Библиотека СОК

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОСНАБЖАЮЩИХ УСТАНОВОК



Ю. Л. СОЛОВЬЕВ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОСНАБЖАЮЩИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ПРОМПРЕДПРИЯТИЙ

Ю. П. СОЛОВЬЕВ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОСНАБЖАЮЩИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ПРОМПРЕДПРИЯТИЙ

«ЭНЕРГИЯ»
МОСКВА 1968

6П2.2
С 60
УДК 621.311.22.001.12

Соловьев Ю. П.

С 60 Проектирование теплоснабжающих установок для промпредприятий. М., «Энергия», 1968.

312 с. с илл.

В книге рассматриваются вопросы проектирования тепловой части промышленных теплоснабжающих установок на основе энергетического оборудования, выпускаемого в Советском Союзе.

Даны рекомендации, обеспечивающие высокую экономичность установок: составление задания по тепловым нагрузкам, выбор принциальных тепловых схем, основного оборудования.

Приводятся методики тепловых расчетов, выполняемых при проектировании, с подробным рассмотрением их на числовых примерах.

Рассматриваются технико-экономические показатели промышленных тепловых электростанций и котельных, методики их расчетов и сравнительные данные по ним.

Освещены вопросы автоматизации промышленных ТЭЦ и котельных и компоновки оборудования в них.

Отдельная глава посвящена организации вспомогательных цехов ТЭЦ и котельных — топливоподачи, золошлакоудаления, водоподготовки, маслохозяйства.

3-3-2
20-68

6П2.2

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время около 60% топлива, расходуемого в Советском Союзе на выработку электроэнергии и тепла для промпредприятий (пар низких параметров) и отопления коммунально-бытовых сооружений, приходится на промышленные теплоснабжающие установки. Эти установки — промышленные электростанции и котельные — в основном мелкие, но число их очень велико.

По сравнению с крупными тепловыми электростанциями, на которых базируются теплофикация и электроснабжение в Советском Союзе, промышленные теплоснабжающие установки используют топливо значительно менее эффективно.

Рационализация систем теплоснабжения промпредприятий, повышение степени использования тепла в них могут дать нашей стране не только огромную экономию самого топлива, но и значительно уменьшить расходы в машиностроительной промышленности, на транспорте и в энергетике. Поэтому наряду с разрешением проблем крупной энергетики не менее важно заниматься вопросами организации промышленной энергетики.

Экономичность установки в первую очередь зависит от правильности технических решений, которые принимаются на стадии ее проектирования. Для этого необходимо иметь квалифицированных, опытных инженеров и техников энергетиков, которым было бы под силу решение подобных задач.

Предлагаемая вниманию читателей работа имеет целью помочь, в основном молодым специалистам и техникам, окончившим средние и высшие энергетические учебные заведения, а также студентам укрепить знания, необходимые для проектирования теплоснабжающих установок промпредприятий, по возможности передать им опыт, накопленный в этой области автором.

Автор не ставил перед собой задачи охватить весь обширный комплекс вопросов, разрешаемых в процессе проектирования систем теплоснабжения промпредприятий. Книга посвящается специально тем вопросам, с которыми в процессе проектирования сталкиваются теплотехники, являющиеся главными технологами проектирования тепловых электростанций и промышленных котельных.

Поскольку теплотехническая часть станции или котельной непосредственно связана с топливоподачей, водоподготовкой, автоматизацией тепловых процессов, в книге освещены также вопросы организации этих вспомогательных цехов, хотя и не так подробно, как вопросы теплотехнической части проекта.

По вспомогательному оборудованию тепловых электростанций и котельных в 1965 г. была опубликована отдельная книга автора [Л. 15]. Поэтому в настоящей работе в части вспомогательного оборудования даны лишь минимально необходимые сведения по выбору теплообменной аппаратуры и станционным трубопроводам, которые нужны для лучшего усвоения излагаемого материала.

Приведенные в книге методики расчетов базируются на технической документации по паровым турбинам и котлам, выпущенной к моменту издания книги. В основном эта документация основана на использовании единиц измерения системы МКГСС.

Поэтому предлагаемая работа также составлена с использованием системы единиц МКГСС.

Везде указывается абсолютное давление, за исключением специально оговоренных случаев. При составлении данной книги — пособия для проектирования промышленных тепловых электростанций и котельных — автор полагал, что читатели знакомы с основами теплотехники и конструкциями современного теплотехнического оборудования, являющимися предметом преподавания в энергетических вузах и всесторонне освещенными в технической литературе.

Глава 10 книги написана главным специалистом по КИП и автоматике института Промэнергопроект А. И. Михельсоном. Автор выражает ему благодарность за труд по составлению этого раздела книги.

Автор

Глава первая

ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЕ ПРОМПРЕДПРИЯТИЙ

1-1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ ТЕПЛА И ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ ДЛЯ НИХ

Потребность в тепле, за редким исключением, имеется на всех современных промпредприятиях (промышленных предприятиях) как для технологических целей, так и для нужд сантехники, т. е. для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Тепло нужно также для отопления жилых сооружений и бытовых нужд населения, живущего в прилегающих к промпредприятию районах.

В технологических процессах тепло используется очень широко. Оно требуется для получения механической работы, осуществления химических процессов, сушки материалов и получения искусственного холода. Молоты, прессы, ковочные машины потребляют водяной пар. Промышленные печи для плавления металла и обжига различных материалов, сушильные установки получают тепло от сжигаемого в них топлива — газа, мазута или угля. Пищевая промышленность в больших количествах использует пар и горячую воду для приготовления продуктов питания. На химических заводах автоклавы и теплообменные аппараты обогреваются либо паром, либо горячей водой. Холодильники для хранения пищевых продуктов и абсорбционные установки для получения искусственного холода на промпредприятиях также нуждаются в тепле. Теплоноситель выбирают исходя из характера технологического процесса, потребляющего тепло. В теплообменной аппаратуре для передачи тепла от теплоносителя к потребителю, в зависимости от тре-

буемого нагрева могут быть применены горячая вода или пар низких параметров (с давлением до 10 *ат*).

В промышленных установках, требующих высокой температуры теплоносителя (выше 150° С), приходится применять пар с давлением более 10 *ат*. В отопительных системах, как правило, используется горячая вода, но в отдельных случаях может потребоваться и пар; так, например, в цехах с большим отопительным объемом, требующих установки отопительных приборов с большой поверхностью нагрева, в целях сокращения ее иногда приходится идти на применение теплоносителя с более высоким температурным потенциалом, т. е. пара.

В силовых установках, работающих по принципу расширения пара, необходимо подавать его к потребителям под определенным давлением, обеспечивающим преодоление рабочих усилий.

При выборе теплоносителя нужно исходить всегда из основного принципа — стремиться обеспечить потребителя теплом от теплоносителя с возможно более низким температурным потенциалом. Где можно применить горячую воду не следует применять пар; применяя пар, следует ограничивать его давление минимально необходимым.

Местные установки (печи) с получением тепла от продуктов сгорания топлива целесообразно применять только для высокотемпературых процессов. В большинстве случаев наиболее экономично и, следовательно, дешево для передачи тепла к потребителю использовать горячую воду. Подачу горячей воды можно рационально осуществлять на расстояния до 10 *км* и более, в то время как подача пара на расстояние более 3 *км* практически невозможна. Кроме того, применению в качестве теплоносителя пара сопутствуют повышенные тепловые потери как на трассе паропроводов, так и внутри промпредприятия. Сокращение радиуса действия теплоснабжающей установки удорожает тепловую энергию, так как оно приводит к необходимости сооружения большего числа теплоснабжающих установок.

Для систем отопления промпредприятий и жилых зданий в настоящее время применяется в основном перегретая вода с расчетным перепадом температур 150—70° С. В зимний максимум, т. е. при наинизшей расчетной температуре наружного воздуха, вода поступает к потребителю (абоненту) с температурой 150° С и

уходит от него с температурой $\sim 70^\circ$ С. При повышении температуры наружного воздуха эти температуры соответственно снижаются. В отдельных случаях применяются системы с расчетным перепадом температур 130—70° С. Выбор и обоснование принимаемой системы теплофикации производятся в проектах теплоснабжения [Л. 1, 2].

Необходимость в применении пара низких параметров на промпредприятиях встречается весьма часто. При проектировании промпредприятий, использующих в качестве теплоносителя водяной пар, необходимо принимать меры по уменьшению теплопотерь. Помимо изоляции трубопроводов и аппаратуры, важнейшим условием сокращения теплопотерь является рациональная организация сбора и возврата конденсата пара с производства к теплоснабжающей установке.

Котельные установки, снабжающие паром промпредприятия, получают его из воды, которая подвергается специальной химической очистке в зависимости от состава исходной воды и требований, предъявляемых к ней котлами. Потери конденсата пара, подаваемого на производство, должны полностью возмещаться химически очищенной водой, себестоимость приготовления которой составляет значительную часть себестоимости пара. Так, например, в промышленных котельных низкого давления обработка 1 *т* воды обходится в 20 *коп.;* на ТЭЦ высокого давления, требующих обессоленной воды, эти расходы увеличиваются вдвое. Поэтому сбережение конденсата (возврат его в котельную) весьма важно. При проектировании теплоснабжающих установок необходимо всегда требовать от промпредприятий максимального возврата конденсата. Кроме того, в технологических схемах промпредприятий должно предусматриваться охлаждение до 100—95° С перегретого конденсата, получающегося в аппаратах и теплообменниках, использующих тепло. Системы сбора и возврата конденсата должны обеспечивать минимум его потерь и непроизводительного охлаждения. Должны обеспечиваться защита конденсата от загрязнения и рациональная организация сбора и перекачки его к теплоисточнику. Затраты, связанные с устройствами для сбора конденсата и перекачки его в котельную, как правило, оправдываются экономией на приготовлении химически очищенной воды. Для подтверждения целесо-

образности устройств для возврата конденсата должны выполняться соответствующие технико-экономические расчеты.

1-2. ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ

Технологические потребители

Расход тепла, а следовательно, и теплоносителя производственными потребителями определяется сопутствующими технологическими процессами или работой, совершаемой механизмами. Они задаются на основании расчетов по технологической части промпредприятий.

Тепловые нагрузки технологических потребителей, как правило, не зависят от температуры наружного воздуха.

Годовое потребление тепла ими определяется по каждому теплоносителю в отдельности. В тех случаях, когда не представляется возможным определить годовой расход тепла потребителем из-за отсутствия данных по режиму потребления его, допускается определение расхода тепла за год ориентировочно по удельному расходу тепла выпускаемой продукции.

Отопительно-вентиляционные потребители

Максимальный расчетный расход тепла на отопление того или иного сооружения является функцией температуры наружного воздуха и определяется по формуле

$$Q_{от}^{р} = q_0 V_н (t_{вн} - t_{н.о}),\ ккал/ч, \qquad (1\text{-}1)$$

где q_0 — отопительная характеристика здания, *ккал/м³ · ч · град*;

$V_н$ — объем здания по наружному обмеру, *м³*;

$t_{вн}$ и $t_{н.о}$ — температура воздуха внутри помещения и расчетная температура наружного воздуха, °С.

Температура воздуха зимой внутри зданий должна приниматься согласно следующим нормам [Л. 5]:

Производственные помещения, характеризуемые условиями легкой работы, 18—21° С (работы, не требующие систематического физического напряжения: швейные производства, приборостроение, полиграфическое производство, конторские работы).

То же при работе средней тяжести 16—18° С (прядильно-ткацкие фабрики, механосборочные и сварочные цехи и т. п.).

То же при тяжелой работе 14—16° С (мартеновские, кузнечные, литейные, прокатные цехи).

Общественные и жилые помещения 19—21° С.

В производственных помещениях вспомогательного назначения $t_{вн}$ принимается по СНиП II-М. 3—62. Температура наружного воздуха должна приниматься по климатологическим таблицам [Л. 4]. Расчетная температура наружного воздуха $t_{н.о}$, определяющая наибольший расход тепла на отопление, соответствует средней температуре наиболее холодной пятидневки (средняя температура наиболее холодных пятидневок из восьми зим за 50-летний период).

Отопительные характеристики зданий зависят от их конструкции, наружного объема, конфигурации, этажности, степени остекления, назначения и изменяются в довольно широких пределах. Для ориентировочных подсчетов можно принимать: производственные здания $q_о = 0{,}4 \div 0{,}75$ *Ккал/м³ · ч · град* (уточняется по типовым проектам или проектам аналогичных предприятий); жилые и общественные здания (4—5 этажей) $q_о \approx 0{,}35 \div 0{,}4$ *Ккал/м³ · ч · град*. Более подробные данные по значениям $q_о$ для общественных и жилых зданий см. СНиП [Л. 3, приложение 1]. Годовой расход тепла на отопление подсчитывается по формуле (1-2) или графику Россандера, построение которого приводится ниже:

$$Q_{от}^{год} = 24 Q_{от}^{ср.от} n_{от}, \quad Ккал/год, \qquad (1\text{-}2)$$

где $Q_{от}^{ср.от}$ — средняя за отопительный сезон нагрузка соответствующая средней за отопительный сезон температуре наружного воздуха; подсчитывается по формуле (1-7);

$n_{от}$ — число суток в отопительном сезоне.

Если отопительные системы производственных зданий работают в ночное (нерабочее) время 6 *ч* с нагрузкой 50%, то годовой расход тепла, подсчитанный по формуле (1-2) или графику, соответственно уменьшается. Поправочный коэффициент, равный 0,875, определяется из выражения

$$0{,}75 Q_{от}^{год} + 0{,}25 \cdot 0{,}5 Q_{от}^{год} = 0{,}875 Q_{от}^{год}.$$

Подсчет годовых расходов тепла системами, работающими со снижением отопительной нагрузки в ночное время (недотоп), должен производиться отдельно.

Расчетный расход тепла на вентиляцию определяется количеством подогреваемого воздуха и температурой его до и после подогрева:

$$Q_{в}^{р} = mV_{вн}\gamma_{в}c_{в}(t_{н.в} - t''_{в}),\ ккал/ч, \qquad (1\text{-}3)$$

где m — кратность воздухообмена;

$V_{вн}$ — внутренний объем вентилируемого помещения, $м^3$;

$\gamma_{в}$ — удельный вес воздуха, $кг/м^3$;

$c_{в} \approx 0{,}24$ — средняя весовая теплоемкость воздуха, $Ккал/кг \cdot град$;

$t_{н.в}$ и $t''_{в}$ — температуры воздуха до и после подогрева, °С.

Необходимая кратность воздухообмена зависит от вредных выделений, загрязняющих воздух, и принимается согласно строительным нормам [Л. 5] или по справочникам по отоплению и вентиляции. Для промышленных зданий при ориентировочных подсчетах m можно принимать равным 1—2 (в зависимости от наличия и количества вредных выделений).

Расчетная температура для вентиляции $t_{н.в}$ принимается согласно климатологическому справочнику либо подсчитывается по формуле $t_{н.в} = 1{,}25t_{ср}^{х.м}$, °С, где $t_{ср}^{х.м}$ — средняя температура наиболее холодного месяца; принимается по климатологическим таблицам [Л. 4]. Подогрев воздуха до требуемой температуры $t''_{в}$ при температурах наружного воздуха ниже $t_{ср}^{х.м}$ обеспечивается за счет сокращения кратности воздухообмена, что допустимо, так как период с $t_{н.в} < t_{ср}^{х.м}$ непродолжительный. Расчетный расход тепла на вентиляцию общественных зданий может быть определен также по удельным характеристикам их:

$$Q_{в}^{р} = q_{в}V_{вн}(t_{вн} - t_{н.в}),\ ккал/ч, \qquad (1\text{-}4)$$

где $q_{в}$ — удельная вентиляционная характеристика здания, $ккал/м^3 \cdot ч \cdot град$;

$t_{н.в}$ — расчетная температура наружного воздуха, принимается для проектирования вентиляции.

