *м*;

ρ — насыпная плотность топлива, $т/м^3$;

ψ — коэффициент, учитывающий угол естественного откоса штабеля, принимаемый в пределах 0,4—0,7;

K — коэффициент, учитывающий проходы и разрывы между штабелями и принимаемый равным от 1,5 до 1,7.

складка, должна быть ровной, с уплотненным грунтом. Для планирования площадки должен быть предусмотрен естественный сток атмосферных вод.

Во время хранения топлива всегда происходят некоторые механические и химические потери его.

Механические потери связаны с распылением топлива и уносом мелких его частичек ветром за пределы склада, уносом атмосферными осадками, втаптыванием топлива в грунт. Эти потери составляют 0,5—0,75% количества топлива, проходящего через склад.

Химические потери связаны с выветриванием топлива, изменением его состава от долгого соприкосновения с атмосферным воздухом, а также от самонагревания и самовозгорания. Величина химических потерь в большой степени зависит от поверхности соприкосновения топлива с воздухом и степени его уплотнения в штабелях.

Угли, богатые летучими веществами, подвергаются окислению скорее, чем тощие угли. При интенсивном окислении, которое имеет место при хорошем доступе воздуха к отдельным частицам угля, и плохом отводе тепла, выделяющегося при окислении, температура начинает повышаться, что может привести к самовозгоранию топлива. Поэтому хранение самовозгорающихся углей в штабелях разрешается только при условии тщательной укатки их при помощи гусеничных тракторов или специальных катков.

Согласно Правилам технической эксплуатации предельно допустимая температура угля в штабеле не должна превышать 60° С. Для наблюдения за температурой угля в штабелях следует устанавливать на расстоянии 6—10 *м* одна от другой стальные трубки диаметром 20—35 *мм*, заваренные снизу и закрытые пробкой сверху. При периодическом измерении температур в эти трубки опускают термометр.

Наблюдения показали, что теплота сгорания каменного и бурого углей в течение года уменьшается на 210—420 *кдж*. Поэтому не рекомендуется хранить топливо на складе больше года. Оно должно систематически обновляться. Для этого часть топлива, подаваемого в бункера котельной (15—20%), должна поступать со склада; складской запас должен пополняться свежеполученным углем.

Для механизации погрузочно-разгрузочных работ на складах применяют скреперные лебедки, грейферные краны, роторно-погрузочные машины, колесные скреперы, бульдозеры и передвижные грейферные краны на гусеничном ходу.

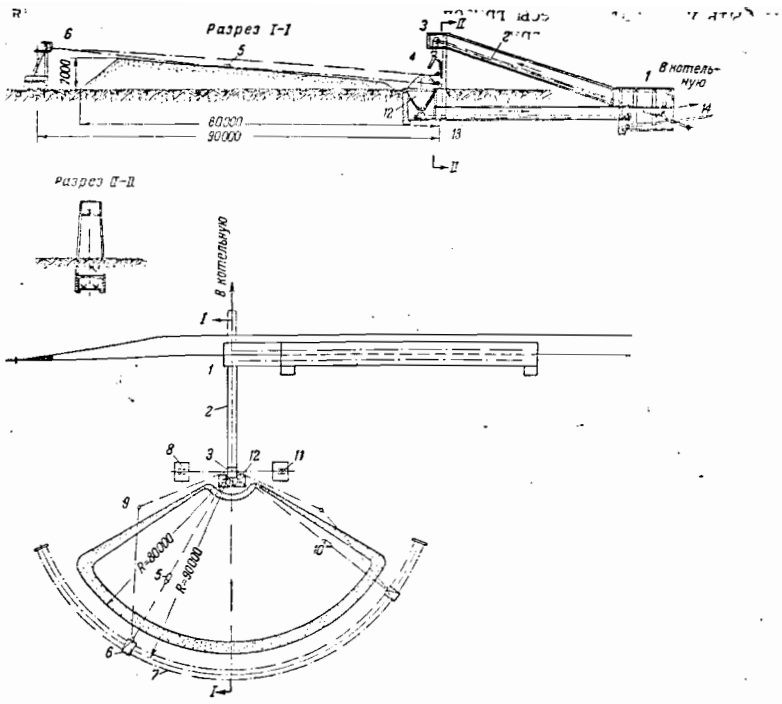


Рис. 8-8. Скреперный угольный склад.

1 — разгрузочное устройство; *2* — ленточный транспортер для погрузки топлива на склад; *3* — головная башня; *4* — течка для подачи топлива на склад; *5* — скреперный ковш; *6* — передвижная башня; *7* — рельсовый путь для передвижной башни; *8* и *11* скреперные лебедки; *12* — приемный бункер; *13* — ленточные транспортеры для подачи топлива со склада в котельную.

Схема склада, оборудованного скреперными лебедками, приведена на рис. 8-8.

Топливо, подлежащее загрузке на склад, подают к головной башне при помощи ленточного транспортера или другим каким-либо механизмом. Скреперный ковш (рис. 8-9) при разгрузке топлива ставят так, чтобы отверстие было направлено от головного столба к периметру склада. По мере загрузки склада передвижную башню перемещают по рельсовому пути, расположенному по периметру склада, и последний равномерно загружается по всей его площади. Рельсовый путь для башни обычно укладывают по дуге окружности, центром которой служит головная башня. Радиус этой окружности, т. е. радиус действия скрепера, может быть выбран в зависимости от желаемой емкости склада в пределах до 120—130 *м*.

При подаче топлива со склада скрепер должен быть повернут на угол 180° открытой своей стороной к головной башне, впереди которой имеется загрузочный (приемный) бункер, а под ним — ленточный транспортер или какой-нибудь другой механизм для загрузки угля в бункера котлов. Скреперные лебедки (обычно две) располагают в отдельном здании. Передачу движения скреперу осуществляют двумя канатами (рабочим и холостым) при посредстве сложной системы блоков. Иногда лебедки устанавливают в двух разных зданиях, расположенных симметрично по обе стороны от головной башни.

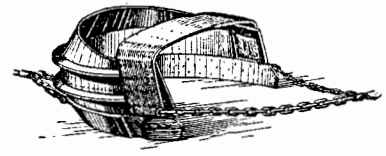


Рис. 8-9. Скреперный ковш.

Лебедки снабжа... двумя барабанами, один из которых служит для рабочего хода, а другой — для холостого.

В качестве недостатка скреперного устройства можно указать на затруднения, которые возникают при сильных морозах вследствие смерзания верхнего слоя влажного топлива. Для разрушения корки смерзшегося топлива скрепер снабжают стальными острыми зубьями. Но часто даже эти зубья не могут разрушить слой топлива, и скрепер скользит по поверхности. Поэтому применение скреперных складов в местностях с суровым климатом не рекомендуется.

Скреперные склады получили распространение на электростанциях СССР вследствие их простоты, небольшой металлоемкости и небольших первоначальных затрат для их сооружения.

Грейферные краны в зависимости от устройства несущей металлической конструкции и размещения механизмов, управляющих движением грейферного ковша, разделяют на козловые и кабельные.

Козловый кран (рис. 8-10) представляет собой П-образную конструкцию и состоит из металлической фермы в виде моста, опирающейся на две стойки (ко́злы). Эти стойки установлены на четырех четырехосных или шестиосных тележках, передвигающихся в направлении, перпендикулярном плоскости моста.

Для передвижения грейферного ковша вдоль моста механизм его подъема помещен на тележке, передвигающейся по мостовой ферме. Таким образом, благодаря возможности передвижения всего крана вдоль территории склада и передвижения тележки вдоль фермы грейфер может обслужить любую точку склада. Пролет между стойками (козлами) крана на крупных складах делают от 60 до 76,5 *м*. Мостовую ферму изготовляют больше пролета крана, что создает с обеих сторон крана консольные вылеты, увеличивающие перекрываемую краном площадь склада. Грузоподъемность грейфера достигает 14—15 *т* угля. Высота подъема грейфера дает возможность довести высоту штабеля угля до 12 *м*. При указанных размерах пролета ширина основания штабеля складываемого угля может быть доведена до 60 *м*. Консоли моста служат для выполнения краном погрузочно-разгрузочных работ. С одной стороны такого грейферного перегружателя прокладывают железнодорожный путь для разгрузки вагонов. Для этой цели путь располагают на эстакаде, с обеих сторон которой расположены разгрузочные канавы вдоль всего склада. Топливо, выгруженное из саморазгружающихся вагонов в канавы, захватывает грейфер и разносит его в любую точку склада.

С другой стороны крана прокладывают погрузочный путь, куда подают вагоны для погрузки угля со склада и подачи в бункера разгрузочного устройства, а оттуда в бункера котлов.

Такое расположение путей не является единственно возможным. Иногда для подачи угля со склада на одной из опор крана устраивают бункер, куда грейфер сбрасывает уголь, взятый из штабеля. Из этого бункера уголь может быть подан в вагон или на ленточный транспортер, проложенный в траншее по всей длине склада и связанный транспортерами с бункерами котлов, как показано на рис. 8-10.

Козловые грейферные краны являются надежным и мощным средством механизации угольных складов, но установка их возможна только на электростанциях большой мощности, так как стоимость крана велика и для его изготовления приходится затратить очень много металла. Так, например, общий вес конструкции и оборудования грейферного крана с пролетом 76,5 *м* и ковшом грузоподъемностью 12 *т* составляет около 940 *т*.

Рельсы, по которым передвигается кран, укладывают на ленточных железобетонных фундаментах.

Для повышения надежности работы крана его иногда снабжают второй (резервной) тележкой. Все управление краном осуществляется из остекленной кабины, подвешенной к тележке.

Кабельные краны не имеют широкого распространения на советских электростанциях и отечественными заводами не изготовляются.

На ряде электростанций при выполнении работ по погрузке и разгрузке топлива применяют так называемые роторно-погрузочные машины, передвигающиеся на гусеничном ходу. Машина снабжена барабаном с ковшами, которыми топливо подается на два последовательно установленных ленточных транспортера. Радиус действия машины определяется вылетом транспортера и составляет около 14 *м*.

Роторно-погрузочные машины изготовляют производительностью 190 *м*³/*ч* (РПМ-2) и 420 *м*³/*ч* (РПМ-1).

Колесные скреперы применяют для механизации работ на складах электростанций. При помощи скреперов производятся разравнивание и штабелирование топлива, подаваемого на склад ленточными транспортерами.

Скреперы передвигаются при помощи гусеничных тракторов, поэтому их работа на шта-

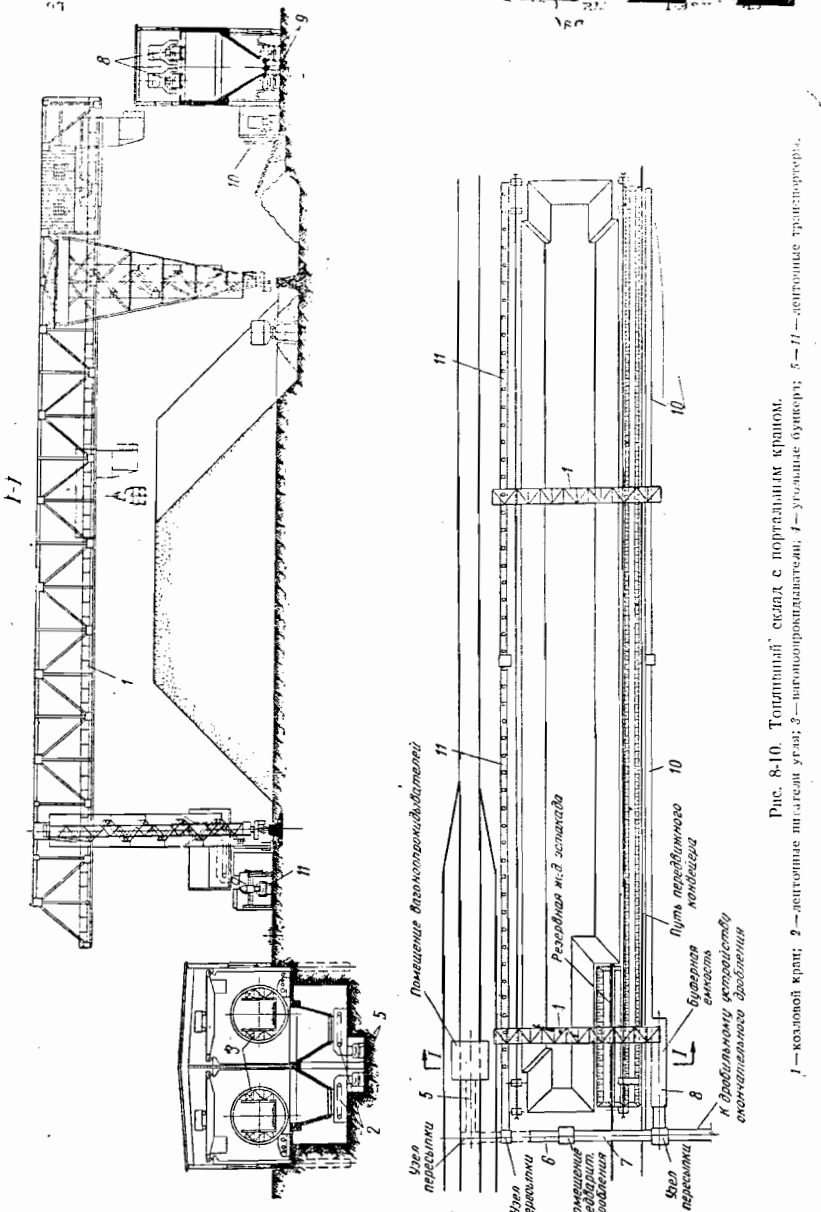


Рис. 8-10. Топливный склад с портальным краном.