Годовой расход тепла на вентиляцию подсчитывается по формуле (1-5) или графику Россандера (см. ниже):

$$Q_{в}^{год} = Q_{в}^{р} n_{от}^{в} z_{в} + Q_{в}^{ср} z_{в} (n_{от} - n_{от}^{в}), \quad ккал/год, \quad (1\text{-}5)$$

где $n_{от}$ — число суток отопительного периода;

$z_{в}$ — число часов работы вентиляции в течение суток

$Q_{в}^{р}$ — максимальный расчетный расход тепла на вентиляцию, $ккал/ч$;

$Q_{в}^{ср}$ — средний расход тепла на вентиляцию за период переменной нагрузки от вентиляции;

$n_{от}^{в}$ — число суток с температурой ниже расчетной для вентиляции.

Величина $Q_{в}^{ср}$ подсчитывается по формуле

$$Q_{в}^{ср} = Q_{в}^{р} \frac{t_{вн} - t_{н.в}^{ср}}{t_{вн} - t_{н.в}}, \quad ккал/ч, \quad (1\text{-}6)$$

где $t_{н.в}$ — расчетная температура для вентиляции, °С;

$t_{н.в}^{ср}$ — средняя температура наружного воздуха за период с переменной нагрузкой от вентиляции; $t_{н.в}^{ср}$ определяется в зависимости от длительности стояния наружных температур.

Как указано выше, годовые расходы тепла на отопление и вентиляцию могут подсчитываться также графическим способом. На рис. 1-1 представлен такой график. Описание его построения приводится ниже.

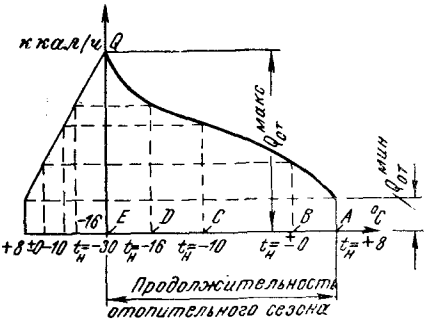


Рис. 1-1. Построение годового графика теплофикационной нагрузки.

Построение графика Россандера

По оси абсцисс от начала координат вправо откладывают в произвольном масштабе время продолжительности отопительного периода. Далее тоже по оси абсцисс для нескольких промежуточных температур (см. ниже) наружного воздуха в том же масштабе откладывают время (число часов), в течение которого наружный воздух имеет температуру, равную или ниже каждой из заданных промежуточных.

Расчетные температуры (опорные точки на графике) и длительность их стояния за отопительный сезон определяются по климатологическому справочнику [Л. 4].

Промежуточные опорные точки на графике [*B*, *C*, *D*] должны соответствовать:

B — температуре наружного воздуха, соответствующей точке излома температурного графика сети, при которой расход воды в теплосети наибольший;

C — средней температуре отопительного периода;

D — средней температуре самого холодного месяца.

В представленном на рис. 1-1 графике (пример) такими промежуточными опорными точками являются следующие: точка *A* — начало отопительного сезона, которому соответствует температура наружного воздуха +8° С; эта температура и ниже ее наблюдаются в течение всего отопительного сезона, поэтому длительность их стояния равна продолжительности отопительного сезона; точки *B*, *C*, *D* соответствуют температурам ±0, —10 и —16° С; длительность стояния этих (и более низких) температур взята из климатологического справочника для заданной местности. Последняя точка *E* соответствует расчетной температуре наружного воздуха (в рассматриваемом примере —30° С). Точка *E* должна находиться на некотором расстоянии от начала координат, так как температуры —30° С и ниже (до абсолютного минимума) имеют определенную (весьма незначительную) длительность стояния. Однако практически ее можно совмещать с началом координат графика, так как при более низких температурах увеличение расхода тепла нормами не предусматривается.

Из опорных точек восстанавливаются ординаты, на которых в определенном масштабе откладываются тепловые нагрузки, соответствующие температурам в этих точках.

На ординате точки *E* откладывается расчетная нагрузка за отопительный сезон. Тепловые нагрузки, соответствующие точкам *D*, *C*, *B*, *A*, пересчитываются из расчетных по формуле

$$Q_{\text{н}} = Q^{\text{р}}_{\text{от}} \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t^{\text{р}}_{\text{н}}}, \ ккал/ч, \qquad (1\text{-}7)$$

где $Q^{\text{р}}_{\text{от}}$ — тепловая нагрузка при расчетной температуре наружного воздуха, *ккал/ч* ($Q^{\text{р}}_{\text{в}}$ для вентиляции);

$t^{\text{р}}_{\text{н}}$ — расчетная температура наружного воздуха, определяемая по климатологическому справочнику, °С (для отопления или вентиляции);

$t_{\text{н}}$ — текущая температура наружного воздуха, °С.

Для упрощения отыскания величины ординат опорных точек можно построить вспомогательный график (слева) изменения теп-

ловой нагрузки в зависимости от температуры наружного воздуха и с него переносить искомые нагрузки на ординаты опорных точек, как показано на рис. 1-1.

Вершины ординат опорных точек соединяют плавной линией, которая ограничивает площадь, определяющую годовой расход тепла на отопление и вентиляцию за отопительный сезон.

Закон изменения тепловой нагрузки отопительных систем и систем вентиляции в зоне наружных температур от $t_{ср}^{х.м}$ и выше одинаков. В зоне температур $t_{ср}^{х.м}$ и ниже вентиляционная нагрузка не повышается. На этом участке графики Россандера для систем отопления и вентиляции различны. Непродолжительность этого периода позволяет пренебречь этим несоответствием и подсчитывать расход тепла на отопление и вентиляцию по сумме их расчетных нагрузок.

Однако не следует забывать, что построение годового графика расхода тепла описанным способом по сумме расчетных расходов тепла на отопление и вентиляцию можно производить лишь в тех случаях, когда обе системы работают без перерывов или снижения тепловой нагрузки в ночное время (см. выше). В противном случае построение графика годовых расходов тепла на отопление и вентиляцию надо производить с учетом снижения годового теплопотребления по средним за сутки расходам тепла.

Сумма годовых расходов тепла на отопление и вентиляцию $Q_{о.в}^{год}$, деленная на продолжительность отопительного периода, дает суммарную среднесуточную за отопительный период нагрузку от систем отопления и вентиляции. Эта нагрузка соответствует среднеотопительной температуре наружного воздуха.

Для проектирования тепловых электростанций весьма существенно действительное теплопотребление системами отопления и вентиляции, т. е. с учетом продолжительности работы их в течение суток. От него в значительной степени зависит выбор мощности и типа устанавливаемых турбогенераторов, а следовательно, и экономичность установки в целом (см. гл. 3).

При обработке исходных тепловых нагрузок нужно обязательно проверять соответствие заданной суммарной нагрузки при среднеотопительной температуре наружного воздуха заданному годовому теплопотреблению.

Всегда должно выдерживаться равенство $\Sigma Q_{о.в}^{ср.от} n_{от} = Q_{о.в}^{год}$. Если при заданных значениях $Q_{о.в}^{ср.от}$ и $Q_{о.в}^{год}$ это равенство не выдерживается, то, следовательно, не все суммируемые нагрузки являются круглосуточными и

суммарный годовой график теплопотребления на отопление и вентиляцию надо строить по среднесуточным нагрузкам, как указано выше.

Системы бытового горячего водоснабжения

Расход тепла на бытовое горячее водоснабжение определяется, исходя из норм потребления горячей воды с температурой 65° С в жилых зданиях, предприятиях коммунально-бытового назначения и производственных зданий, утвержденных Госстроем СССР [Л. 6].

Расход горячей воды очень неравномерен как в течение суток, так и в течение недели. Расходы тепла для систем горячего водоснабжения характеризуются следующими величинами:

Максимальный часовой . . . . . $Q_{г.в}^{макс}$

Среднечасовой за неделю . . . . . $Q_{г.в}^{ср.н}$

Среднечасовой за сутки наибольшего водопотребления . . . . . $Q_{г.в}^{ср}$

Для бытового горячего водоснабжения городов и поселков соотношения между указанными величинами могут приниматься следующими:

$$Q_{г.в}^{макс} = 1{,}7 \div 2Q_{г.в}^{ср.н}\ ;\ Q_{г.в}^{ср} = 1{,}2Q_{г.в}^{ср.н}\ ,\ ккал/ч.$$

Теплопотребление систем горячего водоснабжения промпредприятий имеет лишь суточную неравномерность.

Расход тепла на горячее водоснабжение определяется по формуле

$$Q_{г.в}^{ср.н} = \frac{am(65 - t_{х.з})}{T}\ ,\ ккал/ч, \qquad (1\text{-}8)$$

где a — норма расхода горячей воды ($л$) при температуре 65° С на единицу потребления; принимается по табл. 1 главы СНиП II-Г.8—62;

m — количество единиц потребления, отнесенное к суткам (количество потребителей горячей воды, килограммов белья и т. п.);

$t_{х.з}$ — температура холодной воды (водопроводной) в зимний период (принимать +5° С);

T — число часов работы системы горячего водоснабжения в течение суток; для жилых домов и общественно-бытовых помещений принимать $T=24$, для промышленных предприятий — равным числу часов зарядки баков аккумуляторов.

При заданном расходе тепла на горячее водоснабжение для систем с непосредственным водоразбором (открытые системы) расход воды определяется по формуле

$$G_{г.в}=\frac{Q_{г.в}\cdot 10^{-3}}{t_г-t_{х.з}},\ m/ч, \qquad (1\text{-}8')$$

где $t_г$ — температура горячей воды, поступающей в местную систему горячего водоснабжения; обычно принимается равной 65—70° С.

Для закрытых систем $G_{г.в}$ определяется согласно указаниям в СНиП [Л. 3] [в зависимости от того, какое значение $Q_{г.в}$ в формуле (1-8′) будет задано, получим максимальный, средний за неделю или средний за сутки наибольшего водопотребления расход воды].

Летняя тепловая нагрузка бытового горячего водоснабжения жилых и общественных зданий снижается на 20% за счет сокращения водопотребления и на 18% за счет повышения температуры холодной воды с 5 до 15° С:

$$Q^{л}_{г.в}=Q^{з}_{г.в}\cdot 0{,}8\cdot 0{,}82=Q^{з}_{г.в}\cdot 0{,}655.$$

Для производственного горячего водоснабжения (ГВС) расход тепла летом уменьшается только за счет повышения температуры холодной воды.

Годовой расход тепла на горячее водоснабжение подсчитывается по формуле [Л. 3]

$$Q^{год}_{г.в}=Q^{ср.ч}_{г.в}n_{от}+0{,}8Q^{ср.ч}_{г.в}\frac{60-t_{х.л}}{60-t_{х.з}}(8\,400-n_{от}),\ ккал/год, \qquad (1\text{-}9)$$

где $t_{х.л}$ — температура водопроводной воды в летний период;

$n_{от}$ — продолжительность отопительного периода, $ч$;

0,8 — коэффициент, учитывающий снижение потребления горячей воды жилыми и общественными зданиями летом; для бытового горячего водоснабжения производственных зданий его вводить не надо.

Формула (1-9) учитывает простой системы ГВС летом в ремонте (10 дней).

1-3. ПОТРЕБЛЕНИЕ ПРОМПРЕДПРИЯТИЯМИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Потребители электроэнергии характеризуются мощностью установленных на них электроприемников, выражаемой в киловаттах, потребляемой ими электроэнергии, выражаемой в киловатт-часах, и напряжением электрического тока.

Расход электроэнергии потребителями в течение суток обычно неравномерен, так как он зависит от характера технологического процесса производства, сменности работы объекта, времени суток и т. п. В связи с разницей в режимах потребления электроэнергии на освещение зимой и летом зимний и летний суточные графики существенно различаются и нужно иметь их для обоих периодов года.

Суточные графики расхода электроэнергии отдельными потребителями складываются, в результате чего получаются суммарные графики потребления для зимы и лета.

Для подсчета годового потребления электроэнергии на основании суммарных суточных графиков для зимы и лета строят годовой график потребления. Методика построения суточных и годового графиков приведена в конце настоящей главы.

Электрическая нагрузка электростанции в любой час суток определяется расходом электроэнергии внешними потребителями, потерями в линиях электропередачи и расходом электроэнергии на собственные нужды электростанции — электродвигатели вспомогательных механизмов (дымососов, вентиляторов, питательных и перекачивающих насосов).

Потери в линиях электропередачи складываются из потерь в железе трансформаторов, не зависящих от передаваемой мощности, и потерь в меди трансформаторов и линий, пропорциональных квадрату полного тока. Для небольших городских и промышленных сетей потери в железе трансформаторов можно принимать равными 2%, переменные же потери для меди трансформаторов могут быть приняты 1,5—2, а для линий 6—8% максимальной передаваемой активной мощности:

$$W = \sqrt{3}UI\cos\varphi, \ квт.$$

При уменьшении передаваемой мощности абсолютная величина переменных потерь уменьшается пропор-

ционально квадрату полного тока, а величина их в процентах передаваемой полной мощности — пропорционально полному току.

Если для предварительных подсчетов принять коэффициент мощности ($\cos\varphi$) постоянным, то переменные потери в процентах передаваемой активной мощности будут уменьшаться пропорционально уменьшению активного тока или активной мощности.

Пример. Если при 5 000 *квт* передаваемой мощности переменные потери составляют 8%, т. е. 400 *квт*, то при мощности 2 500 *квт* они будут иметь величину 100 *квт*, что составляет 4% от 2 500.

Построение суточных и годового графиков электрической нагрузки

Суточный график расхода электроэнергии отдельным потребителем строится на основании показаний регистрирующих приборов. Изменение расхода энергии обычно протекает непрерывно и при регистрации его самопишущими регистрирующими приборами изображается некоторой кривой. Практически для удобства пользования графиком и подсчета по нему расходов энергии кривая линия обычно заменяется ломаной, каждый отрезок которой соответствует среднему за данный час расходу энергии.

Пример построения суточных графиков расхода энергии для зимы и лета представлен на рис. 1-2 в левой его части.

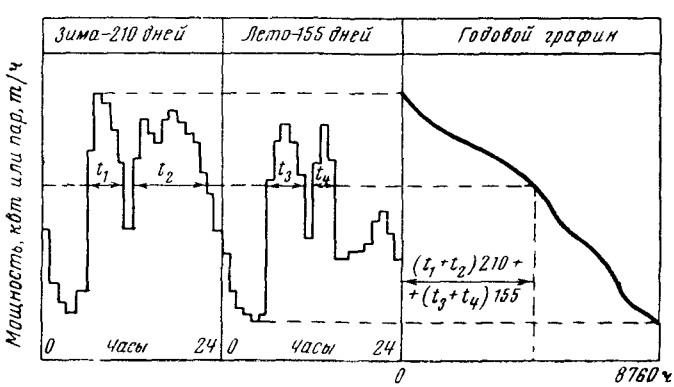


Рис. 1-2. Построение суточных и годового графиков электрической нагрузки.

Для выбора оборудования электростанции, а также для подсчета годового расхода энергии очень важно знать продолжительность той или иной величины нагрузки в течение года. Представление о ней дает годовой график нагрузки, изображенный на рис. 1-2 в правой части.

По оси абсцисс годового графика отложены часы года, по оси ординат — величины нагрузки. Каждая точка кривой годового графика представляет собой сумму часов с данной нагрузкой в году.

Пример построения годового графика, изображенный на рис. 1-2, соответствует потребителю, работающему непрерывно 365 дней в году с одним суточным графиком потребления энергии в течение всех дней зимы и другим суточным графиком в течение всех дней лета.

Если потребление энергии в продолжение года характеризуется не двумя суточными графиками, а бо́льшим числом их, то в левой части рис. 1-2 будут расположены не два графика, а соответственно большее число их. Площадь, ограниченная кривой годового графика в соответствующем масштабе, представляет собой годовой расход энергии потребителем.

Более подробно об электрических нагрузках промпредприятий см. [Л. 7].

Глава вторая

СИСТЕМЫ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ПРОМПРЕДПРИЯТИЙ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

2-1. КОМБИНИРОВАННЫЙ И РАЗДЕЛЬНЫЙ СПОСОБЫ ВЫРАБОТКИ ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

Для снабжения теплом промпредприятий, как правило, используются пар низкого давления (обычно до 10 *ат*) и перегретая вода (обычно с температурой до 150° С). Пар низкого давления получают непосредственно от котлов низкого давления либо из отборов паровых турбин, которые срабатывают пар высокого или повышенного давления до низкого давления и вырабатывают при этом электроэнергию, отдаваемую промпредприятиям. Горячую (перегретую) воду получают путем подогрева ее либо в бойлерах паром низкого давления либо в водогрейных котлах. Греющим паром бойлеров может быть пар из отборов турбин или от котлов низкого давления.

Способ получения одновременно пара низкого давления через отборы паровых турбин и электроэнергии называется комбинированным способом получения тепловой и электрической энергии. Установки с комбинированной выработкой тепловой и электрической энергии называются тепловыми электрическими станциями

(ТЭС). Крупные ТЭС, предназначенные для теплоснабжения целого комплекса потребителей тепла, принято называть теплоэлектроцентралями (ТЭЦ).

Раздельный способ выработки тепла и электроэнергии предусматривает снабжение промпредприятий теплом от котельной низкого давления, а электроэнергией от самостоятельной электростанции или от энергосистемы. Комбинированный способ выработки тепла и электроэнергии, осуществляемый с помощью конденсационных паровых турбин с промежуточным отбором пара и турбин с противодавлением, обладает весьма существенным преимуществом по сравнению с раздельным способом производства тепла и электроэнергии. Он позволяет полезно использовать почти все тепло пара, поступающего в турбины, до минимума сократить потерю тепла с охлаждающей водой. В то время как при раздельном способе выработка электроэнергии обычно производится в чисто конденсационных турбогенераторах и $\sim 50\%$ тепла, подведенного к турбине, теряется в конденсаторах, турбогенераторы с промежуточными отборами пара при полной их загрузке теряют в конденсаторах всего лишь 2—5% подведенного тепла. Поэтому к. п. д. таких электростанций (ТЭЦ) вдвое выше к. п. д. чисто конденсационных электростанций (КЭС); полезная теплоотдача их достигает $\sim 75\%$.

Комбинированный способ выработки тепла (пара низкого давления) и электроэнергии позволяет использовать на ТЭЦ крупные (до 420 *т/ч*) паровые котлы высокого давления, применять в широких масштабах автоматизацию технологических процессов, иметь небольшой штат эксплуатационного персонала, что выгодно отличает их от котельных. Установка на ТЭЦ более крупных котлов и применение высоких параметров пара снижают капитальные затраты на установку оборудования и эксплуатационные расходы, уменьшают стоимость вырабатываемой энергии. В этом отношении ТЭЦ находятся в более выгодном положении, чем промышленные котельные, в которых из-за ограниченной единичной мощности паровых котлов низкого давления (изготавливаются мощностью до 50 *т/ч*) иногда приходится устанавливать много мелких котлов, что увеличивает капзатраты и эксплуатационные расходы по ним, а следовательно, удорожает вырабатываемый ими пар. Однако у системы с комбинированной выработкой тепла и электроэнергии

также есть недостатки. Ограниченный радиус подачи пара от ТЭЦ (до 3 *км*) и горячей воды (10 *км*) заставляют располагать ТЭЦ вблизи или непосредственно на площадке промпредприятия, в городе или жилом поселке. При этом для ТЭЦ не всегда могут быть выбраны оптимальные условия по топливоснабжению. Мощность ТЭЦ ограничивается теплопотреблением промпредприятий, жилых и общественных зданий, расположенных в указанных пределах.

Ограничение мощности ТЭЦ диктуется также санитарными требованиями по защите воздушного бассейна в жилых районах от загрязнений продуктами сгорания топлива (зола и SO_2). На ТЭЦ, как правило, не могут использоваться низкосортные топлива с большим содержанием золы и серы. Все это делает сооружение ТЭЦ относительно дорогим.

На небольших ТЭЦ с турбинами по 12 *Мвт* и ниже себестоимость вырабатываемой ими электроэнергии оказывается значительно выше, чем на районных ГРЭС, снабжающих электроэнергией потребителей в системах с раздельной выработкой тепла и электроэнергии.

Крупные районные ГРЭС с турбогенераторами 100—200—300 *Мвт* общей мощностью до 2 млн. *квт* и более, сооружаемые вблизи запасов дешевого топлива и вдали от населенных районов, производят дешевую электроэнергию, стоимость которой приближается к стоимости электроэнергии на промышленных ТЭЦ. При наличии в энергосистемах достаточного количества дешевой электроэнергии зачастую выработка ее на мелких ТЭЦ становится нерентабельной. Более выгодным оказывается раздельный способ энергоснабжения промпредприятий.

Системы энергоснабжения с раздельной или комбинированной выработкой энергии могут в равной степени обеспечить промпредприятия теплом и электроэнергией. Однако экономичность этих систем, т. е. денежные затраты, связанные с обеспечением промпредприятия энергией, у этих систем неодинакова. Естественно, надо выбрать систему, позволяющую с меньшими затратами обеспечить промпредприятия энергией.

Выбор того или иного варианта энергоснабжения промпредприятия в первую очередь зависит от технических возможностей обеспечения потребителя тепловой и электрической энергией в нужных ему количествах и с требуемыми параметрами (тепло), т. е. от наличия

соответствующего оборудования. В тех случаях, когда представляется возможным укомплектовать системы оборудованием по обоим вариантам, выбор системы энергоснабжения промпредприятия (комбинированная или раздельная) должен производиться на основании расчета приведенных затрат на сооружение и эксплуатацию систем энергоснабжения по обоим сравниваемым вариантам.

Основными факторами, влияющими на экономичность системы энергоснабжения промпредприятия, являются:

а) основные капитальные затраты по источникам энергоснабжения — стоимость сооружений, входящих в комплекс системы как в технической части, так и в строительной, включая благоустройство площадки ТЭС или котельной, за вычетом возвратных сумм;

б) годовые эксплуатационные расходы в системе энергоснабжения — затраты на топливо с учетом транспортных расходов на доставку его от места добычи до площадки ТЭС или котельной (включая разгрузку); затраты на обслуживающий персонал (зарплата персонала), амортизационные отчисления, расходы на текущий ремонт и прочие общестанционные расходы.

Однако при определении величины капитальных затрат, кроме прямых затрат на строительные сооружения и установку оборудования для получения тепловой и электрической энергии, в рассматриваемых вариантах должны учитываться дополнительные капитальные затраты в народном хозяйстве, связанные с перерасходом топлива по одному из сравниваемых вариантов. Оба сравниваемых варианта должны быть приведены к одинаковому энергетическому эффекту.

Методика технико-экономических расчетов по определению эффективности капитальных вложений в энергетические предприятия или комплексы их разработана была в 1966 г. Государственным Комитетом Совета Министров СССР по науке и технике; ею надлежит пользоваться при проектировании энергетических установок и систем [Л. 23].

Нужно заметить, что по проработкам института Промэнергопроект и других организаций сооружение ТЭЦ с турбинами мощностью меньше 12 *Мвт* среднего давления (40 *ат*) во всех случаях не оправдывает-

ся, т. е. экономичнее раздельный способ выработки тепловой и электрической энергии.

Электростанции с турбинами 12 *Мвт* высокого давления в отдельных случаях могут быть выгодными только при работе их на мазуте или природном газе. Экономическая целесообразность сооружения таких ТЭЦ обязательно должна быть обоснована соответствующим расчетом.

Сооружение промышленных ТЭЦ с турбинами высокого давления мощностью 25 *Мвт* и выше при выборе системы энергоснабжения во всех случаях должно учитываться как возможный вариант и сравниваться с вариантом раздельного энергоснабжения.

Для обеспечения высокой эффективности энергоснабжения промпредприятий нужно стремиться к укрупнению источников энергоснабжения путем объединения потребителей тепла в системы, не допускать сооружения индивидуальных мелких ТЭЦ и котельных на промпредприятиях. Схемы энергоснабжения рассматриваются и утверждаются Госстроем СССР или Министерством данной отрасли промышленности. Разработка проектов ТЭЦ или котельных разрешается только на основании утвержденной схемы энергоснабжения района. При разработке схем решаются вопросы выбора системы энергоснабжения, мощности источников тепла и электроэнергии, обеспечения энергоисточников топливом и водой, а также географического расположения их. Схемы энергоснабжения разрабатываются с учетом перспектив развития промышленности в районе на 10 лет на основании народнохозяйственных планов, утвержденных Госпланом СССР. Сооружение строящихся промпредприятий, местоположение их должны быть увязаны со схемой энергоснабжения, утвержденной для данного района.

В заключение надо заметить, что в нашей стране развитие промышленности идет по пути сооружения крупных комплексов, теплоснабжение которых требует сооружения крупных централизованных источников тепла. Такими источниками тепла являются крупные тепловые электростанции, мощность которых в промышленных центрах уже в настоящее время достигает 2 400 *Мвт*.

Энергоснабжение нашей отечественной промышленности и в дальнейшем будет базироваться на широком

использовании принципа комбинированной выработки тепловой и электрической энергии на мощных ТЭЦ, позволяющих экономить топливо, что имеет огромное народнохозяйственное значение.

К источникам теплоснабжения предприятий относятся также технологические установки с котлами-утилизаторами. Эти установки составляют самостоятельную область промышленной теплоэнергетики, с которой читатели могут ознакомиться, пользуясь специальной литературой [Л. 7, 8].

2-2. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕПЛОСНАБЖАЮЩИХ УСТАНОВОК ПРОМПРЕДПРИЯТИЙ

Основой исходных данных для проектирования теплоснабжающих установок являются тепловые нагрузки по всем видам выдаваемых теплоносителей.

Рациональные решения в проекте, высокая экономичность установки, минимальные капитальные затраты на сооружение ее могут быть найдены только при наличии достаточно полных данных по нагрузкам, учитывающих все возможные изменения их как в течение производственного цикла, так и в течение года. Последнее имеет особо важное значение, так как данные по годовым нагрузкам учитывают простои производств в ремонте, перерывы в работе промпредприятий, несовпадание максимумов расхода энергии группой потребителей и другие особенности технологических процессов, которых не видно в часовых и суточных графиках нагрузок, но от которых в значительной степени зависят техническая целесообразность и эффективность проектируемых источников энергии.

Потребители расходуют тепло и электроэнергию неравномерно. Неравномерность потребления энергии на технологию обычно характеризуется суточными графиками, представляющими собой графическое изображение изменения потребления энергии за данный промежуток времени. На рис. 2-1 и 2-2 в качестве примеров представлены суточные графики электрической и паровой нагрузок промпредприятия. Провалы нагрузки в ночное время и в периоды окончания смен, показанные на этих графиках, характерны для промпредприятия, работающего в две смены. Технологический цикл этого предприятия длится сутки и повторяется на протяжении всех рабочих дней года.

В отличие от электрической энергии, отпускаемой промпредприятию обычно с одним параметром (напряжением), тепловая энергия отпускается потребителям не только с различными параметрами теплоносителя, но и с различными теплоносителями (см. гл. 1). Так, тепло на технологические нужды объектов в большинстве случаев подается в виде пара (теплоноситель) нескольких давлений и температур; для отопления и вентиляции жилых помещений в качестве теплоносителя используется перегретая вода. Нередко горячая вода используется и для технологических нужд.

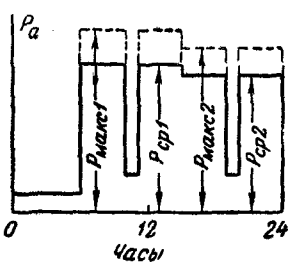


Рис. 2-1. Суточный график электрической нагрузки промпредприятия.

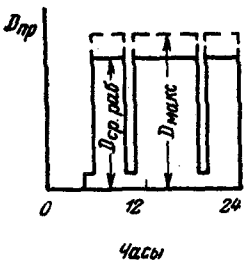


Рис. 2-2. Суточный график паровой нагрузки промпредприятия.

Для правильного представления о тепловых нагрузках источника тепла необходимо иметь сведения по всем потребителям в течение суток и года.

Проектируя энергоустановку и знакомясь с объектами, теплоснабжение которых должно осуществляться от нее, необходимо избегать большого разнообразия в параметрах и видах отпускаемых теплоносителей. Надо всегда помнить, что это разнообразие усложняет схему энергоустановки, удорожает ее оборудование и снижает к. п. д.

Необходимо группировать потребителей тепла по признаку однотипности теплоносителя и параметрам его, объединяя близкие теплопотребители с одним теплоносителем и одинаковыми параметрами в одну группу; данные по тепловым нагрузкам теплопотребителей представляются в виде таблицы, в которой указываются: вид

теплоносителя, его параметры, часовое потребление тепла, возврат конденсата (по объектам, потребляющим пар) и годовой расход тепла на технологические нужды объектов.

На промпредприятиях или группе их, получающих тепло от одного источника, может быть несколько однотипных теплоиспользующих установок, потребляющих тепло с одинаковым теплоносителем, но с различными величинами нагрузки по времени. В этих случаях для них должен составляться суммарный суточный график потребления тепла, в котором будут учтены и суточная неравномерность потребления тепла отдельными теплоиспользующими установками, и несовпадение максимумов нагрузки.

Суммарные графики однотипных технологических теплоприемников по каждому параметру в отдельности могут служить заданием на проектирование источника тепла. Если суммарный график потребления тепла с данным теплоносителем имеет незначительную суточную неравномерность, то в задании можно указывать только величину часовой (средней за сутки) нагрузки. В противном случае должен либо представляться суммарный суточный график теплопотребления, либо указывается среднесуточная нагрузка, а также максимум и минимум нагрузки за сутки.

Если в течение года бывают режимы работы промпредприятия с различными суточными графиками теплопотребления, то подсчет годовых расходов тепла необходимо производить для каждого режима в отдельности и после их суммировать. В задании на проектирование теплоисточника указываются параметры теплоносителей, необходимые потребителям. Потери в наружных сетях (снижение давления и теплопотери) учитываются при обработке тепловых нагрузок проектировщиком на основании соответствующих расчетов. Ориентировочно, с запасом, можно принимать тепловые потери в наружных сетях для пара 5%, для воды 3% транспортируемого тепла. Напоры сетевой воды в подающем и обратном водоводах берутся из проекта внешних тепловых сетей системы. Потеря давления в паропроводах потребителей подсчитывается по формулам, приведенным ниже.

Расход пара промпредприятием или группой их с учетом потерь тепла паропроводом через изоляцию

подсчитывается по формуле

$$D^{\text{пром}} = D^{\text{р.т}} + \frac{q_{\text{уд}}\left(\frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2} - t_{\text{в}}\right) l \cdot 10^{-3}}{r}, \qquad (2\text{-}1)$$

где $D^{\text{р.т}}$ — расчетный технологический расход пара потребителем, *т/ч*;

$q_{\text{уд}}$ — удельные потери тепла 1 *м* изолированного паропровода, *ккал/м · ч · град*; берутся из проекта изоляции паропровода или принимаются по нормам теплопотерь изолированными паропроводами [Л. 2, табл. 9 и 10];

l — длина паропровода без учета компенсаторов, *м* (потеря тепла компенсаторами учитывается в $q_{\text{уд}}$);

r — скрытая теплота парообразования при среднем давлении пара в паропроводе, *ккал/кг*;

$t_{\text{н}}$, $t_{\text{к}}$, $t_{\text{в}}$ — температуры пара в начале и конце паропровода и окружающего воздуха, °С.

Температура окружающего воздуха $t_{\text{в}}$ при прокладке паропровода в непроходных каналах принимается равной 0° С, а при прокладке в проходных каналах +40° С. При надземной прокладке $t_{\text{в}} = t_{\text{н.о}}$. Формула (2-1) справедлива для насыщенного пара. При транспорте перегретого пара теплопотери паропровода приводят к снижению температуры перегрева. В этом случае дополнительного расхода пара для компенсаций потерь не требуется, но температура перегрева его в начале паропровода должна быть соответственно выше.

Для проектирования теплоснабжающих установок, кроме параметров пара у потребителя (давления и температуры), задаваемых соответственно технологическим требованиям, необходимо знать параметры пара и на выходе его из источника пароснабжения. Для этого нужно уметь подсчитывать сопротивление паропровода, которое зависит от скорости пара, протяженности паропровода, местных сопротивлений и коэффициента гидравлического трения для труб, из которых выполнен паропровод.