1 — козловой кран; *2* — ленточные питатели угля; *3* — вагоноопрокидыватели; *4* — угольные бункера; *5—11* — ленточные транспортеры.

беле одновременно служит и для укатки (уплотнения) топлива.

Бульдозеры и грейферные краны (с емкостью грейфера 1,5—3 *т*) на гусеничном ходу служат вспомогательными механизмами для штабелирования, разравнивания и укатки топлива.

При проектировании мощных электростанций (до 2 400 *Мвт*) в настоящее время основными механизмами для открытых складов принимают колесные скреперы и бульдозеры.

В результате испытаний колесных скреперов, проведенных ОРГРЭС на действующих электростанциях, обнаружилось, что работа этих механизмов в большой степени зависит от атмосферных условий вследствие налипания и намерзания на них влажного мелкого топлива, в связи с чем производительность часто снижается до 60—80% расчетной. В связи с этим в настоящее время имеются проекты электростанций с механизацией складов только при помощи бульдозеров.

Хранение и транспортировка торфа на складах электростанций значительно отличаются от хранения и транспортировки углей.

При штабелировании торфа уплотнения штабелей совершенно не применяют, так как уплотнение кускового торфа связано с измельчением, что ухудшает сжигание его в топках котлов, а фрезерный торф не поддается уплотнению, так как он представляет собой рыхлую массу.

По этим же соображениям вагоны с торфом транспортируют со склада или даже с места добычи прямо в бункерную галерею котельной без перегрузки. При малых расстояниях от торфоразработок до станции применяют вагоны и вагонетки узкой колеи, а при значительных расстояниях — вагоны широкой колеи.

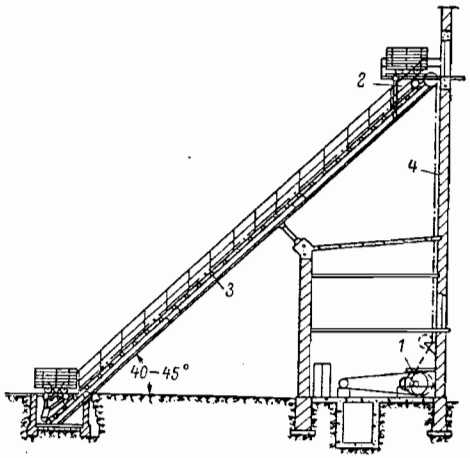


Рис. 8-11. Фуникулер для подачи торфа.
1 — приводная станция; *2* — подъемная вагонетка; *3* — наклонная эстакада; *4* — канат.

Для подачи вагонов в бункерную галерею пользуются эстакадами и фуникулерами.

Подача вагонов на эстакады при помощи паровозов может быть осуществлена при уклонах не более 0,03—0,04; но даже при этих уклонах эстакады получаются очень длинными и поэтому дорогими.

Эстакады бывают железобетонными или металлическими. Вследствие значительной длины стоимость эстакад высока, особенно если движение по ним должно производиться при помощи паровозов.

Другим сооружением для подачи торфа является фуникулер. Фуникулер (рис. 8-11) представляет собой короткую эстакаду с очень большим углом подъема (до 40—45°), по которой передвигаются две тележки, предназначенные для установки железнодорожных вагонов. Тележки поднимаются по эстакаде при помощи каната от электролебедки, причем в то время как одна тележка поднимается вверх с груженым вагоном, вторая опускается вниз с опорожненным.

В некоторых случаях при благоприятном рельефе местности, окружающей электростанцию, может быть построена эстакада небольшой длины и тогда этот способ может оказаться более рентабельным.

д) Дробление топлива

Уголь, предназначенный для сжигания, перед поступлением в углеразмольные мельницы должен быть раздроблен на куски размером до 10—12 *мм*, причем качество дробления в значительной степени влияет на производительность мельниц и на удельный расход электроэнергии для размола.

При слоевом сжигании топлива необходимо также дробление рядового угля для ограничения максимального размера кусков, поступающих на решетку, величиной 50 *мм*.

Для антрацитового штыба, сжигаемого в пылевидном состоянии, установка дробилок необязательна при условии предварительного просева его на грохоте.

Дробление топлива производится в специальных дробильных установках, располагаемых в отдельно стоящих зданиях. Схема дробления и применяемые для этого механизмы зависят от вида топлива и способа его сжигания. При слоевом сжигании, не требующем мелкого дробления, достаточно ограничиться одной ступенью дробления при любом сорте топлива. При пылевидном сжигании в зависимости от твердости угля применяют одноступенчатые схемы дробления.

В настоящее время почти для всех видов угля применяют одноступенчатую схему. Двухступенчатое дробление необходимо только при очень крупных кусках угля или при очень твердом угле (с размолоспособностью около 0,9—1,2).

Одноступенчатое дробление осуществляется по следующей схеме.

Топливо, поступающее по ленточному транспортеру со склада из разгрузочного устройства в угледробильную установку (рис. 8-12) попадает в бункера небольшой емкости или непосредственно на грохот (как на схеме, показанной на рис. 8-12). При наличии бункеров, что дает большую маневренность при оперативном управлении топливоподачей, под ними устанавливают ленточные питатели (с резиновой лентой или пластинчатые с небольшой пластинчатой лентой), которыми можно регулировать количество угля, подаваемое на дробление.

Назначение грохота заключается в отделении мелкого угля, не требующего дробления, для направления его прямо на транспортер, установленный после дробилки. Крупный уголь с грохота направляется на дробилку, а после раздробления — на транспортер, доставляющий его в бункера котлов.

Для дробления топлива в настоящее время применяют:

дискозубчатые дробилки, предназначенные для предварительного, грубого дробления самых крупных кусков угля перед поступлением их на другие дробилки, а также для дробления фрезерного торфа;

валковые дробилки, используемые при двухступенчатой схеме для первой ступени дробления или при одноступенчатой схеме для дробления топлива, предназначенного для слоевого сжигания;

молотковые дробилки, применяемые на станциях, работающих на пыли при одноступенчатой схеме, а также при двухступенчатой схеме для второй ступени дробления.

Наиболее широкое распространение получили молотковые дробилки.

Валковая дробилка состоит из двух валков с параллельными осями, вращающимися в разные стороны. Топливо, попадая между валками, раздавливается. Для лучшего захватывания кусков топлива валки изготовляют из отдельных зубчатых дисков, собранных в виде зубчатого барабана.

Расход электроэнергии на дробление составляет 0,4—0,6 *квт · ч/т* угля.

Молотковая дробилка (рис. 8-13) представляет собой ротор, составленный из дисков с билами, шарнирно насаженными на них в шесть рядов. Ротор вращается со скоростью от 600 до 1 500 *об/мин*, причем окружная скорость бил составляет 40—60 *м/сек*. Топливо поступает на дробилку сверху и попадает в пространство между вращающимся ротором и дробящей плитой, укрепленной на станине.

Удельный расход электроэнергии на привод молотковых дробилок колеблется от 0,8 до

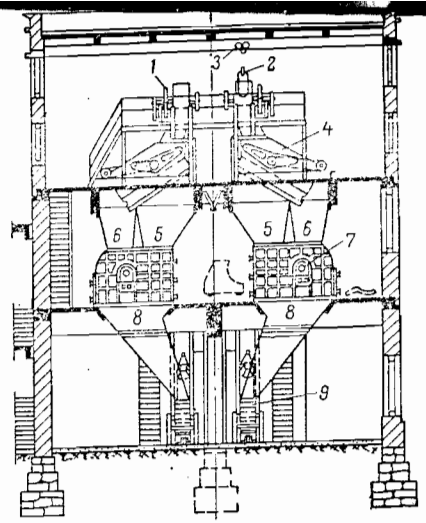


Рис. 8-12. Одноступенчатая дробильная установка.
1 и *2* — приводные станции транспортера; *3* — монорельс с кошкой для монтажных и ремонтных работ; *4* — вибрационный грохот; *5* — рукав для мелкого угля (помимо дробилки); *6* — рукав для крупного угля (на дробилку); *7* — молотковая дробилка; *8* — рукав для мелкого угля (после дробилки); *9* — ленточные транспортеры.

1,5 *квт · ч/т* в зависимости от сорта и качества топлива.

При двухступенчатой схеме дробления топливо подается на грохот. Крупный уголь с грохота направляется на валковую дробилку, а мелкий уголь, отсеянный грохотом, идет в обход валковой дробилки на следующий грохот, куда поступает и раздробленное дробилкой топливо. Валковая дробилка должна быть отрегулирована так, чтобы после нее величина кусков топлива была около 40—50 *мм*.

После валковой дробилки уголь направляется снова на грохот. Для этой операции обычно применяют грохот, у которого ячейки сит имеют размеры 10—12 *м*. Крупный уголь с грохота идет на молотковую дробилку, являющуюся второй ступенью дробления.

Для двухступенчатого дробления требуется шестиэтажное здание общей высотой 26—28 *м* и большое количество машин. Поэтому применение такой схемы следует ограничивать только для твердых сортов топлива с коэффициентом размолоспособности порядка 0,9—1,2.

При одноступенчатом дроблении высота здания ограничивается 15—20 *м*. На ряде

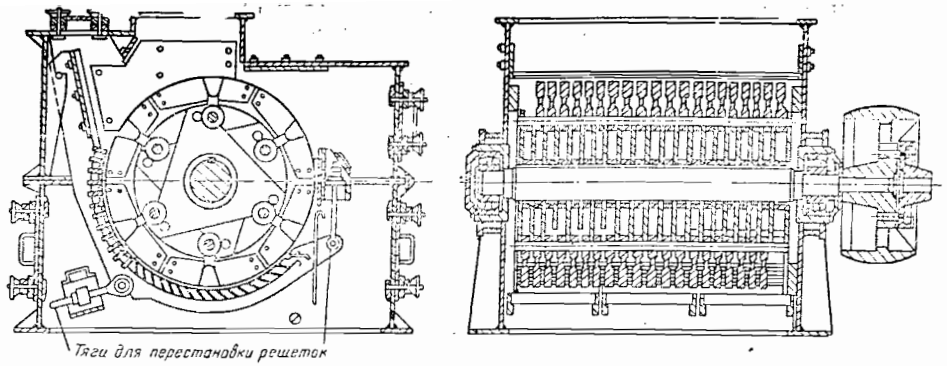


Рис. 8-13. Молотковая дробилка.

станций средней мощности одноступенчатая дробильная установка размещена под уровнем земли в разгрузочном сарае.

Встречаются установки дробилок в бункерной галерее котельной перед ленточными транспортерами.

В системах топливоподачи должна быть обязательно предусмотрена установка магнитных сепараторов для отделения металлических предметов, часто попадающих вместе с топливом.

Магнитные сепараторы применяют двух типов — барабанные и подвесные. Первые представляют собой стальной барабан, внутри которого встроены сильные электромагниты. Такие сепараторы применяют в качестве приводных станций ленточных транспортеров. При сбросе с транспортера топлива через такой барабан металлические предметы остаются на ленте под действием электромагнитов. На некоторой дуге окружности барабана при каждом его обороте электромагниты отключаются, и тогда удержанные магнитами предметы сбрасываются с ленты в специальный бункер, расположенный под барабаном. Барабанные сепараторы устанавливают в местах пересыпки топлива с одного транспортера на другой или на какую-либо машину дробильного помещения.

Подвесной магнитный сепаратор представляет собой сильный подковообразный электромагнит, подвешиваемый над транспортерной лентой. Металлические предметы, находящиеся в топливе, притягиваются магнитом. Время от времени сепараторы оттягивают в сторону и отключают; удержанные ими предметы тогда сами собой отпадают.

Топливо, поступающее на станцию, часто бывает засорено древесиной в виде щепок. Попадая в шаровые мельницы, щепа уменьшает их производительность, а попадая в питатели пыли (при схемах пылеприготовления с промежуточными бункерами), выводит их из строя.

Для улавливания щепы применяют механический уловитель, который представляет собой грабли, укрепленные на вращающемся барабане. Такие уловители устанавливают на пересыпных пунктах тракта. Они, вращаясь, как бы прочесывают движущийся на ленте слой топлива.

Для защиты питателей пыли от щепы устанавливают сетки на тракте пыли перед сепаратором.

Большие затруднения при эксплуатации топливоподачи вызывает застревание топлива в бункерах и течках. С увеличением влажности возрастает способность частиц мелкого топлива прилипать к поверхностям бункеров, течек и другого оборудования. Возрастает также и сцепляемость частиц между собой. Поэтому с увеличением влажности увеличивается угол естественного откоса, под которым располагается уголь, свободно падающий на какую-либо плоскость. При большой влажности уголь может ложиться под углом 90°. В бункерах при большой влажности могут образовываться своды, полностью прекращающие движение топлива.

При компоновке оборудования топливоподач и особенно дробильных установок нужно позаботиться о том, чтобы стенки букеров были по возможности круче. Наклон течек не должен быть меньше 60° к горизонту. Стенки бетонных бункеров должны иметь совершенно гладкую поверхность с железнением.

Мерами борьбы с застреванием топлива являются:

отсев мелкого топлива на грохотах, но следует иметь в виду, что грохоты также замазываются влажным топливом;

продувание бункеров сжатым воздухом;

шурование топлива для разрушения образующихся сводов при помощи длинных шестов или отрезков труб, для чего в бункерах и течках должны быть устроены лючки;

применение пневматических подушек из листовой резины, которые плотно крепятся к стенкам бункера; в пространство между резиной и стенкой бункера при необходимости подают сжатый воздух; подушка при этом вздувается и разрушает образовавшиеся своды топлива.

Транспортирование и дробление сухого угля связаны с большим выделением пыли, что значительно ухудшает условия обслуживания соответствующих механизмов. Обычные способы вентиляции не дают необходимого эффекта. Поэтому в помещениях топливоподачи устраивают вентиляцию с отсосом воздуха из мест наибольшего выделения пыли. Для этого от центральной вентиляционной установки прокладывают отсасывающие воздуховоды к дробилкам, грохотам, приводным станциям, где происходит пересыпка угля, к местам погрузки топлива на транспортеры и т. д. Для лучшего удаления пыли места пыления по возможности закрывают кожухами, из которых и производится отсос воздуха. Запыленный воз[illegible] поступает в [illegible]этры, представляющие собой мешки из плотной ткани (например, фланели), периодически встряхиваемые специальным механизмом для сброса из них пыли. Выбрасываемый из помещения воздух должен пополняться приточной вентиляционной установкой обычного типа.

е) Внутристанционная транспортировка твердого топлива

Для внутристанционного транспортирования твердого топлива, т. е. для подачи его от места разгрузки или со склада в бункера котлов, применяют следующие устройства:

1) ленточные транспортеры;
2) пластинчатые транспортеры;
3) многоковшовые конвейеры;
4) элеваторы;
5) скребковые транспортеры;
6) шнеки;
7) пневматические устройства.

Ленточные транспортеры

Ленточный транспортер (рис. 8-14) представляет собой бесконечную ленту из гибкого материала (резины, тонкой листовой стали), натянутую между двумя барабанами, один из которых является приводным, а второй — на-

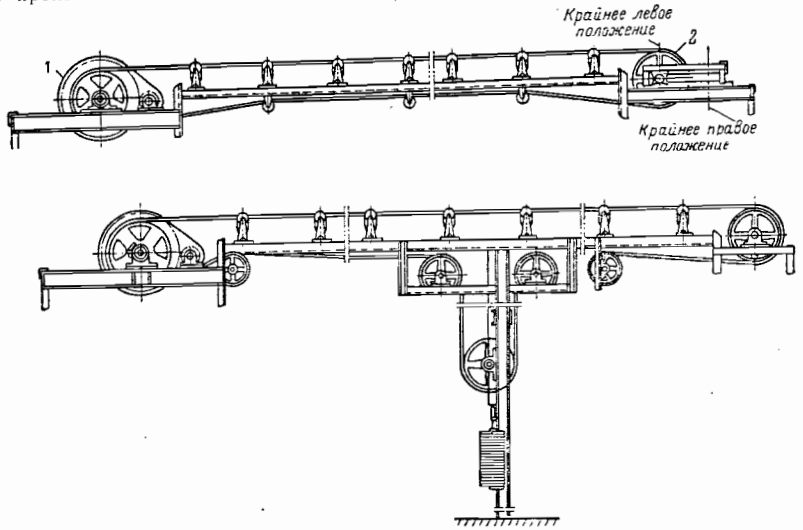


Рис. 8-14. Схема ленточного транспортера.
1 — приводной барабан; *2* — натяжной барабан.

тяжным, и по[illegible] й длине роликами.

Приводной барабан приводится во вращение электродвигателем через зубчатую или ременную передачу и тянет ленту, нагруженную топливом. Натяжной барабан, называемый также хвостовым или оборотным, служит для оборачивания бесконечной ленты и для ее натяжения. Этот барабан установлен на тележке, которая при натяжении ленты оттягивается при помощи пружин или грузов присоединенным к ней канатом через систему блоков.

В некоторых случаях, когда для размещения натяжного устройства в месте расположения хвостового барабана недостаточно площади, натяжная станция может быть размещена в любом месте на нижней ветви ленты.

Верхнее полотно ленты служит рабочей частью ленты и поддерживается роликами, отстоящими друг от друга на расстоянии 1—1,5 *м*. Нижнее холостое полотно ленты поддерживается роликами, отстоящими друг от друга на расстоянии 2—3 *м*.

Для увеличения угла охвата приводного барабана иногда на холостом полотне ленты ставят дополнительный барабан меньшего диаметра, называемый отклоняющим барабаном.

Применяемые на электростанциях ленточные транспортеры имеют длину до 150 *м*; по форме ленты они разделяются на плоские и желобчатые.

Желобчатые транспортеры применяют для уменьшения рассыпания транспортируемого материала и для увеличения производительности.

Применение плоских лент очень ограничено.

Производительность ленточного транспортера с желобчатой лентой определяется по формуле

$$Q = 280B^2\rho c \ [m/ч], \qquad (8\text{-}3)$$

где B — ширина ленты, *м*;
ρ — насыпная плотность топлива, $m/м^3$;
c — скорость ленты, *м/сек*.

Производительность желобчатого транспортера в 2 раза больше, чем плоского при одинаковой ширине ленты и одинаковой ее скорости.

Расчет производительности ленточных транспортеров, произведенный по формуле (8-3), будет верен только тогда, когда топливо транспортируется в горизонтальной плоскости или слегка наклонной. При увеличении угла наклона более 15° производительность транспортеров снижается, вследствие того что слои топлива начинают [illegible]низ при встряхивании ленты на каждой из роликовых опор.

Максимальный угол наклона, применяющийся при транспортировании топлива, равен 20—25°; при этом производительность ленты снижается на 15—20%.

Скорость ленты выбирают в пределах от 1 до 2,5 *м/сек* в зависимости от ее ширины и вида транспортируемого материала. Чем крупнее куски топлива, тем меньшей должна быть скорость. Для очень широких лент может быть принят высший предел скорости;

Следует иметь в виду, что с увеличением скорости лента быстро изнашивается.

Нормально эксплуатируемая лента может работать 5—6, а при особо благоприятных условиях и 10 лет, а при небрежной эксплуатации лента приходит в полную негодность за 1—2 года.

Лента является наиболее дорогой частью ленточного транспортера. Ее стоимость составляет около 50% стоимости всего транспортера. Поэтому расходы по эксплуатации транспортеров в большой степени зависят от качества ухода за лентой.

Мощность, требуемую для привода ленточного транспортера, можно определить по следующей формуле:

$$N = (N_1 + N_2 + N_3)K \ [квт], \qquad (8\text{-}4)$$

где N_1 — мощность, необходимая для работы транспортера на холостом ходу, *квт*;
N_2 — мощность, необходимая для транспортирования топлива в горизонтальной плоскости, *квт*;
N_3 — мощность, необходимая для транспортирования топлива по наклонной плоскости, *квт*;
K — коэффициент запаса мощности электродвигателя для преодоления сил инерции при пуске транспортера, принимаемый равным от 1,25 до 1,5.

Величину N_1 определяют по формуле

$$N_1 = \beta Lc \cdot 0{,}736 \ [квт], \qquad (8\text{-}5)$$

где L — длина транспортера, т. е. расстояние между осями приводного и оборотного барабанов, *м*;
c — скорость ленты, *м/сек*;
β — коэффициент, зависящий от ширины ленты и типа подшипников; значения этого коэффициента приведены в табл. 8-2.

Величину N_2 определяют по формуле

$$N_2 = 0{,}0002QL \cdot 0{,}736 \ [квт], \qquad (8\text{-}6)$$

где Q — [illegible]производительность транспортера, *т/ч*.

Величину N_3 находят по формуле

$$N_3 = \frac{QH \cdot 0{,}736}{270} \ [квт], \qquad (8\text{-}7)$$

где H — высота подъема, отсчитываемая по вертикали, *м*.

Транспортеры снабжают резиновыми лентами, изготовленными из нескольких слоев прокладок из прорезиненной хлопчатобумажной ткани, которые связаны между собой вулканизированной резиной. Число прокладок зависит от желаемой степени прочности ленты. Обычно чем шире лента, тем больше она имеет прокладок.

Следует, однако, помнить, что с увеличением числа прокладок уменьшается гибкость ленты; при этом приходится устанавливать барабаны увеличенных диаметров. При работе на барабанах уменьшенного диаметра ухудшается сцепление ленты с приводным барабаном, увеличивается возможность ее скольжения и сокращается срок службы.

Для защиты ткани от истирания транспортируемым материалом ленты покрывают с обеих сторон слоем резины.

Приводные станции ленточных транспортеров выполняют с закрытым зубчатым редуктором или с открытой зубчатой и ременной передачами.

Приводные станции второго типа требуют больше площади для установки, чем редукторные станции. Недостатками такой станции являются опасность для обслуживающего персонала в связи с наличием ременной передачи и шум, издаваемый открытыми зубчатыми передачами. Кроме того, шестерни быстро изнашиваются вследствие постоянного загрязнения смазки мелкой угольной пылью. Иногда для малых транспортеров (например, для ленточных питателей сырого угля) применяют червячные редукторы с цепными передачами.

Ширина барабана должна быть больше ширины ленты на 100 *мм*.

Наклонные транспортеры с углом наклона больше 8° при внезапной остановке электродвигателя могут [illegible]под действием тяжести нагруженной топливом ленты начать двигаться обратно. В таких случаях транспортер и помещение загромождаются массой топлива, для уборки которого приходится затрачивать много времени. Для предотвращения таких случаев приводные станции снабжают тормозом.