При заданном часовом расходе пара с определенными параметрами скорость в паропроводе подсчитывается по формуле

$$w = \frac{V_{\text{сек}} \cdot 4}{\pi d^2_{\text{вн}}}, \; м/сек, \qquad (2\text{-}2)$$

где $V_{сек}$ — секундный объем пара, протекающий по паропроводу, $м^3/сек$:

$$V_{сек} = \frac{D_ч v}{3\,600}; \qquad (2\text{-}3)$$

$D_ч$ — часовой расход пара по паропроводу, $кг/ч$;

v — удельный объем пара при средних параметрах пара в паропроводе, $м^3/кг$;

$d_{вн}$ — внутренний диаметр паропровода, $м$.

Диаметр паропровода при заданной расчетной скорости определяется по формуле

$$d_{вн} = \sqrt{0{,}354\frac{D_ч v}{w}}, \; м. \qquad (2\text{-}4)$$

При проектировании межцеховых паропроводов промпредприятий следует выбирать диаметры их исходя из следующих скоростей пара:

1) перегретый пар высоких и повышенных параметров (давление 40 $ат$ и выше) — 50—70 $м/сек$;

2) перегретый пар низких параметров (давление до 20 $ат$) — 30—50 $м/сек$;

3) насыщенный пар низких параметров — 20—40 $м/сек$.

Потеря давления (напора) в паропроводе на трение и в местных сопротивлениях подсчитывается по формуле

$$\Delta H = \Delta h l_{пр}, \; кгс/см^2, \qquad (2\text{-}5)$$

где Δh — удельная потеря давления, $кгс/м^2 \cdot м$;

$l_{пр}$ — приведенная длина трубопровода, $м$.

Величины $l_{пр}$ и Δh, которые входят в формулу (2-5), в свою очередь определяются из формул:

$$l_{пр} = l + l_э, \qquad (2\text{-}6)$$

где l — длина паропровода, $м$;

$l_э$ — эквивалентная длина местных сопротивлений, $м$;

$$\Delta h = \lambda \frac{w^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{d_{вн}}, \qquad (2\text{-}7)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения;

w — скорость теплоносителя, $м/сек$;

g — ускорение силы тяжести, $м/сек^2$;

γ — удельный вес теплоносителя при средних параметрах в трубопроводе, *кг/м*³;

$d_{вн}$ — внутренний диаметр трубопровода, *м*.

Значение коэффициента гидравлического трения для паропроводов определяется по формуле

$$\lambda = 0{,}11 \left(\frac{K_э}{d_{вн}}\right)^{0{,}25}, \qquad (2\text{-}8)$$

где $K_э$ — эквивалентная шероховатость внутренней поверхности трубы, *м*: величину $K_э$ для паропроводов следует принимать равной 0,0002 *м*.

Эквивалентные длины местных сопротивлений определяются по формуле

$$l_э = \Sigma\xi \frac{d_{вн}}{\lambda}, \ м, \qquad (2\text{-}9)$$

где $\Sigma\xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений в трубопроводе.

Значения эквивалентных длин наиболее часто встречающихся элементов паропроводов, создающих местные сопротивления, приведены в справочнике [Л. 2], табл. 9.12 и 9.15].

При отсутствии данных о местных сопротивлениях на рассчитываемом участке паропровода эквивалентная длина их может быть приближенно определена по формуле

$$l_э = l\alpha, \qquad (2\text{-}10)$$

где l — общая длина рассчитываемого участка паропровода, *м*.

По данным Теплоэлектропроекта для паропроводов промпредприятий с П-образными компенсаторами величину α можно принимать равной.

Конструкция компенсатора	Диаметр паропровода, *мм*	α
Гнутый	До 150	0,5
	175—200	0,6
	250—300	0,8
Сварной	175—250	0,8
	300—350	1,0
	400—500	1,0
	600—1 000	1,2

Сводная таблица тепловых нагрузок

На основании представленных данных по тепловым нагрузкам потребителей составляется сводная таблица по представленной ниже форме (табл. 2-1).

Во второй графе таблицы дается перечисление всех потребителей тепла данной энергоустановки, сгруппированных по признаку однотипности теплоносителя и характеру изменения расхода его в течение года.

В I группу включены технологические теплоиспользующие установки, у которых расход тепла определяется технологическим процессом и не зависит от изменений температуры наружного воздуха в течение года.

Во II группу включены системы отопления и вентиляции производственных помещений, в которых в качестве теплоносителя используется пар (в рассматриваемом примере используется пар с давлением 3 *ат*; отопление производственных зданий может осуществляться также паром с другим давлением или горячей водой). В этой группе раздельно заданы расходы пара на вентиляцию объектов А+В и Б, так как у них разные расчетные температуры для вентиляции и, следовательно, изменения расхода пара в зависимости от температуры наружного воздуха будут различными, а поэтому вести расчет по ним суммарно нельзя (объекты А и В имеют паровое и воздушное отопление).

В III группу включена система отопления жилых зданий поселка. Теплоснабжение их осуществляется горячей водой.

Наконец, в IV группу включена система горячего водоснабжения. Отличием этого рода теплопотребления от других, использующих горячую воду теплофикационной системы, является то, что в отопительный период оно не зависит от температуры наружного воздуха.

После обработки представленных тепловых нагрузок изложенным выше методом приступают к подсчету изменений количества тепла в течение года.

Для проектирования ТЭЦ или котельной достаточно знать расходы тепла потребителями при четырех характерных режимах, а именно: максимально-зимнем при наинизшей расчетной температуре наружного воздуха, среднем наиболее холодного месяца, среднем за отопительный период и летнем

В сводной таблице указываются расходы тепла при различных режимах с учетом потерь в наружных сетях, по которым тепло транспортируется от энергоустановки к потребителю. Величины этих потерь определяются подсчетами при проектировании внешних тепловых сетей (см. примеч. 2 к табл. 2-1).

Параметры теплоносителя также указываются с учетом внешних потерь, т. е. снижения давления пара в паропроводах и, если требуется (при перегретом паре), температуры пара. Если специально учитывается снижение температуры пара в наружных паропроводах, то отдельно учитывать потерю в паропроводах (конденсацию пара) по этому теплоносителю не нужно.

Изменение расхода тепла в течение года, если оно не зависит от температуры наружного воздуха (производство), записывается в таблицу на основании данных, представляемых потребителями тепла с учетом потерь.

Расход тепла на горячее водоснабжение должен быть задан с учетом графика изменений расхода тепла не только в течение су-

Сводная таблица

№ п/п.	Наименование теплопотребителей	Теплоноситель и его параметры франко-энергоустановка	Единицы измерения	Максимальный по режимам: максимально-зимний $t^{р}_{от}=-25°$ С, $t^{р}_{в}=-18°$ С
I	Технологические потребители			
	Объект А		*т/ч*	10,2
	„ Б (нагрев воды до 15° С)	Насыщенный пар	„	1,5
	„ В	$p=5$ *ат*	„	8,3
	Итого пара	$p=5$ *ат*	*т/ч*	20,0
II	Отопление и вентиляция производственных зданий			
	Отопление объектов А и В	Насыщенный пар $p=3$ *ат*	*т/ч*	1,5
	То же Б		„	5,0
	Вентиляция объектов А и В, $t^{р}_{в}=-25°$ С,	То же		
	Вентиляция объекта Б,		„	2,3
	$t^{р}_{в}=-18°$ С	„ „	„	1,2
	Итого пара	$p=3$ *ат*	*т/ч*	10,0
III	Отопление жилых зданий поселка	Вода, $t_{с.в}=150\div70°$ С	*Гкал/ч*	27,75
IV	Горячее водоснабжение поселка (открытая система)	Вода, $t_{с.в}=65°$ С	*Гкал/ч*	3,0
		Итого тепла	*Гкал/ч*	30,75

Примечания: 1. Продолжительность отопительного периода 180 дней, из них нерабочих дней — 31; продолжительность летнего периода 185 дней, из них нерабочих дней — 27.

2. Объект А работает 365 дней в году по 24 *ч*. Коэффициент неравномерности суточного графика по пару $p=5$ *ат* принят равным 0,8.

3. Объект Б расходует тепло на производстве 307 дней в году (рабочие дни) в три смены по 8 *ч*. Коэффициент неравномерности суточного графика по пару $p=5$ *ат* принят равным 0,8.

4. Объект В работает 355 дней в году по 24 *ч*. Коэффициент неравномерности суточного графика 0,9.

Таблица 2-1

тепловых нагрузок

часовой за сутки расход тепла (пара) с учетом потерь в наружных сетях			Возврат конденсатора, % расхода пара	Температура конденсата франко-энергоустановка	Годовое потребление тепловой энергии или пара
средний холодного месяца $t_н$=—14,5° С	средний отопительный $t_н$ = —5,2° С	летний			
10,2	10,2	10,2			71 500 *т*
1,5	1,5	—	70	65	6 000 „
8,3	8,3	8,3			65 000 „
20,0	20,0	18,5	70	65	143 000 *т*
1,12	0,78	—			3 370 *т*
3,72	2,53	—			10 210 „
1,71	1,19	—	70	65	5 150 *т*
1,08	0,75	—			2 680 „
7,63	5,3	—	70	65	21 410 *т*
20,9	15,0	—	—	—	64 800 *Гкал*
3,0	3,0	1,74	—	—	20 960 *Гкал*
23,9	18,0	1,74	—	—	85 760 *Гкал*

5. Расход тепла на отопление производственных зданий в нерабочие дни принят в размере 50% расхода в рабочие дни, указанного в таблице.

6. Расход пара подсчитан с учетом потерь в наружных сетях [см. формулу (2-1)] при полезной теплоотдаче 1 *кг* пара, равной 520 *ккал/кг*.

7. Расход тепла на горячее водоснабжение задан в среднем на неделю.

8. Возврат конденсата и его температура указаны усредненно для всех потребителей пара после смешивания их на станции перекачки.

9. Потеря в водотрубных тепловых сетях в расчетном режиме принята ориентировочно равной 3% $Q_{полезн}$. Для других режимов она пересчитана по соотношению температур воды в подающем и обратном водоводах

ток, но и в течение недели, а также с учетом имеющихся в системе теплоснабжения аккумуляторов тепла, сглаживающих резкую неравномерность потребления тепла на горячее водоснабжение.

По отопительно-вентиляционным системам потребителями представляются данные о расходах тепла по максимальным режимам раздельно для отопления и вентиляции, если они имеют разные расчетные температуры, либо суммарно, если расчетные температуры одинаковы.

Пересчет расхода тепла на отопление и вентиляцию с заданного максимально-зимнего режима на другие с достаточной степенью точности может быть произведен пропорционально разности температур внутреннего и наружного воздуха.

Для пояснения рассмотрим следующий пример. Для объектов А и В (см. сводную таблицу), потребляющих пар на отопление производственных цехов, задан расход пара $p=3$ *ат* при максимально-зимнем режиме 1,5 *т/ч*. Расчетная температура максимально-зимнего режима для данного объекта по климатологическому справочнику равна $t_{от} = -25°$ С. Внутренняя температура отапливаемого помещения по справочнику по отоплению и вентиляции принята равной $+16°$ С.

Требуется определить расход тепла при средней температуре наиболее холодного месяца; $t_{ср}^{х.м} = -14{,}5°$ С и среднеотопительной температуре $t_{ср}^{от} = -5{,}2°$ С.

Теплопотери отапливаемого помещения можно представить следующим уравнением:

$$Q_{пом} = HK(t_{вн} - t_{нар}),\ ккал/ч,$$

где H — поверхность ограждений, через которую происходит теплообмен, $м^2$;

$t_{вн}$ и $t_{нар}$ — температуры внутреннего и наружного воздуха, °С;

K — коэффициент теплопередачи теплоограждающей поверхности, $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$.

В рассматриваемых нами расчетах для упрощения с достаточной степенью точности можно принять, что при изменении температуры наружного воздуха величина коэффициента теплопередачи остается неизменной. Тогда для двух отопительных режимов, различающихся только температурами наружного воздуха, теплопотеря помещения будет зависеть только от разности температур $t_{вн} - t_{нар}$ и изменяться пропорционально этой величине. Так как при установившемся режиме отопительной системы, которую мы рассматриваем, потеря тепла помещением равна притоку тепла в помещение от системы отопления, расход пара (горячей воды), обогревающего систему отопления (вентиляции), также будет изменяться пропорционально разности $t_{вн} - t_{нар}$.

Переходя к заданным цифрам, получим:

для максиально-зимнего режима (расчетного)

$$t_{вн} - t_{нар} = 16 - (-25) = 41° \text{ С};$$

для среднего режима холодного месяца

$$t_{вн} - t_{нар} = 16 - (-14{,}5) = 30{,}5° \text{ С};$$

для среднеотопительного режима

$$t_{вн} - t_{нар} = 16 - (-5{,}2) = 21{,}2^{\circ}\,C.$$

Для систем отопления объектов А и В (см. сводную таблицу), потребляющих пар с давлением $p=3$ *ат*, получим:

$$D_{ср}^{х.м} = D_{макс}\frac{(t_{вк} - t_{нар})_{ср}^{х.м}}{t_{вп} - t_{нар}} = 1{,}5\cdot\frac{30{,}5}{41{,}0} = 1{,}12\ т/ч.$$

Аналогично

$$D_{с.о} = 1{,}5\cdot\frac{21{,}2}{41{,}0} = 0{,}78\ т/ч.$$

Расход тепла на отопление и вентиляцию обычно задается в *Гкал/ч*. Однако при использовании в качестве теплоносителя водяного пара он часто задается в весовых единицах. В этих случаях для расчета нужно знать еще величину полезной теплоотдачи 1 *кг* пара, принятую при определении его весовых количеств. Эта величина определяется как разность между энтальпией (теплосодержанием) пара при входе в теплообменный аппарат потребителя (радиатор, калорифер, бойлер и т. п.) и энтальпией конденсата, выходящего из аппарата (см. примечания к сводной таблице).

Возврат конденсата обычно задается в процентах потребления пара объектом.

В соответствующей графе сводной таблицы указывается температура возвращаемого конденсата с учетом охлаждения его на станциях перекачки и в конденсатопроводах между потребителями пара и энергоустановкой.

В последней графе сводной таблицы указывается годовой расход тепла. Для производственных потребителей он подсчитывается с учетом суточной и годовой неравномерности потребления и сменности производства по числу рабочих дней в году.

При проектировании и эксплуатации паросилового хозяйства объекта и энергоустановки необходимо уделять большое внимание вопросам сбора и возврата конденсата и добиваться максимально большого возврата чистого конденсата, а в некоторых случаях и загрязненного, если последующая очистка его является целесообразной и возможной. При решении этих вопросов надо помнить, что капитальные затраты, связанные с организацией возврата конденсата, всегда быстро окупаются при приготовлении химически очищенной воды для восполнения его потерь.

2-3. ВЫБОР ТОПЛИВА ДЛЯ ТЕПЛОСНАБЖАЮЩИХ УСТАНОВОК ПРОМПРЕДПРИЯТИЙ

Для снабжения теплом промпредприятий используются все виды топлива — твердое, жидкое и газообразное. Как правило, выбор топлива для теплоснабжения пром-

предприятий и относящихся к ним жилых сооружений производится на стадии, предшествующей разработке проекта теплоисточника, которая называется схемой теплоснабжения. Выбор того или иного вида топлива зависит от того, каким топливом располагает район строительства теплоснабжающей установки. В первую очередь должна быть проверена возможность использования местного топлива, не требующего дальних перевозок. Если такой возможности нет или добыча местного топлива обходится дорого и связана с необходимостью больших капитальных вложений, то вопрос о выборе вида топлива решается путем технико-экономических сопоставительных расчетов, выполняемых в процессе разработки схемы теплоснабжения (см. выше).