Таблица 8-2

Значения коэффициента β в зависимости от ширины ленты

Ширина ленты B, *мм* . . .	500	600	750	900	1 100	1 300
Коэффициент β	0,024	0,027	0,035	0,046	0,057	0,069

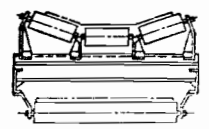


Рис. 8-15. Желобчатая роликовая опора.

Роликовые опоры служат для поддержания полотен транспортера. Для верхнего нагруженного полотна обычно применяют опоры, состоящие из трех роликов (рис. 8-15), установленных в подшипниках так, что передвигающаяся по ним лента приобретает форму желоба.

Для нижней ветви применяют прямые цилиндрические ролики диаметром от 100 до 160 *мм*. Ролики изготовляют из отрезков стальной трубы, внутрь которых вставляют два донышка с закрепленными в них шарикоподшипниками.

Ширина роликов или цепей желобчатой опоры должна быть на 100 *мм* больше ширины ленты.

Загрузка топлива на транспортер производится обычно в конце ленты, чтобы использовать всю ее длину. Загрузочное устройство должно быть расположено так, чтобы поступающее на транспортер топливо не истирало ленту. Для этой цели задняя стенка загрузочной воронки должна быть наклонена под углом 40—45°. Топливо должно поступать в направлении движения ленты.

Разгрузка топлива с ленты может производиться в любом месте по ее длине. Разгружатели (сбрасыватели) применяют двух типов: плужковые и барабанные. На новых станциях в настоящее время применяют преимущественно плужковые разгружатели.

Плужковый сбрасыватель представляет собой сварную металлоконструкцию в виде треугольного щитка с односторонним или двусторонним сбросом топлива. Щиток устанавливается вершиной треугольника против движущегося слоя топлива и сбрасывает его с ленты в расположенный под транспортером бункер котла.

Плужки должны быть снабжены нижней рамой с несколькими прямыми роликами и механизмом для одновременного выпрямления ленты этими роликами и опускания на ленту плужка. После загрузки одного бункера плужок поднимается с ленты, ролики опускаются

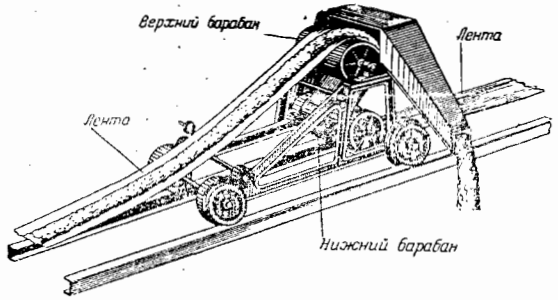


Рис. 8-16. Схема сбрасывающей тележки.

вниз и топливо попадает под действие другого плужка для наполнения другого бункера. Плужки должны работать поочередно, и в то время, когда один из них работает, другие должны быть подняты.

Автоматический барабанный сбрасыватель или автоматическая сбрасывающая тележка (рис. 8-16) представляет собой сварную раму с установленными на ней двумя барабанами на подшипниках. Лента транспортера огибает барабан и при огибании верхнего из них сбрасывает слой топлива в укрепленный на раме небольшой бункер, из которого топливо по рукаву попадает в бункер котла.

Для возможности передвижения раму снабжают катками, которые получают привод от одного из вращаемых лентой барабанов тележки через цепную передачу. Для передвижения тележки механизм снабжают кулачковой переключательной муфтой.

Чтобы сделать передвижение тележки независимым от работы ленты, изготовляют тележки с самостоятельными электродвигателями.

2. Пластинчатые транспортеры

Пластинчатый транспортер представляет собой бесконечную цепь из тонких стальных пластин, прикрепленных к двум шарнирным параллельным цепям, которые состоят из отдельных звеньев, соединенных шарнирами. Каждое звено снабжено роликами, движущимися по рельсам. Пластины бывают различной формы: плоские без бортов, плоские с бортами и корытообразные. Наибольшее распространение получили транспортеры с плоскими пластинами, имеющими борта.

Пластинчатые транспортеры достаточно надежны в работе, но высокая стоимость ограничивает их применение. Чаще всего ими пользуются для транспортирования крупнокускового топлива, так как такое топливо вызывает быстрый износ ленточного транспортера. В последнее время пластинчатые транспортеры на новых электростанциях не применяют.

3. Ковшовые конвейеры

Ковшовые конвейеры состоят из шарнирных цепей с роликами. Между каждой парой звеньев этой цепи на осях свободно подвешивают ковш, который благодаря расположению его центра тяжести ниже точки подвески сохраняет одно и то же положение при любом положении звеньев цепей. Поэтому конвейеры могут передвигаться и транспортировать топливо в вертикальном, горизонтальном и наклонном направлениях. Приводные и концевые станции для этих транспортеров ничем не отличаются от станций для пластинчатых транспортеров. В местах перехода конвейера из горизонтального в вертикальное положение или наоборот устанавливают угловые станции.

Горизонтальные части конвейера движутся по рельсам на катках, которые насажены на оси каждого ковша. Вертикальные части движутся по направляющим.

4. Ковшовые элеваторы

Ковшовые элеваторы (нории) служат для вертикального или наклонного подъема сыпучих материалов. Ковшовые элеваторы состоят из одной или двух бесконечных цепей, к которым прикреплены ковши.

Цепи приводятся в движение при помощи приводного барабана или звездочек с зубьями, шаг которых соответствует размеру звеньев цепи. Привод у элеватора всегда делается в верхней головке. Нижний барабан или звездочки служат для натяжения цепей.

Загрузка топлива в элеватор производится путем зачерпывания его ковшами в нижней головке элеватора, куда топливо подается по желобу или рукаву. Иногда ковши заполняются топливом при помощи специальных питателей.

Разгрузка происходит на верхней головке элеватора, где при опрокидывании ковшей топливо выбрасывается из них центробежной силой в воронку и из нее по специальному рукаву спускается по назначению.

Скорость движения ковшей 0,5 *м/сек* для кускового топлива и 1 *м/сек* для мелких топлив (типа АШ).

При мелком пылящем топливе обе ветви элеватора заключаются в железный короб.

Элеваторы строят производительностью до 150 *т/ч* при высоте до 30 *м*.

5. Скребковые транспортеры

Скребковый транспортер представляет собой желоб, по которому бесконечные снабженные роликами цепи передвигают прикрепленные к ним пластины (скребки). Плоскость пластин перпендикулярна дну и стенам желоба; поэтому при движении цепей и пластин топливо, находящееся в желобе, передвигается вместе с пластинами, скользя по желобу.

Привод цепей осуществляется так же, как и у других аналогичных транспортеров (например, пластинчатых).

Скребковые транспортеры работают нижней ветвью, а верхняя ветвь является холостой. Во избежание пыления желоб закрывается кожухом.

Погрузка и разгрузка топлива производятся в любом месте транспортера. В месте разгрузки прорезают отверстия в желобе, а в месте загрузки — в крышке.

Скребковые транспортеры могут служить для горизонтального передвижения топлива и наклонного с углом наклона до 45°. Скорость движения скребков от 0,5 *м/сек* для крупного до 0,75 *м/сек* для мелкого топлива. Применение их ограничивается небольшими расстояниями и производительностями.

6. Шнеки

Шнек представляет собой вал с укрепленной на нем винтовой поверхностью в виде стальной ленты, вращающейся в закрытом плотной крышкой кожухе из листовой стали. Вал лежит в концевых подшипниках, а при длинных шнеках — и в промежуточных подшипниках, укрепленных на подвесных кронштейнах. Для изготовления шнеков большого диаметра вместо сплошной спиральной ленты применяют отдельные куски спирали, укрепляемые на валу при помощи стоек на некотором расстоянии от него.

Вал приводится во вращение от электродвигателя через редуктор или ременную передачу и коническую зубчатую пару.

Топливо захватывается шнеком и продвигается по мере вращения вала.

Загрузка и разгрузка топлива могут производиться в любом месте по длине шнека. В месте разгрузки делают в дне кожуха отверстие, закрываемое шибером.

Шнеки применяют для транспортирования топлива только на расстояния, не превышающие 25—30 *м*. В случае необходимости подачи топлива на большее расстояние применяют два последовательно установленных шнека. Шнеки служат для горизонтального транспортирования топлива и для наклонного с углом наклона до 15°.

При помощи шнеков возможна транспортировка только мелкого топлива, так как кусковое топливо часто попадает между шнеком и желобом и, заклиниваясь, вызывает поломку. Кусковое топливо также быстро изнашивает шнек и желоб.

Наибольшее применение шнеки находят для транспортирования угольной пыли. При транспортировании горячей и влажной пыли желоб шнека необходимо хорошо изолировать, так как в противном случае на внутренней поверхности желоба конденсируется влага, налипает пыль и шнек замазывается влажной пылью.

Для удаления влажного воздуха, а также для предупреждения пыления шнек ставят под разрежение, соединяя его с пылесистемой, находящейся под разрежением.

Производительность шнеков может доходить до 60—75 *т/ч* при диаметре до 600 *мм*. Скорость вращения шнеков не должна превышать 60 *об/мин*.

7. Пневматический транспорт

Пневматические транспортные устройства основаны на использовании воздуха в качестве транспортирующей среды для мелких частичек твердого тела. Главной областью его применения на электростанциях остается транспортировка пыли в пылеприготовительных установках.

ж) Компоновка сооружений топливоподачи и топливных складов

Рассмотренные выше механизмы и сооружения для подачи топлива в бункера котлов могут быть использованы в различных комбинациях в зависимости от рода топлива, способа его сжигания, мощности электростанции, размеров и формы площадки для ее сооружения.

При компоновке отдельных звеньев топливоподачи должна быть обеспечена максимальная надежность подачи топлива с наименьшими первоначальными затратами.

Всю систему топливоподачи выполняют двухниточной, причем производительность каждой нитки принимают равной 100% расхода топлива при номинальной паропроизводительности всех установленных котлов на полную проектную мощность электростанции.

Предусматривается возможность одновременной работы обеих ниток в периоды разгрузки прибывающего топлива.

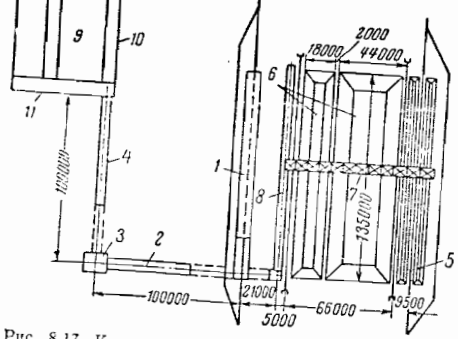


Рис. 8-17. Компоновка тракта топливоподачи с параллельным расположением разгрузочного устройства и бункерной галереи.

1 — разгрузочное устройство; *2* и *4* — наклонные эстакады ленточных транспортеров; *3* — дробильная установка; *5* — разгрузочная эстакада открытого склада; *6* — склад угля; *7* — козловый грейферный кран; *8* — ленточный транспортер склада; *9* — котельная; *10* — бункерная галерея; *11* — служебный корпус.

При установке вагоноопрокидывателя производительность двух ниток должна быть не менее его полной производительности (900 *т/ч*).

Применяемые на электростанциях схемы топливного хозяйства очень разнообразны.

На мощных электростанциях, построенных до 1955—1956 гг., весьма распространенными были описываемые ниже схемы.

При расположении разгрузочного устройства параллельно оси бункерной галереи главного здания применялась схема, показанная на рис. 8-17.

Угольный склад, оборудованный козловым грейферным краном, принимает поступающий в вагонах уголь на разгрузочную эстакаду, по обеим сторонам которой имеются траншеи. С другой стороны склада расположен в подземной галерее ленточный транспортер *8*, при помощи которого уголь, подаваемый грейфером, передается со склада на наклонный транспортер *2*. Разгрузочное устройство со щелевыми бункерами имеет два ленточных транспортера, при помощи которых уголь подается на наклонный транспортер *2* и с него — в дробильную башню. После дробления уголь подается наклонным транспортером *4* в бункерную галерею котельной, где он распределяется по бункерам отдельных котлов специальными транспортерами.

Наклонные ленточные транспортеры устанавливают в закрытых галереях высотой 2 200 *мм*. Ширину галереи выбирают так, чтобы проход между транспортерами имел ширину 1 000 *мм* и боковые проходы — 760 *мм*. Угол наклона не более 18°.

Если по условиям территории электростанции главный корпус мог быть еще больше удален от топливного склада, то применялась схема, в которой оба наклонных транспортера и угледробильная башня вытянуты в одну линию.

Схема расположения сооружений топливоподачи при механизации разгрузки на складе при помощи скреперных лебедок показана на рис. 8-9.

На новых мощных электростанциях средствами механизации, как правило, служат вагоноопрокидыватели и колесные скреперы с бульдозерами.

з) Топливоподача при жидком и газообразном топливах

1. *Жидкое топливо*

Паротурбинные электростанции, применяющие жидкое топливо в качестве основного, до настоящего времени в Советском Союзе исчислялись единицами. Жидкое топливо применялось главным образом только как растопочное топливо на станциях, сжигающих твердое топливо в пылевидном состоянии.

В настоящее время в связи с изменением топливного баланса СССР жидкое топливо будет применяться и частично уже применяется как основное топливо на мощных электростанциях и как резервное на станциях, сжигающих в качестве основного топлива природный газ.

В качестве жидкого топлива используются тяжелые погоны нефти — мазуты, богатые парафином (до 5—12%), застывающие при температурах от 10 до 36° С.

Жидкое топливо обычно доставляют на электростанции в цистернах. Только на электростанциях, расположенных в нефтяных районах, жидкое топливо подают по нефтепроводу непосредственно с нефтеперегонных заводов.

В связи с низкой температурой застывания мазут должен быть подвергнут нагреву по прибытии цистерн на приемное устройство электростанции.

Мазутное хозяйство электростанций состоит из приемного устройства с разгрузочным фронтом, мазутохранилища с мазутонасосной и промежуточных связей между ними и котельной.

На рис. 8-18 приведена принципиальная схема мазутного растопочного хозяйства. Слив разогретого мазута из цистерны производится в железобетонный канал, проходящий вдоль железнодорожного пути по всему разгрузочному фронту. Для поддержания мазута в жидком состоянии при его движении по каналу в последнем прокладывают паропровод. Канал должен быть перекрыт на всем протяжении бетонными плитами или рифленым железом.

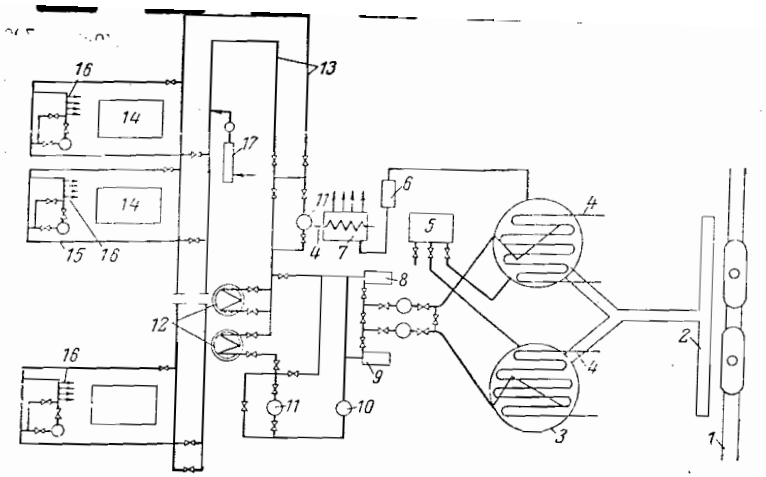


Рис. 8-18. Принципиальная схема мазутного хозяйства электростанции.

1 — железнодорожный путь для цистерн; *2* — сливной лоток; *3* — мазутный бак; *4* — змеевик для обогрева; *5* — дренажный приямок; *6* — паровой насос; *7* — дополнительный обогрев; *8* и *9* — насосы с электроприводом; *10* — расходомер; *11* — фильтр; *12* — подогреватели; *13* — мазутная магистраль; *14* — котлоагрегат; *15* — расходомер; *16* — мазутопроводы к форсункам.

Для разогрева получаемого на станции мазута цистерны подают на сливное устройство.

В каждую цистерну через ее верхний люк вводят два-три отрезка труб, к которым пар подается гибким шлангом. Изредка встречаются цистерны со встроенными змеевиками для присоединения паровой линии.

Длина разгрузочного фронта для растопочного мазута составляет обычно около 40 *м*. Эта длина достаточна для приема четырех цистерн. Вся внутристанционная система мазутопроводов, а также хранилища должны быть снабжены паропроводами для поддержания топлива в жидком состоянии.

Температура мазута на всем его тракте должна поддерживаться на уровне не менее 60—70° С.

На электростанциях, работающих на угольной пыли, в настоящее время строят исключительно подземные железобетонные мазутохранилища вместимостью 250—1 000 *т*. При установке на станции котлов паропроизводительностью 500 *т/ч* и более при сжигании АШ и тощих углей сооружают два бака по 1 000 *т* каждый, а при сжигании других видов топлива — два бака по 500 *т*. Мазут после слива должен в течение 8—10 *ч* отстояться для отделения влаги и твердых механических примесей, которые медленно осаждаются на дно резервуара. Для бесперебойного снабжения котлов мазутом необходимо иметь два мазутохранилища, чтобы при сливе мазута в одно из них можно было из другого подавать к форсункам отстоявшийся мазут.

Для забора отстоявшегося мазута хранилище снабжают шарнирной поднимающейся трубой, заборное отверстие которой опускают по мере понижения уровня мазута в резервуаре. Для этого свободный конец трубы прикрепляют к поплавку, который поддерживает его все время в верхнем слое мазута.

Для спуска влаги и шлама из мазутохранилища в расположенной рядом насосной устраивают отстойник с ловушкой для попадающего в него мазута.

Насосы для подачи мазута в котельную устанавливают в насосной, располагаемой ниже уровня земли в непосредственной близости к мазутохранилищам.

В насосной (рис. 8-18) располагают насосы, один из которых является резервным. Насосы имеют электропривод.

В насосной на напорных мазутопроводах (после насосов) устанавливают последовательно воздушный буферный колпак для вы-

ностные подогреватели, предназначенные для дополнительного подогрева до температуры 80—85° С мазута, поступающего в котельную к форсункам.

Схемы мазутного растопочного хозяйства должны обязательно допускать постоянную циркуляцию мазута во всех мазутопроводах независимо от того, расходуется мазут на котлы или нет. С этой целью из всех концевых точек напорных трубопроводов прокладывают циркуляционный трубопровод для возврата неиспользованного мазута в резервуары.

По схеме, приведенной на рис. 8-18, циркуляция мазута совершается при помощи насосов центральной мазутонасосной, а неиспользованный для растопки котлов мазут возвращается в основные мазутохранилища. Мазут подается в мазутопроводы, прокладываемые в каналах или на эстакадах вместе с паропроводом.

В настоящее время проектируются и строятся тепловые электростанции, работающие на мазуте и имеющие большое мазутное хозяйство. К таким станциям относятся ТЭЦ, сооружаемые для пароснабжения нефтеперегонных заводов. Такие ТЭЦ размещаются рядом с заводами и получают мазут по трубопроводам.

Электростанции, получающие мазут по железной дороге в цистернах грузоподъемностью по 50 *т*, имеют двухлутное приемносливное устройство для одновременной установки до 20—30 железнодорожных цистерн. При этом длина фронта разгрузки достигает 125—185 *м*.

Предусматривается мазутосклад с резервуарами емкостью до 10 000 $м^3$ каждый для обеспечения десятисуточного запаса топлива. Эти резервуары выполняются наземными с засыпкой. Слив мазута из цистерн осуществляется в один из двух приемных резервуаров емкостью по 600 $м^3$, выполняемых, так же, как и основные резервуары, из сборного железобетона. Из приемных резервуаров мазут перекачивается в основные погруженными насосами артезианского типа. На крышке каждого резервуара установлено по два подобных насоса с напором около 4 *бар*. В приемных резервуарах предусмотрены трубчатые подогреватели для подогрева мазута до 70° С.

Разогрев мазута в цистернах до 60° С осуществляется паром, который подается по поворотным подводящим трубам, соединенным гибкими шлангами с разогревательными трубами, вводимыми в цистерну через горловину.

Из цистерн мазут сливается в межрельсовые лотки шириной около 1 *м*, имеющие уклон 6,5 [illegible] из [illegible] резервуары.

Подача мазута из основных резервуаров в котельную осуществляется при помощи насосов первого и второго подъема, установленных в мазутонасосной. Насос первого подъема создает напор 6,5 *бар*, и под этим напором находятся фильтры и подогреватели мазута. Насос второго подъема создает напор около 45 *бар* и подает мазут в котельную.

Подогрев мазута в подогревателях осуществляется до 115° С.

Слив мазута осуществляется круглосуточно, причем в смену разгружается одна ставка.

Для нужд мазутного хозяйства подается пар с давлением 10 *бар* и температурой 220° С.

Удельный расход пара на разогрев мазута в цистернах составляет около 70 *кг/т* и, следовательно, расход пара на разогрев одной цистерны составляет $50 \times 70 = 3\,500$ *кг*. При длительности разогрева цистерны 6 *ч* часовой расход пара составит на одну цистерну около 600 *кг*. При ставке из 26 цистерн часовой расход пара составит 15 500 *кг/ч*.

Другой основной потребитель пара — подогреватели мазута, где последний подогревается с 65 до 115° С.

Удельный расход пара на подогрев 1 *т* мазута составит примерно $\frac{10^3(115-65)\cdot 2{,}2}{2\,800} = 45$ *кг/т*, где 2,2 — теплоемкость мазута, *кдж/кг·град*; 2 300 — тепло, отдаваемое 1 *кг* пара, *кдж/кг*.

При расходе мазута 200 *т/ч* расход пара на подогреватели составит около 9 *т/ч*.

Кроме того, пар расходуется на обогрев лотков и резервуаров (около 2 *т/ч*).

2. *Газообразное топливо*

Газообразное топливо применяют на электростанциях в виде доменного и — реже — коксового, а также природного газов. В связи с высокими темпами развития газовой промышленности применение природного газа приобретает все большее значение для электростанций. Так, например, в 1956 г. на электростанциях было сожжено всего около 3 млрд. $м^3$ природного газа, а на 1965 г. запланировано использовать 56 млрд. $м^3$.

Применение газа в качестве основного топлива электростанций имеет следующие преимущества перед другими видами топлива:

стоимость сооружения электростанции уменьшается на 20—25% по сравнению со станциями с таким же оборудованием и такой же мощности, работающими на бурых углях;

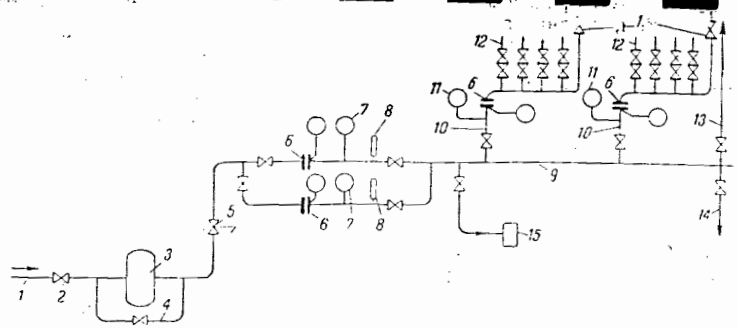


Рис. 8-19. Схема газового хозяйства электростанции.

1 — магистральный газопровод; *2* — главная запорная задвижка; *3* — уловитель посторонних примесей; *4* — обводная линия; *5* — автоматический регулятор давления; *6* — измеритель расхода газа; *7* — манометр; *8* — термометр; *9* — главный газовый коллектор котельной; *10* — отводы к котлам; *11* — манометр перед котлом; *12* — отводы к горелкам; *13* — продувка газопровода в атмосферу; *14* — дренажная линия; *15* — автоматический пробоотборник газа.