Окончательно вопрос о выделении вида топлива решается Госпланом СССР по представлению проектной организации. С точки зрения экономических показателей собственно ТЭЦ или промышленной котельной наивыгоднейшим топливом является природный газ. Этот вид топлива обладает преимуществами перед всеми другими видами его. Высокая теплотворная способность, легкость транспортировки, отсутствие необходимости в подготовке к сжиганию и сравнительная простота автоматизации топочных процессов определяют высокие технико-экономические показатели ТЭЦ и котельных, работающих на газе.

Газообразное топливо (природный газ) очень выгодно отличается от других видов топлива также отсутствием в его составе серы и золы. Отсутствие в природном газе серы для ТЭЦ и котельных промпредприятий, как правило расположенных в зоне жилых массивов, является незаменимым качеством, позволяющим сооружать крупные ТЭЦ в больших городах, чем обеспечивается высокая экономичность теплоснабжения, одновременно не загрязняется воздушный бассейн, сохраняется здоровье людей.

Практическое отсутствие в природном газе влаги, высокая реакционная способность этого вида топлива обеспечивают газовым котлам высокую экономичность. Котлы, работающие на газовом топливе, имеют к. п. д. значительно более высокий, чем котлы, работающие на угле. В качестве жидкого топлива в промэнергетике используется мазут — остаточный продукт переработки нефти. Мазут также высококалорийный вид топлива, хотя и не

обладающий всеми преимуществами природного газа. Продукты переработки нефти, используемые в энергетике, как правило, содержат много парафина и весьма часто большое количество серы, до 3% и более. Сжигание такого топлива требует предварительной подготовки — разогрева, сооружения оборотных систем циркуляции, специальных устройств для слива и хранения. Сжигание мазутов хотя и высокоэффективно, однако сопряжено с некоторыми трудностями, к которым в первую очередь надо отнести загрязнение липкими очаговыми остатками поверхностей нагрева котлов и повышенную сернистую коррозию хвостовых поверхностей нагрева.

Для обеспечения длительной нормальной работы котлов на мазуте приходится оснащать их специальными очистительными устройствами — дробеочистками, водообмывками. Для облегчения очистки поверхностей нагрева котлов от отложений приходится применять магнезитовые, доломитовые и жидкие присадки. Во избежание разрушающего действия сернистой коррозии приходится усложнять котельные агрегаты устройствами для предварительного подогрева воздуха с целью повышения температуры металла хвостовых секций воздухоподогревателей выше точки росы уходящих газов, которая при наличии в топливе серы резко повышается.

Котельные, сжигающие сернистые мазуты, требуют сооружения высоких, дорогих труб для отвода в атмосферу продуктов сжигания мазута. В водогрейных котлах не могут использоваться индивидуальные металлические трубы из-за быстрого коррозийного разъедания их. Все это приводит к удорожанию ТЭЦ и котельных на мазуте, снижает их экономические показатели по сравнению с газовыми установками. Мазутные котлы имеют к. п. д. на 1—2% ниже газовых.

Твердое топливо, т. е. уголь, торф, сланцы, имеет характеристики, изменяющиеся в широком диапазоне от низкокалорийного ($Q^{р}_{н} = 2\,500$ *ккал/кг*) до высококалорийного (8 000 *ккал/кг*). Изменение калорийности твердого топлива в основном зависит от содержания в нем золы и влаги. В твердом топливе часто имеются также сернистые соединения в значительных количествах. Использование твердого топлива сопряжено со значительными трудностями по сравнению с газами и мазутом и обходится значительно дороже.

Балласт в твердом топливе резко увеличивает стоимость перевозок его. Прием и хранение запасов угля, внутренний транспорт и подготовка его (дробление, размол) к сжиганию, организация процесса сжигания — все это намного сложнее и дороже, чем при сжигании газа или мазута. Необходимость удаления очаговых остатков — шлака и золы, сооружения золоулавливающих установок, сооружения шлакоотвалов также удорожает установки, работающие на твердом топливе.

Даже крупные современные котельные агрегаты, работающие на угле, имеют к. п. д. на 4—5% ниже к. п. д. газомазутных котлоагрегатов. Такова в общих чертах характеристика топлив, которые могут быть использованы для промышленных теплоисточников. Однако качественные показатели и преимущества газомазутных топлив перед твердыми видами их не могут служить определяющим фактором при выборе вида топлива для проектируемого теплоисточника.

Решающим фактором является запас того или иного вида топлива в стране. Так как запасы твердого топлива в СССР значительно превосходят запасы газового топлива и мазута (по теплу), а потребность страны в топливе столь велика, что топливная промышленность с трудом успевает покрыть ее, то выбор топлива в основном зависит от наличия свободных топливных резервов, использование которых для данного теплоисточника экономически может быть оправдано.

Характеристики топлив СССР можно найти в любом теплотехническом справочнике. Последние данные по твердому топливу были опубликованы ВТИ в 1964 г. [Л. 10].

В заключение следует заметить, что ТЭЦ и котельные металлургических заводов частично используют в качестве топлива отходы доменного и коксового производств. Доменный газ — топливо низкокалорийное ($Q^p_н \approx \approx 1\,000$ *ккал/м*^{3}), однако сжигание его в топках котлов всегда оправдывается, так как при этом используется значительное количество тепла, которое другого применения не имеет. Коксовый газ — отход коксовых печей является топливом средней калорийности ($Q^p_н = 3\,500 \div 4\,000$ *ккал/м*^{3}). Обычно сбросы его в металлургическом производстве небольшие и сжигание его не составляет труда.

Глава третья

ТЕПЛОСНАБЖАЮЩИЕ УСТАНОВКИ ПРОМПРЕДПРИЯТИЙ

3-1. ПРОМЫШЛЕННЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С ПАРОВЫМИ ТУРБИНАМИ, ТЭЦ

Представление о рабочем процессе станции, движении тепловых потоков и устанавливаемом на ней оборудовании дают принципиальные тепловые схемы ТЭЦ.

На рис. 3-1 и 3-2 приведены примеры принципиальных тепловых схем ТЭЦ высокого и среднего давления.

Выбор турбин, при помощи которых могут быть обеспечены тепловые и электрические нагрузки потребителей, является основным моментом при составлении принципиальной схемы станции. От правильного выбора турбин зависит экономичность работы станции и, следовательно, ее рентабельность.

В настоящее время и в особенности в перспективе к тепловым электростанциям средней мощности, осуществляющим комбинированную выработку тепловой и электрической энергии, будут предъявляться весьма жесткие требования в отношении их экономичности. В связи с использованием в энергетике в широких масштабах дешевых топлив (природного газа и мазута) и ожидаемым резким снижением себестоимости электроэнергии в системах при получении ее от мощных ГРЭС и гидростанций особое значение приобретает раздельный способ энергоснабжения промпредприятий, т. е. теплом от местных котельных и электроэнергией от районной энергосистемы. Сооружение ТЭЦ, как правило, может быть оправдано только в случае высокой экономичности их.

Тепловые электростанции средней мощности по схеме с чисто конденсационными турбогенераторами в сегодняшних условиях оправданы быть не могут, и такие схемы, за редким исключением, разрабатывать не следует. Наиболее экономичным является использование турбин с противодавлением, обеспечивающих 100%-ную выработку электроэнергии на тепловом потреблении с наименьшим расходом тепла (~ 170 *г* условного топлива на 1 *квт·ч*). Однако в чистом виде такую схему не всегда можно применять, так как график потребления тепла промпредприятиями во многих случаях отличается боль-

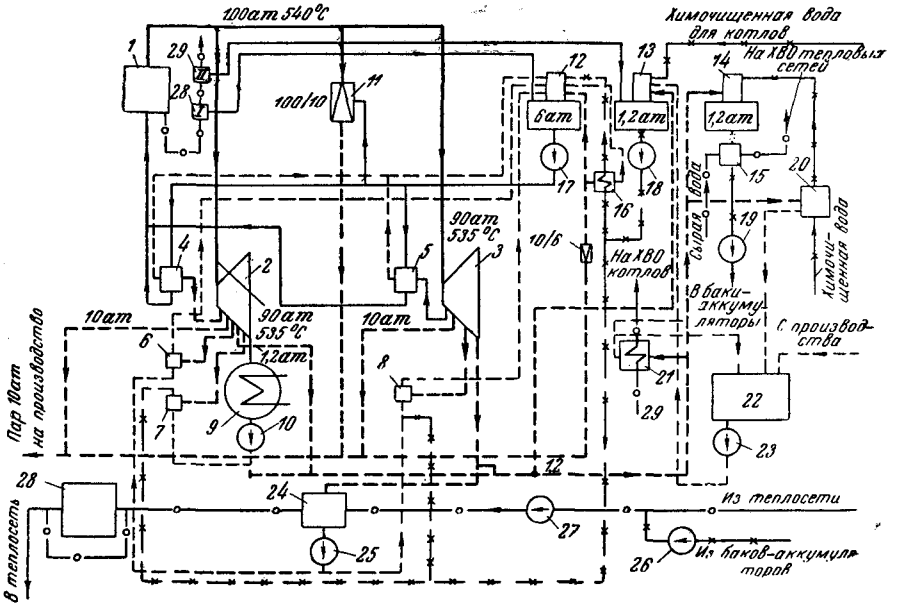


Рис. 3-1. Принципиальная тепловая схема промышленной ТЭЦ высокого давления мощностью 50 *Мвт*.

1 — котел энергетический; *2* — турбогенератор конденсационный; *3* — турбогенератор с противодавлением; *4* и *5* — подогреватели высокого давления; *6*, *7* и *8* — подогреватели низкого давления; *9* — конденсатор; *10* — конденсатный насос; *11* — РОУ; *12* — деаэратор питательной воды 6 *ат*; *13* — деаэратор добавочной воды атмосферный; *14* — деаэратор подпиточной воды атмосферный; *15* — охладитель подпиточной воды; *16* — пароводяной подогреватель добавочной воды; *17* — питательный электронасос; ***18* и *19* — перекачивающие** насосы; *20* — пароводяной подогреватель химически очищенной воды; *21* — пароводяной подогреватель сырой воды; *22* — бак для сбора производственного конденсата и дренажей; *23* — конденсатный перекачивающий насос; *24* — основной сетевой подогреватель; *25* — **конденсатный насос** сетевых подогревателей; *26* — подпиточный насос; *27* — сетевой насос; *28* — водогрейный котел; *29* — сырая вода после ВВТ непрерывной продувки.

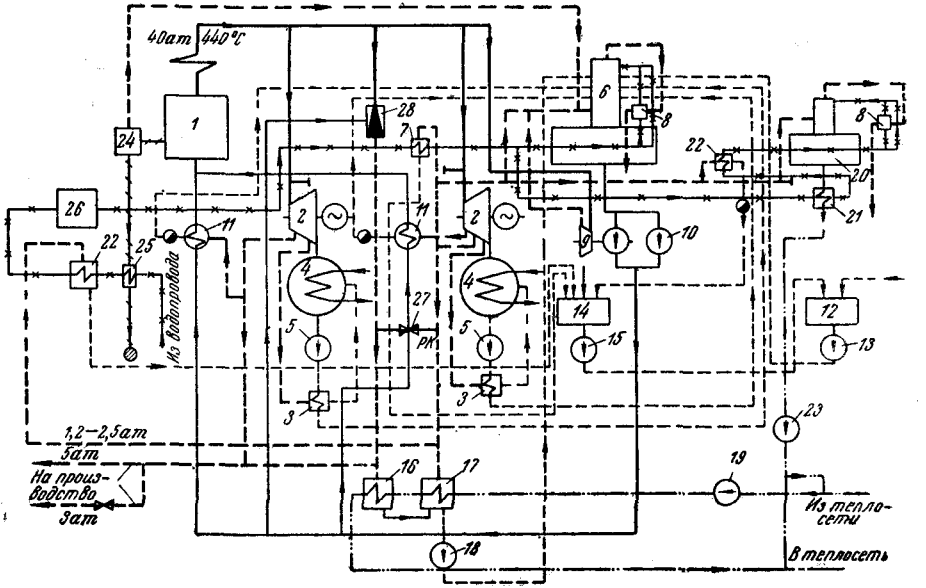


Рис. 3-2. Принципиальная тепловая схема промышленной ТЭЦ среднего давления мощностью 24 *Мвт*.

1 — котел энергетический; *2* — турбогенератор конденсационный; *3* — подогреватель низкого давления; *4* — конденсатор; *5* — конденсатный насос турбины; *6* — деаэратор питательной воды атмосферный; *7* — пароводяной подогреватель химически очищенной воды; *8* — охладитель выпара; *9* — питательный турбонасос; *10* — питательный электронасос; *11* — подогреватель высокого давления; *12* — бак для сбора производственного конденсата и дренажей; *13* — перекачивающий конденсатный насос; *14* — дренажный бак; *15* — перекачивающий дренажный насос; *16* — пиковый сетевой подогреватель; *17* — основной сетевой подогреватель; *18* — конденсатный насос сетевых подогревателей; *19* — сетевой насос; *20* — деаэратор подпиточной воды; *21* — охладитель подпиточной воды; *22* — пароводяной подогреватель; *23* — подпиточный насос; *24* — сепаратор непрерывной продувки; *25* — теплообменник непрерывной продувки; *26* — химводоочистка; *27* — редукционный клапан.

шой неравномерностью как в течение года, так и в течение суток, что затрудняет работу такой станции в системе, приводит к необходимости установки в системе резервных мощностей, удорожающих ее, снижает использование устанавливаемого на ТЭЦ оборудования и уменьшает экономию, получаемую от выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Кроме того, экономичность турбин с противодавлением при недогрузке резко снижается.

Более гибкой является схема, состоящая из турбин с противодавлением и конденсационных турбин с регулируемыми отборами пара (рис. 3-1) и схема только с турбинами, имеющими регулируемые отборы пара (рис. 3-2). Первая позволяет для каждого заданного режима станции путем перераспределения тепловой нагрузки между конденсационными турбинами и турбинами с противодавлением поддерживать загрузку последних в пределах, обеспечивающих работу их с высоким к. п. д., при одновременном выполнении заданного электрического графика станции.

Практически тот или иной вариант схемы проектируемой ТЭЦ выбирают по параметрам и расходам пара внешними потребителями, подсчитываемыми на основании заданных тепловых нагрузок станции, и наличию турбин, выпускаемых промышленностью.

Если для проектируемой ТЭЦ регламентированы не только заданные тепловые нагрузки, но и электрическая мощность, то турбины выбирают с таким расчетом, чтобы суммарная мощность всех установленных турбин соответствовала заданному условию. Если имеется несколько вариантов выбора турбин, которые не имеют явных преимуществ одна перед другой, то тепловая схема ТЭЦ решается также в нескольких вариантах (обычно в двух или трех) и окончательно та или другая схема выбирается в процессе проектирования на основании сопоставления технико-экономических показателей и суммарных затрат по всем вариантам.

При составлении принципиальной тепловой схемы ТЭЦ необходимо исходить из следующего:

При выборе турбин надо стремиться к максимальному использованию принципа комбинированной выработки тепловой и электрической энергии путем установки на станции турбин с регулируемыми отборами пара или с противодавлением.

Установка чисто конденсационных турбин на промышленных станциях не разрешается, за исключением случаев, особо обоснованных.

При выборе турбин необходимо стремиться к уменьшению числа устанавливаемых агрегатов, используя турбины с двумя регулируемыми отборами или с противодавлением и регулируемым отбором.

На электростанциях, работающих в энергосистеме, допускается установка одной турбины с конденсатором или с противодавлением. Для изолированных электростанций турбогенераторы выбираются таким образом, чтобы при отключении одного из них оставшиеся в работе агрегаты обеспечивали покрытие заданных электрических нагрузок с учетом допускаемого регулирования.

На электростанциях, работающих в энергосистемах, не допускается установка турбин с производственными отборами пара, которые по условиям тепловых нагрузок в летний период могут быть использованы для работы только в чисто конденсационном режиме. Заменяющими турбинами в этом случае могут быть (при технико-экономическом обосновании) турбины соответствующей мощности с противодавлением.

Турбины с противодавлением могут быть установлены на электростанциях независимо от связи их с системой, когда нарушение теплового графика не приводит к нарушению нормального электроснабжения потребителей.