улучшаются санитарные условия на самой электростанции и в населенных пунктах, окружающих станцию;

уменьшается территория станции;

удешевляется на 20—27% себестоимость вырабатываемой станцией энергии;

повышается экономичность котельных агрегатов на 2—3%;

сокращается численность обслуживающего персонала.

Подачу газа на электростанцию осуществляют по двум трубопроводам, рассчитанным каждый на 70% максимальной потребности.

Давление газа на вводе принимается 2—3 *бар*.

Газопроводы укладывают в земле; они должны быть защищены от коррозии.

На вводе газопроводов в котельную устраивают колодец, в котором устанавливают главные задвижки.

Если газ содержит пыль и влагу, то устанавливают уловители для очистки его от этих примесей (рис. 8-19).

В котельной газопровод прокладывают открыто для удобства обслуживания. До ответвлений к котлам на газопроводе устанавливают диафрагму для измерения расхода, автоматический регулятор давления газа и другие измерительные приборы.

На ответвлениях к котлам устанавливают по две задвижки, одна из которых — регулирующая. На каждом ответвлении к котлам устанавливают расходомер и манометр.

На подводе газа к каждому котлу устанавливают также по две задвижки.

На конце общего коллектора в ко
и на концах коллектора у каждого
устанавливают «свечи» с выводом га
мосферу и задвижки для продувки
водов.

В самой низкой точке коллектора
руют дренажную точку для отвода вл

8-3. ОЧИСТКА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ ОТ ЛЕТУЧЕЙ ЗОЛЫ И УДАЛЕНИЕ З И ШЛАКОВ

а) Дымовые трубы

Зола топлива выделяется при его
нии в топке котла в виде шлака и в вид
чей золы (уноса).

Общее количество отходов определя
формуле

$$G = B\left(\frac{A^p}{100} + \frac{q_4 Q_н^p}{100 \cdot 33\,800}\right) \text{ [кг/ч]},$$

где B — часовой расход топлива, *кг/ч*;

A^p — рабочая зольность топлива, %;

q_4 — потери от механического недожо

Шлак остается в топочной камере,
удаляют через зольную воронку. Летуча
ла уносится с дымовыми газами, причем
чество ее при сжигании в паровых ко
мощных электростанций низкосортных м
зольных видов топлива измеряется сотня
тысячами тонн в сутки, а при сжигании
лив, содержащих серу, выделяются и се
стые соединения, которые, отравляя атмос
ный воздух, вредно действуют на человече
организм и растительность.

Проблема очистки дымовых газов от сернистых соединений теоретически давно решена, но ввиду особой сложности и высокой стоимости необходимых для этого сооружений на электростанциях улавливание серы пока не производится.

Концентрация летучей золы в газах для большинства топлив колеблется от 18 до 40 *г/м*³, повышаясь при сжигании сланцев до 100—110 *г/м*³. Содержание сернистых соединений в газах колеблется от 0,1 до 0,6%. Нижний предел относится к таким топливам, как челябинский бурый уголь, а верхний—к таким многосернистым топливам, как уголь Подмосковного бассейна и сланцы.

Размеры частиц летучей золы зависят от сорта топлива и способа его сжигания. При сжигании твердых минеральных топлив в пылевидном состоянии уносимая газами зола состоит на 50—70% из частиц размерами от 1 до 10 *мк*. При слоевом сжигании топлива частицы летучей золы имеют несколько бо́льшие размеры. При форсировке топочного процесса размеры частиц возрастают.

Крайне вредное влияние летучей золы привело к тому, что в настоящее время запрещается сооружать в населенных пунктах СССР электростанции, не оборудованные надежными золоуловителями. Другим вредным элементом является сернистый газ, выбрасываемый в атмосферу с дымовыми газами.

Согласно санитарным нормам запыленность на уровне дыхания не должна превышать 0,5 *мг/м*³, а загазованность, т. е. содержание SO_2, не должна превышать 0,5 *мг/м*³.

Чем больше мощность электростанции, тем больше сжигается топлива и тем больше выброс в атмосферу. Поэтому при сооружении станций большой мощности (1 200—2 400 *Мвт*) и станций, работающих на сернистом мазуте, требуются весьма высокая степень очистки газов и установка высоких дымовых труб.

Санитарные нормы предусматривают санитарно-защитные зоны вокруг электростанций, с тем чтобы ближайший населенный пункт был удален от дымовых труб на определенное расстояние.

Чтобы обеспечить нормальное санитарное состояние атмосферного воздуха в прилегающих к электростанциям жилых районах, санитарными нормами проектирования промышленных предприятий требуется сооружение высоких дымовых труб для отвода газов в верхние слои атмосферы. Высота труб определяется нормами в зависимости от часового расхода топлива. Так, например, при расходе топлива от 100 до 200 *т/ч* высота труб должна быть 100 *м*, а при расходе свыше 200 *т/ч* 120 *м* и т. д.

Для крупных электростанций, на которых должно сжигаться значительно больше топлива, требуется определять высоту дымовых труб специальным расчетом по условиям запыленности и загазованности атмосферы на уровне дыхания.

Концентрация пыли или SO_2 на уровне дыхания может быть подсчитана по следующей формуле:

$$C_{\text{макс}} = \frac{235 M_{\text{т}}}{\psi V H^2}, \qquad (8\text{-}8)$$

где $C_{\text{макс}}$ — максимальная концентрация летучей золы или SO_2 на уровне земли, *мг/м*³;

$M_{\text{т}}$ — выброс золы или SO_2 из дымовой трубы, *г/сек*;

ψ — коэффициент, учитывающий влияние температуры и объема газа и равный 4—10;

V — скорость ветра на высоте устья трубы, *м/сек*;

H — эффективная высота дымовой трубы, *м*.

Эффективная высота дымовой трубы равна

$$H = h + \Delta h, \qquad (8\text{-}9)$$

где h — геометрическая высота трубы, *м*;

Δh — дополнительная высота, получающаяся за счет динамического напора выбрасываемых газов:

$$\Delta h = 3{,}44 \frac{D u_0}{V}; \qquad (8\text{-}10)$$

D — диаметр устья трубы, *м*;

u_0 — скорость газов в устье трубы, *м/сек*.

Из формулы (8-8) видно, что концентрация пыли или SO_2 изменяется обратно пропорционально квадрату эффективной высоты трубы. Поэтому увеличение высоты дымовых труб является весьма эффективным средством снижения запыленности и загазованности.

Для увеличения динамического напора выбрасываемых из дымовых труб газов скорость газов в устье трубы U_0 должна быть значительной (20—35 *м/сек*) и существенно превышать скорость ветра V.

Для мощных станций и для станций, работающих на сернистом мазуте, высота дымовых труб принимается равной 180, 220 и 250 *м*.

б) Золоуловители

Применяемые на электростанциях золоулавливающие устройства по принципу их действия могут быть разделены на следующие группы:

1. Механические инерционные аппараты (циклоны, мультициклоны батарейные и пр.), в которых частички золы отделяются от потока несущего их газа под влиянием сил инерции при резком изменении направления их движения или при вращательном вихревом движении газового потока.

2. Мокрые золоуловители, з которых для улавливания частичек золы и удаления их из аппарата служит вода.

3. Электрофильтры, основанные на ионизации газовой среды и притяжении частиц золы к электродам.

Для мощных тепловых электростанций, требующих по условиям выполнения санитарных норм по запыленности и степени улавливания до 98%, требуется установка трех- и четырехпольных золоуловителей.

Мокрые прутковые скрубберы, отличающиеся невысокой стоимостью, не обеспечивают высокой степени улавливания и могут применяться на станциях с блоками 100—150 *Мвт*. Эффективность скрубберов заметно снижается с увеличением их диаметра.

в) Золоудаление

Количество выделяющихся шлаков, и золы, а также их структура, гранулометрический состав и другие свойства зависят от рода топлива и способа его сжигания.

При слоевом сжигании шлак получается либо в виде рыхлых, сильно пористых спекшихся кусков, либо в виде рассыпающихся мелких кусочков. Часть мелких кусочков шлака и топлива выпадает через зазоры между колосниками решетки. Содержание горючих частиц в провале и шлаке всегда больше при слоевых топках, чем при камерных.

Золовой баланс при слоевых топках составляется приблизительно так:

Шлак и провал	60—70%
Зола	30—40%

В камерных топках в зависимости от их режима, конструкции (степени экранирования) и рода сжигаемого топлива выпадающий шлак может иметь различные размеры и различную твердость. Если топка не шлакуется, то он выпадает пористым, рыхлым и легко разбивается при удалении его из топки.

При наличии шлакования топки шлак время от времени падает с мест его накопления в виде больших твердых стекловидных кусков, трудно поддающихся раздроблению.

Количество шлака, выделяющееся в пылеугольных топках, составляет около 15—20% общего содержания золы в топливе, несколько понижаясь при сжигании газа и мазута и при установке горелок. Исключением являются только сланцы, при сжигании которых количество шлака достигает 30—35% общего количества золы.

В топках с жидким шлакоудалением шлак, вытекая из топки в жидком состоянии и попадая под уровень воды, гранулируется.

Количество шлака, выделяющееся в этих топках, составляет 30—35% общего содержания золы в топливе, а в двухкамерных топках с жидким шлакоудалением эта величина доходит до 50—60%.

Шлаки и уловленная часть золы должны быть удалены из котельной и с территории электростанции. Процесс их удаления делится на две стадии: удаление из котлоагрегатов в пределах котельной и транспортирование из котельной за пределы территории станции в предназначенное для золоотвала место.

Удаление шлаков и золы может производиться следующими способами: ручным (при помощи вагонеток), механическим, гидравлическим, пневматическим, гидропневматическим.

8-4. ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Компоновкой называется взаимное расположение основных и вспомогательных цехов на площадке, отведенной для сооружения электростанции, а также расположение оборудования в главном здании.

Выбор компоновки генерального плана в большой степени зависит от рельефа площадки, ее геологической характеристики, уровня грунтовых вод и расположения источника водоснабжения.

От правильного выбора площадки для сооружения электростанции в значительной степени зависят стоимость и сроки строительства, а также надежность и экономичность работы станции.

При выборе площадки должны быть предусмотрены следующие условия строительства и эксплуатации электростанции:

минимальные объемы земляных работ;

близость источника водоснабжения, обеспечивающая возможность применения прямоточной или прудовой системы с наименьшей затратой электроэнергии на циркуляционные насосы;

наименьшее расстояние от уровня воды в источнике охлаждающей воды до оси конденсаторов;

хорошие условия топливоснабжения и удобная связь с железнодорожными путями;

наличие тепловых потребителей и возможность отдачи электрической и тепловой энер-

гии при н … … тепловых
и электрических ст

Исследованиями института «Теплоэлектропроект» установлено, что при сжигании низкокалорийных видов топлива электростанция должна располагаться возможно ближе к месту добычи топлива, а при высококалорийных видах топлива — ближе к потребителям электроэнергии.

Выбору той или иной компоновки должна предшествовать графическая разработка так называемого ситуационного плана.

Для определения положения каждого здания или сооружения на ситуационном плане прежде всего должна быть выбрана система координат. Такой системой обычно является система взаимноперпендикулярных осей, параллельных сторонам площадки станции, если площадка имеет прямоугольную форму. Часто одну из осей выбирают параллельной оси главного здания станции.

На генеральном плане указывают координаты всех сооружений, трассы и координаты всех углов поворотов подземного хозяйства, т. е. водопровода, канализации, теплофикационных трубопроводов, кабельных туннелей и пр. в выбранной системе координат, а также наносят дороги, тротуары, насаждения и т. п. Очень часто для ясности чертежей подземные сооружения площадки изображают на отдельном генеральном плане, называемом планом подземного хозяйства. В этом случае на генеральный план наносят только поверхностные сооружения.

Генеральный план определяет положение зданий и сооружений в плоскости, т. е. определяет горизонтальную планировку площадки.

Основным требованием к горизонтальной планировке генерального плана является компактность размещения зданий и сооружений. Так как этим условием определяются размеры площадки, а также стоимость сооружения и эксплуатации электростанции.

Для фиксации третьей координаты в вертикальной плоскости на площадке станции выбирают какую-либо точку, принимаемую за ноль вертикальных отсчетов. В этой точке роют глубинный репер, представляющий собой бетонный массивный столб, заложенный ниже материковых пород грунта. На верхней поверхности столба в бетон заделывают стальную пластинку, от которой и ведется отсчет вертикальных отметок. Для предохранения от повреждений верхнюю часть репера окружают кирпичной кладкой или железобетонными кольцами, образующими колодец, который закрывают крышкой и запирают на замок.

Положение любой точки в вертикальной плоскости может быть определено указанием расстояния любой его части, измеренного по вертикали от репера, причем все точки, лежащие выше репера или условного нуля площадки, обозначают знаком плюс, а точки, расположенные ниже репера, — знаком минус.

Абсолютные отметки точки могут быть получены сложением абсолютной отметки репера, т. е. вертикального расстояния его от уровня моря, с вертикальной отметкой данной точки, отсчитанной от репера.

Отметки поверхности проездов, дорог, различных сооружений подземного хозяйства дают в виде продольных и поперечных профилей, т. е. вертикальных разрезов по их оси.

Определение в проектной документации высотных отметок всех зданий и сооружений, а также осуществление их в натуре при производстве строительных работ носит название вертикальной планировки площадки. Генеральный план с указанием отметок поверхности площадки называется планом вертикальной планировки.

На чертеже генерального плана обязательно изображается так называемая роза ветров (рис. 8-20), указывающая направление господствующих ветров. Роза ветров составляется на основании длительных метеорологических наблюдений и статистических данных. Направление господствующих ветров на розе ветров определяется наибольшим по величине вектором, отсчитываемым от многоугольника, ограничивающего розу, до ее центра.

Определение направления господствующих ветров при сооружении электростанции имеет, в частности, значение при выборе площадки для расположения жилого поселка. Эту площадку нужно выбирать так, чтобы поселок находился наименьшее число дней с подветренной стороны от дымовых труб электростанции.

На рис. 8-20 показан генеральный план электростанции с прудом-охладителем, по которому построены многие наши электростанции.

Расположение зданий и сооружений на генеральном плане должно быть подчинено технологической схеме электростанции. Для этой цели обычно сооружения топливоподачи (разгрузочное устройство, угольный склад и транспортеры) располагают с одной стороны главного здания, а повысительную подстанцию и линию электропередачи — с другой стороны.

Возможно также расположение открытых распределительных устройств за угольным

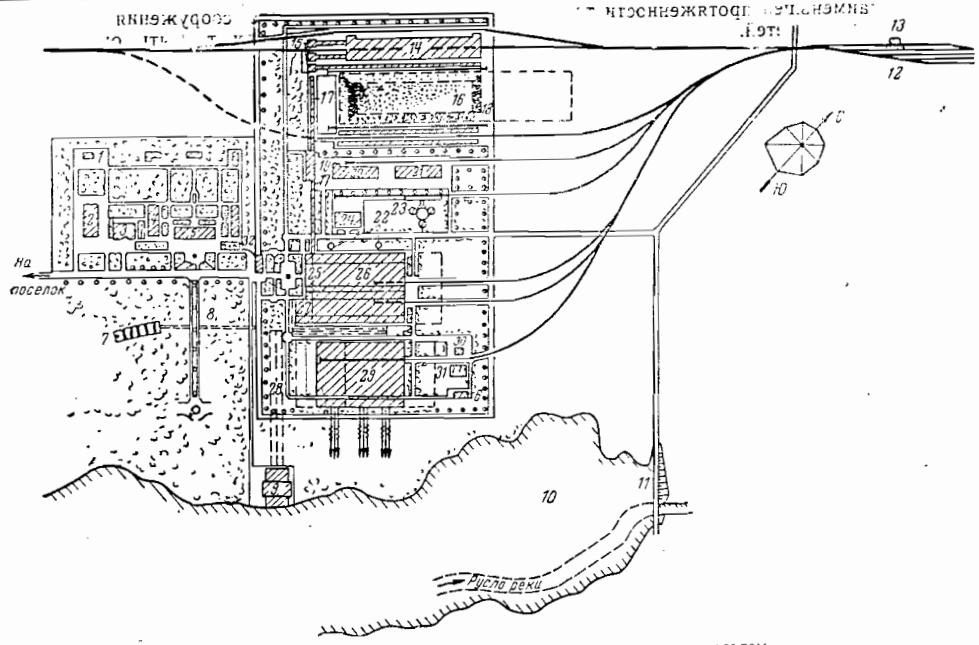


Рис. 8-20. Генеральный план электростанции с прудом-охладителем.

1 — бензохранилище; *2* — гараж; *3* — пожарное депо; *4* — жилые дома персонала ВОХР; *5* — главная контора; *6* — помещение для служебных собак; *7* — открытый сбросной канал; *8* — закрытый сбросной канал; *9* — береговая насосная; *10* — пруд-охладитель; *11* — плотина; *12* — железнодорожный приемный парк; *13* — вагонные весы; *14* — разгрузочное устройство; *15* — устройство первичного дробления; *16* — угольный склад; *17* — наклонные эстакады; *18* — химводоочистка; *19* — угледробилка; *20* — механическая мастерская; *21* — материальный склад; *22* — дымовые трубы; *23* — мазутное хозяйство; *24* — химическая водоочистка; *25* — служебный корпус; *26* — главный корпус; *27* — щит управления; *28* — водоводы; *29* — открытая подстанция; *30* — оперативное помещение масляного хозяйства; *31* — склад масла; *32* — проходная.

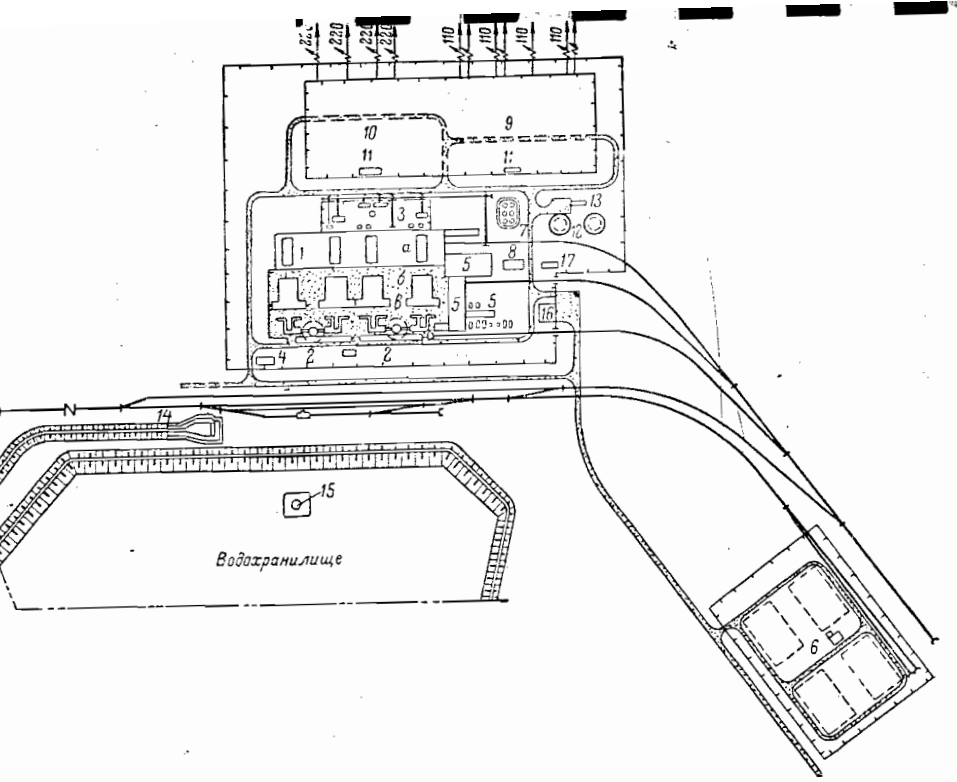
складом при переброске проводов высокого напряжения через главный корпус, что позволяет приблизить машинный зал к источнику водоснабжения.

Вспомогательные здания располагают между угольным складом и главным зданием. На современных строящихся электростанциях вспомогательные цехи и служебный корпус объединяют в отдельном здании, а топливный склад выносят за пределы площадки. Примером такого генерального плана может служить генеральный план проекта электростанции мощностью 600 *Мвт* на природном газе (рис. 8-21). Особенность этого проекта — простота и компактность компоновки.

8-5. КОМПОНОВКА ГЛАВНОГО ЗДАНИЯ

Строительная конструкция главного здания современных крупных и средних электростанций представляет собой в поперечном разрезе несколько железобетонных или металлических рам, состоящих из мощных колонн и связывающих их балок, на которые опираются перекрытия этажей и кровли. Нужно различать бункерную раму, раму котельной ячейки, раму деаэраторной этажерки и раму машинного зала. Взаимное расположение этих рам чрезвычайно разнообразно и зависит от выбранной компоновки отдельных цехов. Иногда бункерную раму размещают вдоль наружной стены котельной; в других случаях ее помещают вдоль внутренней стены, и тогда она на конденсационных электростанциях объединяется с деаэраторной рамой (рис. 8-22). Размеры пролетов различны и зависят от мощности агрегатов и выбранного расположения оборудования.

Вдоль продольной оси главное здание имеет вид отдельных ячеек, образованных перечисленными выше рамами, установленными с шагом 6 или 12 *м*.



8-21. Схема компоновки генерального плана открытой конденсационной электростанции мощностью 600 *Мвт*.
авный корпус: *а* — машинное отделение; *б* — котельное отделение; *в* — дымососное отделение; *2* — дымовые трубы; *3* — открытая овка трансформаторов; *4* — насосная станция технического водоснабжения; *5* — объединенный вспомогательный корпус; *6* — мазутоство; *7* — открытый склад масла; *8* — водородные ресиверы; *9* — открытое распределительное устройство 110 *кв*; *10* — открытое расительное устройство 220 *кв*; *11* — помещение релейных щитов; *12* — резервуары для воды; *13* — насосная хозяйственно-питьевого одоснабжения; *14* — сбросной канал циркуляционной воды; *15* — водоприемник; *16* — проходная; *17* — электролизерная установка.

Рамы связывают между собой железобе-ными или металлическими балками (риге-и), на которые ложатся междуэтажные и ельные перекрытия.

Целью компоновки главного здания яв-ся выбор наивыгоднейшего взаимного оложения цехов, основных агрегатов и могательных механизмов.

Компоновка каждого цеха в отдельности кна увязывать взаимное расположение рудования и строительных конструкций ия. Эту задачу при проектировании элек-танций, как и всякого промышленного приятия, решают графически изображе-планов и разрезов строительных кон-кций здания с размещением в них обо-рудования. Эффективно также использование макетов и моделей.