На станциях, предназначенных для работы в системе по тепловому графику, мощность турбин выбирается по величине тепловых нагрузок при выполнении следующих условий:

удовлетворение из отборов турбин потребности в паре для производства и собственных нужд станции (см. § 3-4);

удовлетворение потребности в паре системы горячего водоснабжения по средней нагрузке за неделю;

покрытие паром с давлением 1,2—2,5 *ат* из отборов турбин около 50% максимальной теплофикационной нагрузки; остальные 40—50% теплофикационной нагрузки представляют собой так называемую пиковую нагрузку, не превышающую 5—10% годового теплопотребления, и способ покрытия этой доли теплофикационной нагрузки от РОУ или из отбора пара повышенных параметров

(если станция располагает им) не влияет существенно на экономичность ее работы.

Мощность турбин нельзя выбирать по максимальной теплофикационной нагрузке ТЭЦ, так как при этом загрузка теплофикационных отборов в течение года будет очень низкой, что приведет к перерасходу топлива на выработку электроэнергии и снижению к. п. д. станции по выработке электроэнергии из-за увеличенного пропуска пара в конденсаторы турбин.

Однако покрытие пиковой нагрузки ТЭЦ паром, получаемым от котлов через РОУ, приводит к необходимости значительного увеличения установленной производительности дорогостоящих энергетических котлов, в особенности для станций с большой теплофикационной нагрузкой. Это снижает степень использования котлов, удорожает станцию и вырабатываемую ею энергию. Экономически более выгодно покрывать пиковую теплофикационную нагрузку с помощью пиковых водогрейных котлов. Пиковые водогрейные котлы, как правило, устанавливаются последовательно с основными теплофикационными подогревателями, как показано на рис. 3-1.

Принципиальные тепловые схемы станции должны составляться с учетом регенеративного подогрева всей питательной воды до температуры, соответствующей ГОСТ 3619-59 на изготовление паровых котлов. Согласно этому питательная вода, подаваемая в котлы среднего давления с рабочими параметрами пара 40 *ат* и 440° С, должна иметь температуру 145° С, а вода, подаваемая в котлы высокого давления с параметрами пара 100 *ат* и 540° С, должна быть подогрета до температуры 215° С. Регенеративный подогрев питательной воды осуществляется в специальных подогревателях низкого и высокого давления паром из отборов турбин.

Все конденсационные турбины мощностью 2 500 *квт* и выше, изготовляемые отечественными заводами, поставляются комплектно с регенеративными установками, которые при составлении принципиальных тепловых схем должны приниматься без всяких изменений по схеме завода. Изготовляемые отечественными заводами турбины со средними параметрами пара (35 *ат* и 435° С) с противодавлением и турбины высокого давления (90 *ат* и 535° С) мощностью до 12 000 *квт* поставляются без регенеративных установок. В схемах с такими турбинами регенеративный подогрев питательной воды осущест-

вляется в деаэраторах (1-я ступень) и отдельно стоящих подогревателях высокого давления (2-я ступень), что необходимо учитывать при составлении тепловых схем станций. Для обогрева отдельно стоящих дополнительных ПВД также должен использоваться пар из отборов турбин.

Регенеративные установки конденсационных турбин рассчитываются заводами на подогрев питательной воды до нужной температуры в количестве, примерно равном расходу свежего пара турбиной. В случае установки на станции длительно работающих РОУ регенеративные подогреватели высокого давления рассчитываются с учетом расхода пара этими РОУ.

На кратковременную пиковую нагрузку ТЭЦ в максимально-зимнем режиме (при работе пиковых РОУ) ПВД не рассчитываются. В этот период (кратковременный) часть воды перепускают помимо ПВД, что приводит к некоторому снижению температуры питательной воды перед котлами и компенсируется форсировкой котлов.

Исходными данными для проектирования ТЭЦ прежде всего являются тепловые и электрические нагрузки и характеристики топлива. В большинстве случаев промышленные ТЭЦ связаны с районными энергосистемами. Производство электроэнергии на таких станциях является, так сказать, попутным, позволяющим наиболее эффективно использовать топливо. Развиваемая мощность ТЭЦ в этих случаях определяется тепловой нагрузкой ее, т. е. станция работает по тепловому графику. Энергосистема, в которой работает ТЭЦ, корректирует график выработки электроэнергии, или принимая избыток электроэнергии, или добавляя промпредприятию недостающее количество ее. Мощность устанавливаемых турбогенераторов на таких станциях выбирается из расчета необходимого отпуска тепла и его параметров.

Для изолированных станций или станций, связанных с системой, но работающих по независимому электрическому графику, кроме тепловых нагрузок, задаются также суммарная электрическая мощность, которую должна развивать ТЭЦ, а также допустимое снижение ее при аварийном отключении одного из устанавливаемых турбогенераторов. Подготовка исходных данных в части электрических нагрузок в этих случаях выполняется

в электрической части проекта. Турбогенераторы всегда выбирают в тепловой части проекта, исходя из заданных тепловых и электрических нагрузок.

Параметры ТЭЦ, т. е. начальное и конечное давления пара, работающего в турбинах, а также перегрев его существенно влияют на экономичность работы станции. Вопросы о влиянии параметров пара на экономичность работы ТЭЦ подробно рассмотрены в специальных курсах по тепловым и электрическим станциям [Л. 11, 12]. Напомним лишь основные положения, которыми надо руководствоваться при выборе рабочих параметров тепловых электростанций средней мощности.

С повышением начальных параметров пара повышается общий к. п. д. станции, в основном за счет увеличения термического к. п. д. парового цикла. Повышение начальных параметров пара (давления и температуры) увеличивает экономичность всех видов паротурбинных электростанций и особенно значительно для установок с турбинами, имеющими регулируемые отборы пара, и с турбинами с противодавлением.

Располагаемый теплоперепад в потоке пара, идущего в отбор или отбираемого за турбиной, с повышением давления растет значительно быстрее, чем теплоперепад в потоке, проходящем в конденсатор. При сравнении на i—s-диаграмме теплоперепадов потоков пара с начальными параметрами $p_1=35$ *ат*, $t_1=435°$ С и $p_1=90$ *ат*, $t_1=535°$ С при расширении его до давления в отборе 8 *ат* и в конденсаторе 0,04 *ат*, видно, что располагаемый теплоперепад потока пара, проходящего в конденсатор, с переходом к начальным параметрам пара 90 *ат* и 535° С увеличивается на 20%, а потока пара, отбираемого из турбины, на 70%. Соответственно и выработка электроэнергии за счет отбираемого пара увеличивается на 70%, а за счет пара, проходящего в конденсатор, — только на 20%. Наибольшая выгода от повышения начальных параметров пара, т. е. экономия топлива, имеет место в случае комбинированной выработки тепла и электроэнергии.

С повышением начальных параметров пара возрастают капитальные затраты на оборудование станции и трубопроводы, что повышает годовые эксплуатационные расходы (амортизационные отчисления). Может оказаться, что увеличение амортизационных отчислений при переходе на повышенные параметры пара будут больше,

чем экономия на топливе, получаемая за счет повышения к. п. д. парового цикла. Возрастает также расход электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ, в основном за счет работы питательных насосов. Но увеличение эксплуатационных расходов за этот счет невелико и не является решающим. Так, например, с повышением давления пара с 40 до 100 *ат* расход электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ увеличивается всего на 1% вырабатываемой электроэнергии.

Экономическая целесообразность повышения начальных параметров пара зависит также от степени использования устанавливаемого оборудования в течение года (так называемое число часов использования максимума). Чем больше загрузка устанавливаемых турбин, тем выгоднее повышение начальных параметров пара. Поскольку экономия от повышения начальных параметров в конечном счете выражается в уменьшении расхода топлива, стоимость последнего является весьма существенным фактором при выборе начальных параметров. Чем дороже топливо, тем выгоднее экономить его. На выбор параметров пара влияет также себестоимость электроэнергии, вырабатываемой в системе, на которую будет работать проектируемая ТЭЦ. Чем дороже электроэнергия в системе, тем выгоднее повышение параметров ТЭЦ, создающее дополнительную выработку дешевой электроэнергии.

Итак, мы установили, что повышение начальных параметров пара увеличивает к. п. д. ТЭЦ, но требует дополнительных затрат. В каждом отдельном случае вопрос выбора начальных параметров пара может быть окончательно решен только с помощью сопоставления технико-экономических расчетов, позволяющих суммировать влияние всех факторов. В настоящее время такие расчеты производятся по методике, разработанной Академией наук СССР [Л. 23].

Кроме соображений по выбору рабочих параметров ТЭЦ, изложенных выше, при проектировании станции необходимо считаться также с практической возможностью получения энергетического оборудования на нужные параметры. Выбор числа и мощности устанавливаемых котельных агрегатов производится на основании расчета тепловой схемы ТЭЦ.

Указания по выбору котельных агрегатов приводятся ниже в § 3-4.

3-2. ПРОМЫШЛЕННЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С ПАРОГАЗОВЫМ ЦИКЛОМ

ТЭЦ с парогазовым циклом также относятся к системам с комбинированной выработкой тепловой и электрической энергии. В отличие от обычных ТЭЦ, где преобразование тепла в механическую энергию совершается с помощью водяного пара, на ТЭЦ с парогазовым циклом работа совершается параллельно паром и газом — продуктами сгорания топлива. Теоретические основы парогазовых циклов см. [Л. 13]. Для ознакомления с парогазовой ТЭЦ рассмотрим принципиальную схему ее.

Существует много схем парогазовых установок, разработанных как у нас, так и за рубежом. Наиболее перспективной из них для применения в промэнергетике является схема с высоконапорным парогенератором, работающим под наддувом, и использованием тепла отходящих газов (после газовой турбины) для подогрева питательной воды. Такая схема представлена на рис. 3-3.

Основным оборудованием этой ТЭЦ являются: высоконапорные парогенераторы *1* производительностью по 120 *т/ч* с параметрами пара 100 *ат*, 540° С; газотурбинный агрегат *3*, *4* мощностью 4 000 *квт*; турбогенератор типа ПР с противодавлением и регулируемым отбором *9* мощностью 25 000 *квт*; конденсационный турбогенератор типа ПТ с двумя регулируемыми отборами пара *13* мощностью 25 000 *квт*.

Высоконапорный парогенератор является котлом с многократной принудительной циркуляцией с топочной камерой, работающей под наддувом ~ 5 *кгс/см*^{2}.

На рис. 3-4 представлена принципиальная схема парогенератора, а на рис. 3-5 — общий вид его.

Парогенератор является одновременно генератором пара высоких параметров (100 *ат*, 540° С) и генератором высокотемпературных газов — продуктов сгорания топлива. С помощью циркуляционного насоса *3* вода из барабана-сепаратора подается в нижние коллекторы циркуляционных контуров парогенератора, состоящих из водяных экранов и змеевиков конвективных поверхностей нагрева. По этим контурам вода (пароводяная эмульсия) проходит в верхние коллекторы циркуляционных контуров и поступает в барабан-сепаратор. В сепараторе происходит отделение пара от воды. Насыщенный пар направляется в пароперегреватель *4*, а отсепарированная

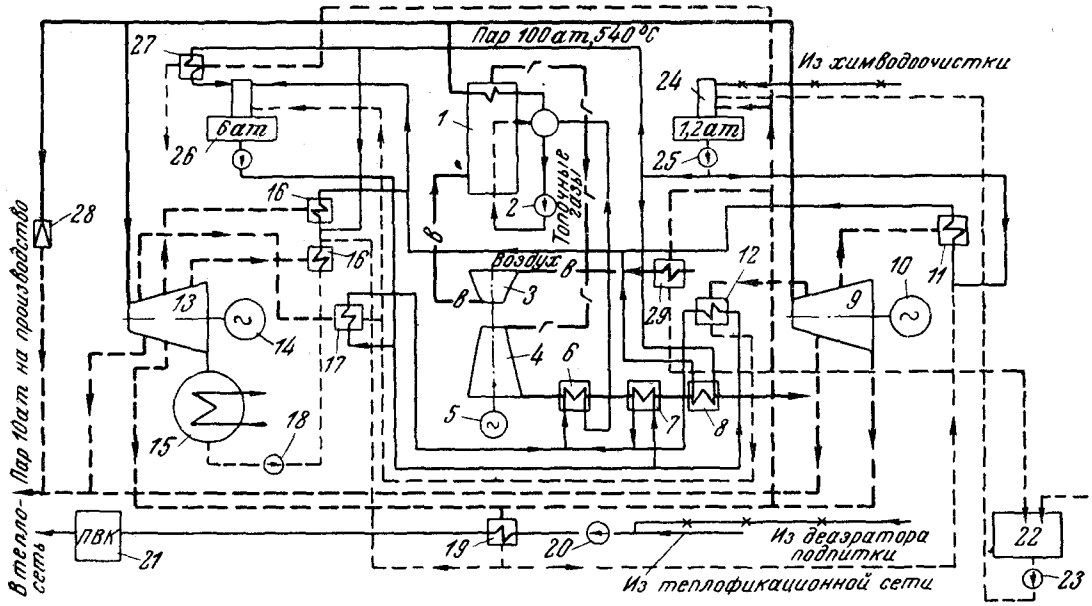


Рис. 3-3. Принципиальная тепловая схема ТЭЦ с парогазовым циклом.

1 — высоконапорный парогенератор; *2* — циркуляционный насос парогенератора; *3* — компрессор газовой турбины; *4* — газовая турбина; *5* — электрический генератор газовой турбины; *6* — водяной экономайзер I ступени; *7* — водяной экономайзер II ступени; *8* — водяной экономайзер III ступени; *9* — паровая турбина типа ПР; *10* — электрический генератор; *11* — ПНД; *12* — ПВД; *13* — паровая турбина типа ПТ; *14* — электрический генератор; *15* — конденсатор; *16* — ПНД; *17* — ПВД; *18* — конденсатный насос; *19* — сетевой подогреватель основной; *20* — сетевой насос; *21* — пиковый водогрейный котел; *22* — конденсатный бак; *23* — конденсатный перекачивающий насос; *24* — деаэратор атмосферный добавочной воды; *25* — перекачивающий насос добавочной воды; *26* — деаэратор повышенного давления питательной воды; *27* — пароводяной подогреватель; *28* — резервная РОУ; *29* — калорифер для подогрева воздуха.

вода вместе с питательной водой, поступающей в барабан, направляется на всас циркуляционного насоса.

Регулирование перегрева осуществляется впрыскивающим регулятором перегрева *6*, получающим собственный конденсат из конденсатора *5*. Парогенератор работает на газообразном или газотурбинном топливе.

Пар, вырабатываемый парогенератором, направляется в паровые турбины *9* и *13* (см. рис. 3-3), где он используется по циклу обычной ТЭЦ, а продукты сгорания из парогенератора направляются в газовую турбину. На одном валу с газовой турбиной установлены воздушный компрессор *3* и электрический генератор *5*. Воздушный компрессор сжимает воздух до избыточного давления ~ 5 *ат* и подает его в парогенератор. Электрический генератор вырабатывает электроэнергию.

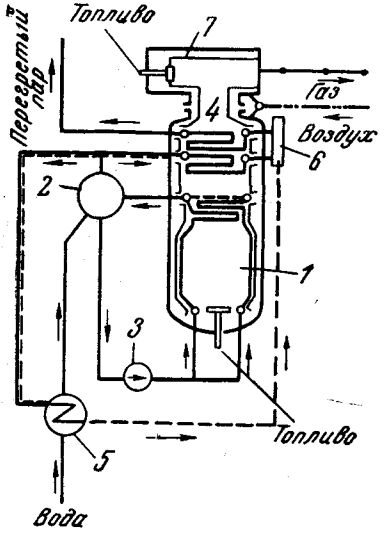


Рис. 3-4. Принципиальная схема высоконапорного парогенератора.
1 — камера сгорания основная; *2* — барабан-сепаратор; *3* — циркуляционный насос; *4* — пароперегреватель; *5* — охладитель собственного конденсата; *6* — впрыскивающий регулятор перегрева; *7* — дополнительная камера сгорания.

Перед воздушным компрессором установлены паровые калориферы *29* для подогрева воздуха, а за газовой турбиной — водяные экономайзеры (подогреватели питательной воды) *6*, *7* и *8* для охлаждения газов, уходящих из турбины в дымовую трубу. В пароводяной части схема ТЭЦ с парогазовым циклом принципиально не отличается от схем рассмотренных выше ТЭЦ с обычным паровым циклом и поэтому специальных пояснений не требует (см. § 3-1).

Комбинированные парогазовые установки обладают рядом преимуществ по сравнению с обычными паротурбинными станциями (ТЭЦ), к которым в первую очередь надо отнести повышенный к. п. д., меньшую удельную металлоемкость, сокращение капитальных затрат на строительные сооружения, сокращение трудозатрат на

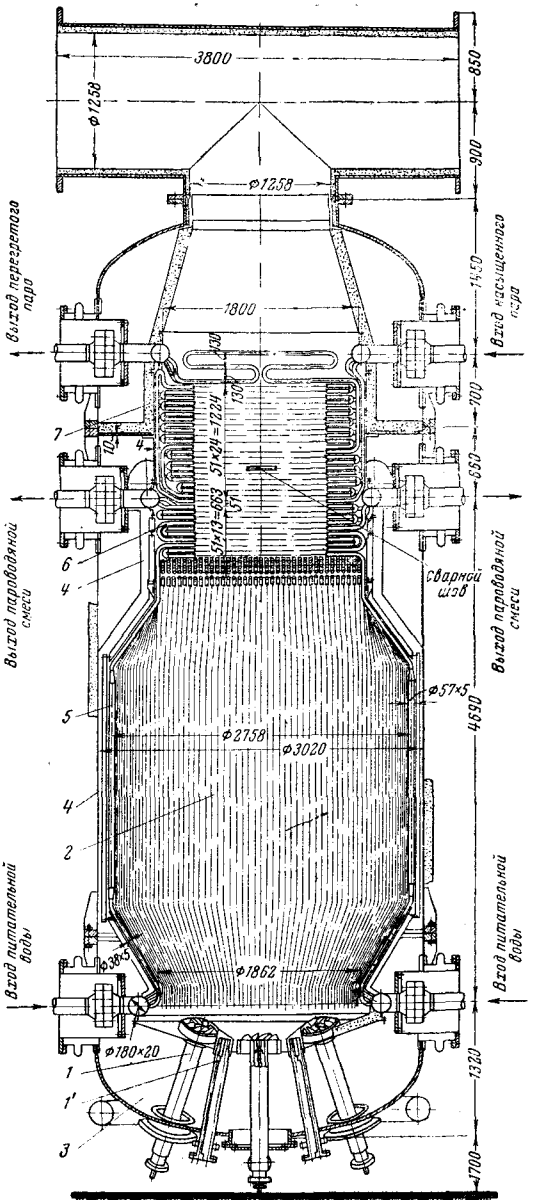


Рис. 3-5. Общий вид высоконапорного парогенератора.

1 — газомазутные горелки; *2* — камера сгорания; *3* — воздушный короб; *4* — кольцевой зазор для прохода воздуха; *5* — экраны испарительные; *6* — конвективный испарительный пучок; *7* — пароперегреватель.

монтаж оборудования и уменьшение сроков строительства электростанции.

Комбинированный парогазовый цикл соединяет термодинамические преимущества газотурбинных установок, имеющих повышенную по сравнению с паровыми установками среднюю температуру рабочего вещества в зоне подвода к нему тепла и паротурбинных установок, имеющих более низкую по сравнению с газовыми установками температуру рабочего вещества в зоне отвода тепла к холодному источнику. Благодаря этому к. п. д. парогазового цикла может быть на 8—12% выше к. п. д. парового или газового цикла при раздельном осуществлении их.

Соединение в парогазовых установках пароводяного цикла обычной ТЭЦ с газовым циклом газотурбинной установки позволяет увеличить выработку электроэнергии на тепловом потреблении, т. е. с наименьшими потерями, благодаря использованию тепла отработавших газов газовой турбины в регенеративном цикле паровых турбин. Другими словами, при одной и той же тепловой нагрузке ТЭЦ с парогазовым циклом вырабатывает электроэнегии больше, чем ТЭЦ с пароводяным циклом, при одинаковых потерях тепла в конденсаторах паровых турбин.

Парогенераторы парогазовых установок работают с тепловыми напряжениями топочного объема в 10 раз превышающими таковые в обычном котельном агрегате. Теплонапряжение конвективных поверхностей нагрева в высоконапорных парогенераторах выше такового в обычных котлах в 12—15 раз. Благодаря этому затраты металла в конструкциях высоконапорных парогенераторов, отнесенные на 1 *т* получаемого пара, почти вдвое меньше, чем в конструкциях обычных паровых котлов высокого давления. Размеры парогенератора по тем же причинам в несколько раз меньше, чем у обычных котлов, а следовательно, и кубатура помещений для установки их соответственно меньше.

По данным ЦКТИ установки с парогазовым циклом по сравнению с паровыми ТЭЦ, работающими на газе, при одинаковых с ними рабочих параметрах и мощностях дают экономию: по топливу — 7—15%, по удельным капитальным вложениям — до 25%, по трудозатратам — до 30% и по себестоимости электроэнергии — до 15%. Однако в настоящее время парогазовые установки для

теплоснабжения отечественных промпредприятий еще не получили широкого распространения. Оборудование для них находится в стадии опробования и испытания головных образцов. Серийного выпуска парогенераторов отечественные заводы еще не производят.

Опытные образцы парогенераторов и газовых турбин могут работать только на газовом и специальном жидком турбинном топливах, что ограничивает область применения их.

Для выбора оборудования парогазовой установки необходимая мощность газовой турбины может быть приближенно определена по формуле

$$N_{\text{г}} \approx \frac{B_{\text{п.г}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} - \Sigma D_{\text{п}} (i_{\text{п.п}} - \bar{t}_{\text{п.в}}) \left(\frac{1}{1 - k_{\text{от}}} \right)}{7\,000\, b_{\text{г}}}, \quad \textit{квт}, \qquad (3\text{-}1)$$

где $B_{\text{п.г}}$ — расход топлива парогенератором, *кг* (*м*³)/*ч*;

$Q_{\text{н}}$ — низшая теплотворная способность топлива, *ккал/кг* (*м*³);

$\Sigma D_{\text{п}}$ — количество пара, расходуемое турбинами и РОУ паровой части установки;

$i_{\text{п.п}}$ — энтальпия перегретого пара, *ккал/кг*;

$\bar{t}_{\text{п.в}}$ — энтальпия питательной воды, поступающей в парогенератор, *ккал/кг*;

$k_{\text{пот}}$ — коэффициент, учитывающий потери в цикле станции (см. § 3-4);

$b_{\text{г}}$ — удельный расход условного топлива газовой турбиной без регенеративного подогрева воздуха, *кг у. т./квт · ч*.

Расход топлива парогенератором подсчитывается по формуле

$$B_{\text{п.г}} \approx \frac{\Sigma D_{\text{п}} (i_{\text{п.п}} - \bar{t}_{\text{п.в}}) \left(\frac{1}{1 - k_{\text{от}}} \right)}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} - (V_0^{\text{г}} + \alpha V_0^{\text{в}})\, t'_{\text{г}} c'_{\text{г}} + \alpha V_0^{\text{в}} t''_{\text{к}} c''_{\text{к}}}, \quad \textit{кг} (\textit{м}^3)/\textit{ч}, \qquad (3\text{-}2)$$

где $V_0^{\text{г}}$ и $V_0^{\text{в}}$ — теоретические объемы газов и воздуха, *м*³/*кг*/(*м*³);

α — коэффициент избытка воздуха в парогенераторе;

$t'_{\text{г}}$ и $t''_{\text{к}}$ — температура газов перед газовой турбиной и температура воздуха за компрессором, °С;

$c'_{\text{г}}$ и $c''_{\text{к}}$ — теплоемкости газов перед турбиной и воздуха за компрессором, *ккал/м*³ · *град*.

3-3. ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ И ОТОПИТЕЛЬНЫЕ КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

По назначению котельные делятся на две группы: чисто отопительные и производственно-отопительные.

По видам отпускаемого теплоносителя котельные установки могут быть разделены на три группы:

1) паровые котельные — оборудуются паровыми котлами и вырабатывают пар низкого давления (до 14 *кгс/м*^{2}) для технологических нужд и отопления;

2) водогрейные котельные — оборудуются водогрейными котлами и подогревают воду для отопления производственных и жилых сооружений (до 150° С);

3) смешанные котельные — котельные с паровыми и водогрейными котлами.

Паровые котельные для отопления, как правило, отпускают горячую воду, подогреваемую в сетевых подогревателях, устанавливаемых в котельной. Отпуск потребителям пара для отопительных целей применяется сравнительно редко, только для отопления производственных помещений В смешанных котельных подогрев воды для отопления осуществляется обычно непосредственно в водогрейных котлах. Однако при избытках пара не исключается возможность установки перед водогрейными котлами сетевых подогревателей.

По виду сжигаемого топлива котельные разделяются на две основные группы:

1) котельные на жидком и газообразном топливе, т. е. газомазутные котельные;

2) котельные на твердом топливе.

Наша промышленность выпускает паровые котлы и топочные устройства к ним для всех перечисленных выше типов котельных установок, номенклатура которых приведена в гл. 9. Водогрейные котлы выпускаются с газомазутными топочными устройствами. Водогрейные котлы на твердом топливе в настоящее время находятся еще в стадии освоения. Выбор типа котельной производится, исходя из потребностей объектов теплоснабжения и вида выделяемого топлива. Мощность (паропроизводительность) устанавливаемых котлов и количество их определяются тепловыми нагрузками потребителей.

Паровые котельные

Тепловая схема паровой котельной определяется в зависимости от ее назначения и параметров пара, от-

пускаемого потребителям. В чисто производственных котельных пар, вырабатываемый котлами, либо направляется непосредственно потребителям, либо предварительно редуцируется до нужного давления. В паровых котельных отопительно-производственного назначения часть пара, вырабатываемого котлами, используется для подогрева воды отопительно-вентиляционных систем. Для этого в котельной устанавливаются пароводяные подогреватели, так называемые сетевые подогреватели и охладители конденсата к ним — водоводяные теплообменники, а также сетевые и подпиточные насосы. Обязательными элементами тепловой схемы котельной являются деаэраторы питательной воды и питательные насосы, емкости для сбора возвращаемого конденсата и перекачивающие конденсаторные насосы, расширители и теплообменники продувочной воды котлов. В отдельных схемах может участвовать и другое вспомогательное оборудование, например РОУ, подогреватели, насосы и т. п.

В качестве примера на рис. 3-6 представлена тепловая схема паровой производственной котельной, предназначенной для снабжения промпредприятия паром с давлением 12 *ат* и горячей водой для отопления и вентиляции с $t_{макс}=150°$ С, подогрев которой производится в сетевых подогревателях.

Котельная оборудована котлами типа ДКВР Бийского котельного завода со слоевыми полумеханическими топками для сжигания угля и водяными экономайзерами системы ВТИ с чугунными ребристыми трубами.

Питательная установка. Для питания котлов используются конденсат, возвращаемый с производства, и химически очищенная вода, которые должны быть деаэрированы, для чего предусмотрена установка атмосферного деаэратора *7*, *8*. Пар с давлением 2 *ат* подается в колонку деаэратора из коллектора через редукционный клапан *4*.

При установке котлов со слоевыми топками правилами Госгортехнадзора [Л. 14] предписываются, кроме основных питательных насосов с электроприводом *12*, установка резервных насосов с паровым приводом *13*, а также устройство двойной питательной магистрали от питательных насосов до котлов, что и предусмотрено в рассматриваемой схеме.

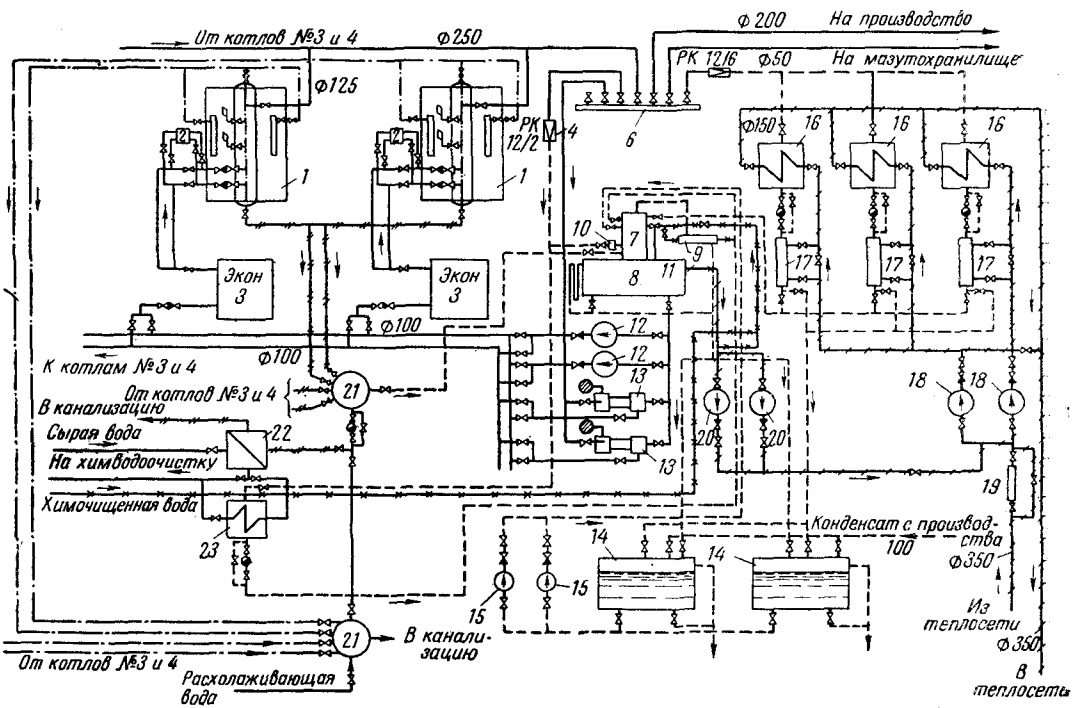


Рис. 3-6. Принципиальная тепловая схема паровой производственной котельной с котлами типа ДКВР.

Рабочие параметры: p=12 *ат*; $t_{п.п}$=250° С; *1* — котел; *2* — регулятор питания; *3* — экономайзер; *4* и *5* — редукционные клапаны; *6* — коллектор свежего пара; *7* — деаэраторная колонка; *8* — деаэраторный бак; *9* — охладитель выпара; *10* — регулятор давления; *11* — регулятор уровня; *12* — питательный электронасос; *13* — паровой питательный насос; *14* — бак производственного конденсата; *15* — перекачивающий насос; *16* — сетевой подогреватель; *17* — охладитель конденсата; *18* — сетевой насос; *19* — грязевик; *20* — подпиточный насос; *21* — сепаратор непрерывной продувки; *22* — теплообменник непрерывной продувки; *23* — пароводяной подогреватель сырой воды; *24* — барботер.

Установка для подогрева сетевой воды, состоящая из трех бойлеров *16* и трех охладителей конденсата *17*, обогревается паром 6 *ат*, получаемым из коллектора *6*, через редукционный клапан *5*, дросселирующий пар с давлением 12 *ат* до 6 *ат*. Конденсат бойлеров через охладители конденсата направляется непосредственно в деаэратор. Установки конденсатных насосов не требуется, так как давление в подогревателях достаточно, чтобы выдавить конденсат в деаэратор.

Подпитка теплосети производится подпиточными насосами *20* водой из питательного деаэратора, что допустимо для закрытых схем теплосети. При больших расходах подпиточной воды, например в случае теплосети с открытым водоразбором, надо устанавливать отдельный деаэратор.

При подпитке теплосети из деаэратора питательной воды котлов отбор подпиточной воды производят из верхней зоны деаэраторного бака, чтобы предохранить деаэратор от опорожнения в случае аварии в теплосети (разрыв труб), когда расход воды может возрасти в несколько раз по сравнению с нормальным. Аварийный расход подпиточной воды покрывается за счет сырой воды, которая подводится к подпиточным насосам.