Для точной фиксации элементов оборудования по отношению к основным строительным конструкциям служит привязка каждого элемента оборудования к осям колонн здания. Расположение в плане колонн здания является как бы системой координат. В этой системе обычно продольные линии колонн обозначают буквами *А*, *Б*, *В* и т. д., а перпендикулярные им линии колонн — номерами *1*, *2*, *3* и т. д. Тогда каждая колонна имеет свой номер, состоящий из буквы и цифры, который прямо указывает ее положение на плане главного здания. Для привязки любого элемента оборудования достаточно указать расстояние

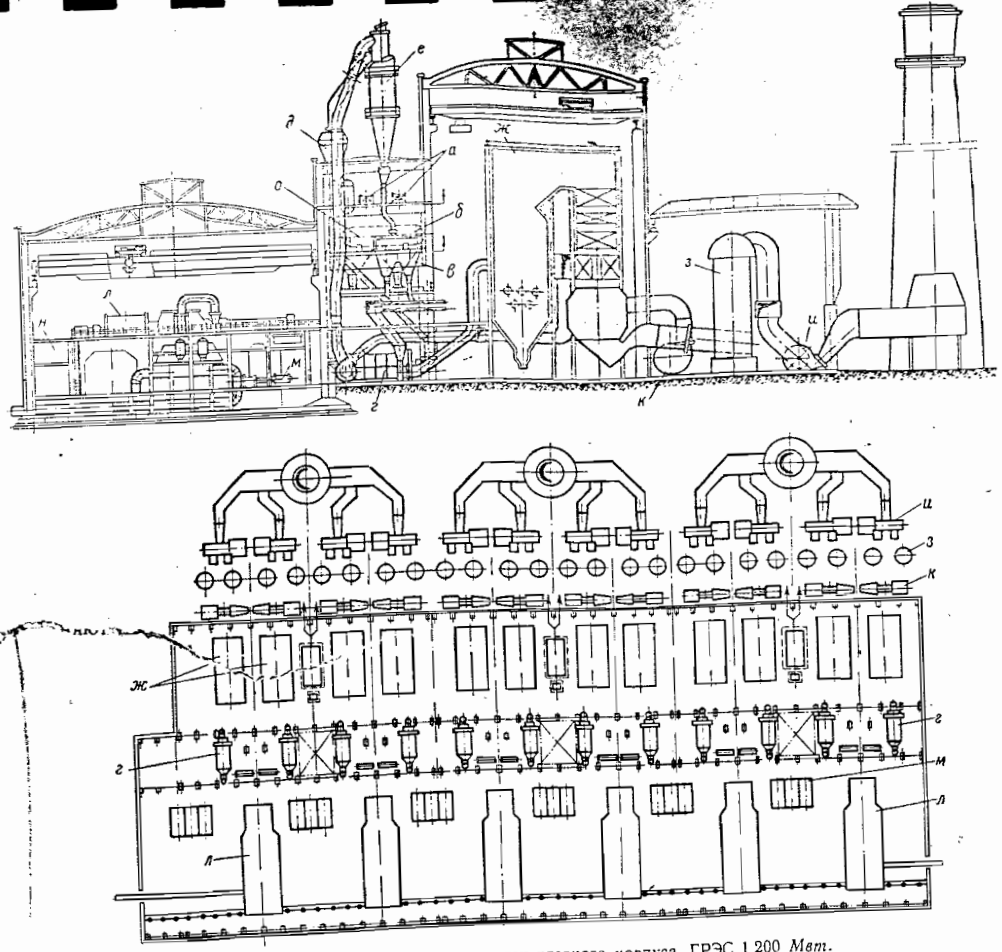


Рис. 8-22. Поперечный разрез и план главного корпуса ГРЭС 1 200 *Мвт*.
а — транспортеры топливоподачи; *б* — бункер сырого угля; *в* — бункер пыли; *г* — барабанная шаровая мельница; *д* — сепаратор пыли; *е* — пылевой циклон; *ж* — котлоагрегат; *з* — золоуловитель; *и* — дымосос; *к* — дутьевой вентилятор; *л* — турбоагрегат; *м* — питательный насос; *н* — распределительное устройство собственных нужд; *о* — деаэратор.

его (или его осей) от ближайших рядов колонн.

Третьей координатой строительных конструкций и элементов оборудования служит высотная отметка данной конструкции, отсчитываемая от отметки здания, условно принимаемой за нуль отсчетов. В качестве такой нулевой отметки обычно принимают перекрытие обслуживания котлов и турбин или пол конденсационного и зольного помещений.

При выборе наиболее целесообразной компоновки главного здания электростанции необходимо, чтобы были обеспечены:

1) наименьшая затрата средств на сооружение станции при соблюдении всех остальных требований; для этого нужно стремиться к тому, чтобы при заданной мощности станции получались наименьшая удельная площадь цехов, а также наименьший удельный строительный объем здания (общий объем

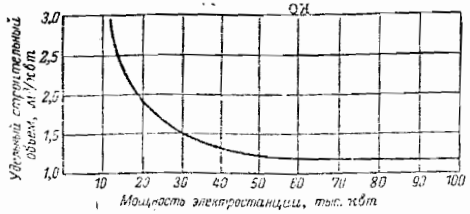


Рис. 8-23. Зависимость удельного строительного объема главного здания от мощности электростанции.

здания, отнесенный к общей установленной мощности); чем больше мощность станции, тем меньше удельный строительный объем главного здания и отдельных цехов; эта зависимость показана на рис. 8-23; в проектах самых мощных станций удельный строительный объем доведен до 0,3—0,4 *м³/квт*, а на открытых станциях — даже до 0,1 *м³/квт*;

2) удобство обслуживания агрегатов и всего оборудования, а также возможность выполнения всех требований техники безопасности и промышленной санитарии не только при работе, но и при ремонте оборудования;

3) максимум естественного освещения;

4) наименьшая протяженность паропроводов, трубопроводов и кабелей;

5) минимальные эксплуатационные расходы, т. е. возможность обслуживания оборудования наименьшим числом обслуживающего персонала;

6) возможность применения самой широкой механизации ремонтных работ, для чего должны быть предусмотрены монтажные площадки, доступные для обслуживания их мостовым краном;

7) возможность расширения станции с установкой дополнительных котлов и турбин.

Высота главного здания электростанции и размеры его пролетов зависят от типов основных агрегатов, их числа и мощности, системы топливоподачи, способа сжигания топлива и способа золоулавливания.

Необходимые для проектирования габариты котлов и турбин различных типов устанавливают по заводским чертежам или справочникам.

При осуществлении пылеприготовления в барабанных мельницах по схеме с промежуточными бункерами необходимо рационально разместить нужное для этого оборудование (циклоны, сепараторы, шнеки, бункера и пр.).

Пылеприготовление при помощи шахтных мельниц резко изменяет компоновку бункерной этажерки.

В настоящее время широко применяют открытую установку дымососов и дутьевых вентиляторов, а также золоуловителей. Для мокрых золоуловителей применяют закрытие верхних сопел и нижней части с устройством отопления.

В местностях с мягкими климатическими условиями возможно сооружение так называемых открытых электростанций с расположением котельных агрегатов, золоулавливающих устройств и даже турбогенераторов без сплошных кровельных перекрытий над ними.

В настоящее время на всех строящихся электростанциях котельный и турбинный цехи располагают параллельно друг другу. При этом длина котельной при однорядном расположении современных мощных котлов получается не больше, чем длина машинного зала. Такая компоновка дает возможность применять любые схемы трубопроводов с короткими ответвлениями к отдельным агрегатам.

Параллельное расположение цехов позволяет также просто решить вопрос о расширении станции.

Для размещения в котельной котельных агрегатов со всем их вспомогательным оборудованием котельный зал разделяют по длине на ряд одинаковых котельных ячеек с размерами в зависимости от мощности и, следовательно, размеров котельного агрегата.

Выбирая и разрабатывая графически компоновку котельного оборудования, нужно иметь перед собой план строительных конструкций (колонн здания), чтобы при вписывании агрегата в ячейку правильно расположить и сам котел и его вспомогательное оборудование, пылепроводы и трубопроводы по отношению к строительным конструкциям.

Котельный цех обычно размещают в двух пролетах главного здания: бункерной этажерке с величиной пролета от 5,5 до 15 *м* и собственно котельной с пролетом от 20 до 36 *м*.

В бункерной этажерке располагают бункера сырого угля и пылевые бункера на пылеугольных станциях при схеме пылеприготовления с промежуточными бункерами. Обычно на котел устанавливают два бункера сырого угля (при двух мельницах на котел) и между ними один бункер пыли.

Над бункерами располагают транспортеры топливоподачи, между ними — реверсивные пылевые шнеки и под бункерами — все оборудование пылеприготовления. Мельницы устанавливают на нулевой отметке для возможности закладки для них массивных фундаментов.

Компоновка оборудования в турбинном цехе зависит прежде всего от расположения оси турбогенератора параллельно или перпендикулярно оси здания.

В настоящее время принято поперечное расположение турбинных агрегатов, позволяющее избежать обгона котельной машинным залом и сократить длину паропроводов.

Для уменьшения длины питательных трубопроводов подогреватели регенеративной установки рекомендуется размещать со стороны внутренней стены зала, т. е. со стороны котельной и деаэраторной этажерок.

Все оборудование машинного зала располагают на двух этажах, причем площадка обслуживания турбины обычно поднята на 8—9 *м* над полом конденсационного помещения. В целях удешевления строительных конструкций и для возможности обслуживания краном конденсационного помещения на отметке обслуживания турбины сплошного пола не делают. Площадку располагают только вокруг турбогенератора и вокруг всего зала.

Площадки двух соседних машин соединяют между собой переходными площадками-мостиками.

Такое расположение перекрытий и машин носит название островного, так как машины находятся как бы на островах.

Островное расположение машин обеспечивает возможность обслуживания мостовым краном почти всего вспомогательного оборудования и обеспечивает хорошую освещенность конденсационного помещения.

При компоновке оборудования в машинном зале должна быть предусмотрена возможность выемки ротора генератора и замены трубок конденсатора.

На современных станциях ниже отметки конденсационного помещения делают еще один этаж высотой 3—4 *м* для расположения на нем циркуляционных трубопроводов с задвижками, бака низких точек с насосом и пр.

Высота машинного зала определяется высотой расположения мостового крана, который должен обеспечивать подъем и перемещение по всей длине зала любой части турбогенераторов (крышек цилиндров и др.) и выемку трубной системы подогревателей.

Грузоподъемность кранов принимают из расчета подъема статора генератора или наиболее тяжелой детали турбоагрегата, или монтаж статора генератора производится при помощи специальных приспособлений. Обычно в машинном зале устанавливают два крана, один из которых является монтажным, а в котельном отделении устанавливают монтажный кран.

Иногда питательные насосы выносят на второй этаж этажерки, иногда их располагают в машинном зале, но эти компоновки не являются типичными.

Циркуляционные насосы в случае расположения их в машинном зале устанавливают возле каждой турбины со стороны наружной стены. Для уменьшения высоты всасывания часто насосы приходится опускать в специальный приямок на 1,5—2 *м* ниже уровня пола конденсационного помещения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белинский С. Я., Ведяев В. А., Тепловая часть электрических станций, Госэнергоиздат, 1961.
2. Долговский Н. М., Тепловые электрические станции, Госэнергоиздат, 1954.
3. Долговский Н. М., Теплотехника и тепловое хозяйство электростанций, Госэнергоиздат, 1959.
4. Проблемы использования газа в теплосиловых установках, под ред. Н. И. Сазонова, Госэнергоиздат, 1959.
5. Жилин В. Г., Компоновки тепловых электрических станций, Госэнергоиздат, 1961.
6. Тепловые электрические станции, под редакцией В. Н. Юренева и А. А. Лаговского, Госэнергоиздат, 1956.
7. Копьев С. Ф., Теплоснабжение, Изд. по строительству и архитектуре, 1953.
8. Соколов Е. Я., Тепловые сети, Госэнергоиздат, 1956.
9. Блюдов В. П., Конденсационные устройства паровых турбин, Госэнергоиздат, 1951.
10. Вукалович М. П., Термодинамические свойства воды и водяного пара, Машгиз, 1951.
11. Залогин И. Г., Шухер С. М., Очистка дымовых газов, Госэнергоиздат, 1954.
12. Зах Р. Г., Топливное хозяйство крупных электростанций, ОНТИ, 1936.
13. Керцелли Л. И., Рыжкин В. Я., Тепловые электрические станции, Госэнергоиздат, 1956.
14. Ковалев А. П., Катковская К. Я., Котельные агрегаты, Госэнергоиздат, 1950.
15. Кузнецов П. М., Золоудаление на электрических станциях, Госэнергоиздат, 1947.
16. Лаговский А. А., Пакшвер Б. Б., Тепловые электрические станции, Госэнергоиздат, 1948.
17. Покровский В. Н., Водоснабжение тепловых станций, Госэнергоиздат, 1950.
18. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей, Госэнергоиздат, 1961.
19. Никитин Г. Н., Монтаж трубопроводов, Госэнергоиздат, 1945.
20. Ложкин А. Н., Канаев А. А., Бинарные установки, Машгиз, 1946.
21. Лукницкий В. В., Задачник по теплосиловым установкам, Госэнергоиздат, 1950.
22. Лукницкий В. В., Тепловые электростанции промышленных предприятий, Госэнергоиздат, 1953.