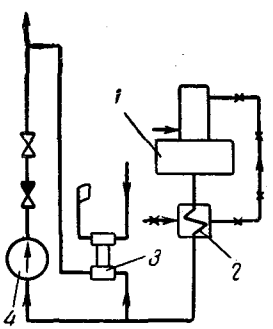


Рис. 3-7. Схема установки охладителя питательной воды за деаэратором.

1 — деаэратор питательной воды; *2* — водоводяной теплообменник; *3* — паровой питательный насос; *4* — питательный электронасос.

В рассматриваемой схеме питательная вода подается насосами *12* непосредственно в водяные экономайзеры котлов. Однако такая простая схема не всегда применима, так как подогрев питательной воды в чугунном водяном экономайзере ограничен температурой вскипания ее, что при низком давлении пара в котле и высокой начальной температуре питательной воды (после деаэратора 104° С) не позволяет осуществить достаточно глубокое охлаждение продуктов сгорания топлива и увеличивает потерю тепла с уходящими газами. При этом рекомендуется установка между деаэратором и водяным экономайзером охладителя питательной воды по схеме, приведенной на рис. 3-7.

При установке перед питательными насосами охладителя должно учитываться дополнительное сопротивление, вносимое им во всасывающую линию питательных насосов.

Водогрейные котельные

Для теплоснабжения промпредприятий чисто водогрейные котельные применяются сравнительно редко. Обычно котельные с установкой только водогрейных котлов применяются для теплоснабжения жилых поселков, значительно удаленных от промпредприятий и городов.

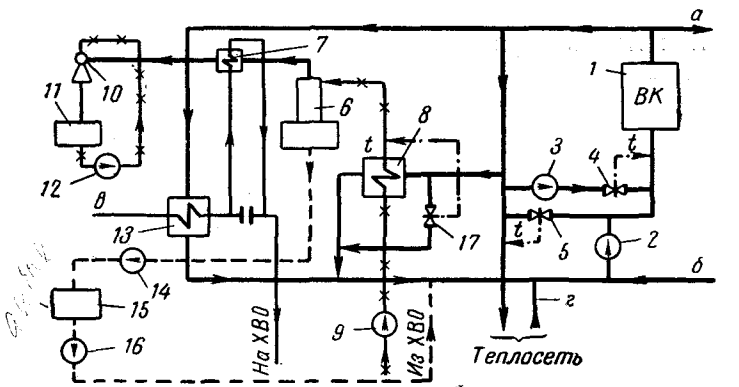


Рис. 3-8. Принципиальная тепловая схема водогрейной котельной.

1 — водогрейный котел; *2* — сетевой насос; *3* — рециркуляционный насос; *4* — регулятор рециркуляции; *5* — регулятор температуры сетевой воды; *6* — вакуумный деаэратор подпиточной воды; *7* — охладитель выпара деаэратора; *8* — водоводяной теплообменник; *9* — насос химически очищенной воды; *10* — газоводяной эжектор; *11* — расходный бак; *12* — насос сырой воды; *13* — водоводяной теплообменник; *14* — перекачивающий насос; *15* — бак-аккумулятор подпиточной воды; *16* — подпиточный насос; *17* — регулятор температуры химически очищенной воды перед деаэратором; *а* и *б* — подача и возврат горячей воды от мазутного хозяйства; *в* — сырая вода из водопровода; *г* — обратный трубопровод сетевой воды.

На рис. 3-8 представлена принципиальная схема водогрейной котельной по одному из возможных вариантов. Ввиду отсутствия в котельной пара деаэрация подпиточной воды осуществляется с помощью деаэраторов, работающих под вакуумом. Вакуум в деаэраторах создается водоструйными эжекторами *10*.

Наилучшим решением по организации отсоса газов из деаэратора является установка специальных эжектирующих насосов *12*, как показано на схеме [Л. 9].

Поступающая в деаэратор химически очищенная вода предварительно подогревается горячей сетевой водой до 70° С в водоводяных подогревателях *8*. Подогрев подпиточной воды регулируется автоматическим клапаном *17*. В деаэраторах поддерживается давление 0,32 *ат*, которому соответствует температура насыщения ~70° С и, следовательно, при подогреве подпиточной воды до 70° С выполняются условия, необходимые для эффективной деаэрации. Температура сетевой воды на выходе из котельной регулируется автоматически с помощью перепуска регулирующим клапаном *5*.

В котельной установлены рециркуляционные насосы *3*, которые с помощью автоматического клапана *4* поддерживают температуру воды перед котлами соответственно требованиям по защите котлов от сернистой коррозии.

Согласно инструкции по эксплуатации водогрейных котлов [Л. 18] при сжигании высокосернистых мазутов температура воды перед котлами должна поддерживаться равной 100—110° С.

Подпитка теплосети, имеющей непосредственный водоразбор на горячее водоснабжение, осуществляется подпиточными насосами *16*, забирающими воду из аккумуляторных баков, которые накапливают воду в периоды водоразбора меньше среднесуточного и отдают дополнительное количество воды в сеть, когда водоразбор больше среднесуточного. Установка аккумуляторных баков позволяет работать оборудованию установки горячего водоснабжения с постоянной среднесуточной нагрузкой, что является наиболее экономичным.

Сырая вода, поступающая на химводоочистку, предварительно подогревается до 20° С в водоводяном подогревателе для предотвращения конденсации на трубопроводах и аппаратуре химводоочистки.

Выпар деаэратора охлаждается в теплообменнике *7*. Вся аппаратура подпитки теплосети рассчитывается на среднечасовой расход воды за сутки с максимальным водоразбором.

Смешанные котельные

Установка в котельных одновременно паровых и водогрейных котлов бывает нужна в тех случаях, когда отопительная нагрузка потребителя значительно превосходит производственную нагрузку.

Отопительная нагрузка является сезонной (отопление и вентиляция в отопительный период), поэтому установка более дорогих паровых котлов и оборудования водонагревательной установки к ним специально для покрытия всей тепловой нагрузки (производственной и отопительной) обычно нерентабельна. Сезонную отопительно-вентиляционную нагрузку целесообразно покрывать

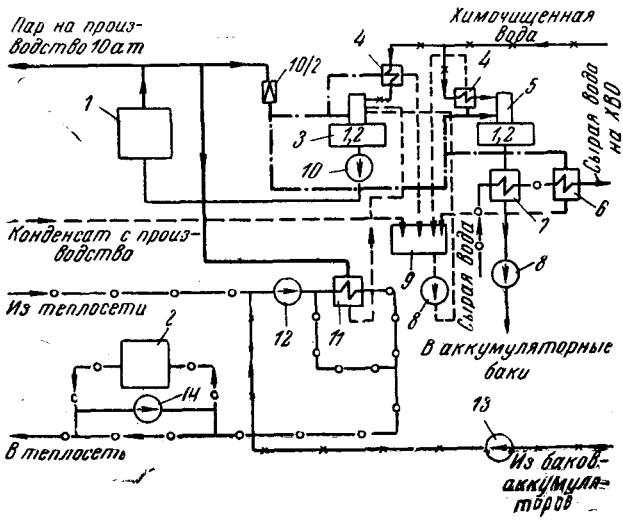


Рис. 3-9. Принципиальная тепловая схема котельной смешанного типа.

1 — паровой котел; *2* — водогрейный котел; *3* — деаэратор питательной воды; *4* и *6* — пароводяные подогреватели; *5* — деаэратор подпиточной воды; *7* — охладитель подпиточной воды; *8* — перекачивающий насос; *9* — конденсатный бак; *10* — питательный насос паровых котлов; *11* — подогреватель сетевой воды; *12* — сетевой насос; *13* — подпиточный насос; *14* — рециркуляционный насос водогрейных котлов.

от водогрейных котлов, а круглогодичную паровую нагрузку технологических потребителей — от паровых котлов. Нагрузка горячего водоснабжения летом обычно покрывается также паровыми котлами.

Возможны варианты установки водогрейных котлов из расчета покрытия только пиковой отопительной нагрузки, т. е. доли нагрузки, превышающей среднеотопительную [Л. 9].

Раздельное теплоснабжение по пару и горячей воде особенно эффективно при работе паровых котлов на твердом топливе и возможности использования газа или

мазута для водогрейных котлов полностью или в пиковой части нагрузки. При этом установка водогрейных котлов дает экономию капитальных затрат и сокращает эксплуатационные расходы также по хозяйству твердого топлива и шлакозолоудаления. Принципиальная схема смешанной котельной приведена на рис. 3-9.

Рекомендации по выбору типа котельной и оборудования для нее

Во всех случаях, когда выбор типа котельной установки не предопределяется внешними факторами, т. е. соотношением паровой и отопительной нагрузок, выделяемым топливом и располагаемым оборудованием, и возможен выбор двух или более вариантов установки, окончательный выбор ее следует производить на основании сопоставительного технико-экономического расчета [Л. 23].

Выбор числа и единичной мощности котлов производится на основании расчета тепловой схемы по трем режимам: максимально-зимнему, при средней температуре отопительного сезона и летнему [Л. 16].

При выборе паровых и водогрейных котлов нужно стремиться к возможному укрупнению единичной паропроизводительности (теплопроизводительности) их, исходя из номенклатуры выпускаемого оборудования, при соблюдении следующих правил [Л. 16]:

В котельных чисто отопительных с паровыми или водогрейными котлами максимально-зимняя нагрузка должна покрываться всеми установленными котлами без резерва. В котельных производственного и отопительно-производственного назначения максимально-зимняя (расчетная) нагрузка должна покрываться всеми устанавливаемыми котлами без резерва, но при аварийном отключении самого мощного котла оставшиеся в работе котлы должны обеспечивать максимально-суточную отдачу пара и горячей воды на технологические нужды (с учетом коэффициента одновременности), отопительно-вентиляционную нагрузку, соответствующую средней наружной температуре наиболее холодного месяца, и расчетную нагрузку по горячему водоснабжению. Резервные паровые котлы устанавливаются в исключительных случаях, когда по условиям производства недопустимо даже кратковременное сокращение подачи пара.

Водогрейные котлы выбираются по максимальной отопительной нагрузке с учетом расхода воды на горячее водоснабжение. Летом нагрузка по горячему водоснабжению может покрываться паровыми котлами, если это не требует установки дополнительных паровых котлов, при сохранении в резерве одного котла.

Перевод летней нагрузки ГВС на паровые котлы освобождает от необходимости держать летом в работе водогрейные котлы, которые при малой загрузке работают не экономично.

Так как при выборе паровых котлов соответственно заводской номенклатуре часто получаются запасы паровой мощности, то для использования их в котельной могут быть установлены подогреватели сетевой воды перед водогрейными котлами. Подогрев воды до поступления ее в водогрейные котлы сокращает рециркуляцию и, следовательно, уменьшает расход электроэнергии на собственные нужды котельной.

Вспомогательное оборудование котельных — деаэраторы питательной и подпиточной воды, питательные насосы, подогреватели сетевой воды, экономайзеры, тягодутьевые машины, золоуловители, дымовые трубы и пр.— выбирается на основании данных пароводяного баланса котельной, а также теплового и аэродинамического расчетов котельных агрегатов.

Руководящие указания по выбору вспомогательного оборудования котельных установок см. [Л. 15, 16]. Вопросы компоновки оборудования котельных рассмотрены ниже в гл. 9.

3-4. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТЭЦ И КОТЕЛЬНЫХ

1. Расчет тепловой схемы ТЭЦ

Расчет тепловой схемы ТЭЦ выполняется для составления парового баланса ее, позволяющего определить потребную мощность паровых котлов и проверить целесообразность и эффективность принятых к установке турбогенераторов (турбогенераторы выбираются при составлении тепловой схемы ТЭЦ соответственно заданным тепловым нагрузкам).

Как видно из рассмотренных тепловых схем ТЭЦ (см. рис. 3-1 и 3-2), свежий пар котлов непосредственно используется только турбинами и РОУ и, следовательно, для выявления потребности в нем нужно рассчитать

расход пара турбинами и РОУ. Расход пара турбинами определяется развиваемой ими мощностью и отбором из них пара для внешних потребителей и собственных нужд ТЭЦ.

При выборе турбин для промышленных ТЭЦ необходимо стремиться к наиболее полной загрузке регулируемых отборов и наименьшему пропуску пара в конденсаторы турбин.

Расход свежего пара турбинами должен определяться по заводским диаграммам режимов, представляющим собой зависимость

$$D_{т}^{св} = f(N_{тг} \text{ и } \Sigma D_{отб}) \qquad (3\text{-}3)$$

и учитывающим регенерацию (подогрев конденсата и питательной воды). Расход пара на РОУ определяется с учетом впрыска охлаждаемой воды.

Расчет тепловой схемы выполняется для четырех характерных режимов работы ТЭЦ, которые определяют выбор основного и вспомогательного оборудования. Ими являются:

I режим — максимально-зимний, соответствующий наинизшей расчетной температуре наружного воздуха. Этот режим определяет максимальную выработку пара ТЭЦ и, следовательно, суммарную мощность устанавливаемых котлов. Отопительно-вентиляционные нагрузки и нагрузки по технологическому пару в этом режиме принимаются максимальными, нагрузка горячего водоснабжения — среднечасовой за неделю.

II режим — расчетно-контрольный. Этот режим соответствует средней за наиболее холодный месяц температуре наружного воздуха и просчитывается при условии аварийной остановки одного наиболее мощного котла ТЭЦ. При этом согласно нормам технологического проектирования электростанций должны обеспечиваться:

1) максимально-длительная отдача пара на производство;

2) средняя за наиболее холодный месяц отдача тепла на отопление;

3) среднесуточный расход тепла на сантехнические нужды (для горячего водоснабжения — средненедельный).

Для электростанций, имеющих связь с районной энергосистемой, допускается снижение при этом выработки

электроэнергии на 10%, а на изолированных станциях выработка электроэнергии должна обеспечиваться в пределах допустимого регулирования нагрузки.

II режим определяет число и единичную мощность устанавливаемых на ТЭЦ котельных агрегатов.

III режим — среднеотопительный. Этот режим рассчитывается для средней за отопительный сезон температуре наружного воздуха и является основным для выбора мощности турбогенераторов. Как указано выше (см. § 3-1), в этом режиме нагрузка по пару, расходуемому на теплофикацию, принимается равной 50% максимальной, а нагрузка системы, горячего водоснабжения — средней за неделю. Нагрузку по расходуемому на технологию пару следует принимать максимально-часовой за сутки, если график потребления этого пара имеет коэффициент суточной неравномерности не ниже 0,85. При большей неравномерности потребления технологического пара или продолжительности потребления его менее 24 *ч* в сутки (например, работа потребителя в две смены) нагрузка по пару (для технологических нужд) принимается максимально-часовой или средней за сутки (за рабочее время потребителя).

При выборе турбин по максимально-часовым за сутки отборам технологического пара и фактической работе их в течение суток с отборами менее расчетных имеет место перерасход свежего пара, так как экономичность работы турбин при недогрузках отборов падает. Особенно резко это сказывается на турбинах с противодавлением. При выборе турбин по среднесуточным отборам пара или средним за рабочее время имеет место редуцирование свежего пара в часы потребления технологического пара выше среднего. При этом снижается выработка электроэнергии на тепловом потреблении, что приводит к перерасходу свежего пара и, следовательно, топлива. Выбор того или другого расчетного режима в этих случаях производится на основании прикидочных сопоставительных технико-экономических расчетов. Однако выполнение таких расчетов имеет смысл лишь в том случае, если разница между максимально-часовой и среднесуточной нагрузками по технологическому пару предопределяет изменение типа или мощности выбираемых турбогенераторов, что далеко не всегда происходит, так как номенклатура турбогенераторов, выпускаемых промышленностью, ограничена и не всегда можно подо-

брать тип машины с величиной производственного отбора, строго соответствующей расчетному расходу его.

Если выбор расчетной нагрузки по технологическому пару (максимально-часовой или средней за рабочее время) не предопределяет выбора типа и мощности турбогенераторов, то за расчетную нагрузку надо принимать максимально-часовую за сутки.

IV режим — летний, характеризующий собой работу ТЭЦ при отсутствии отопительных нагрузок. Нагрузка по технологическому пару в IV режиме принимается максимально-суточная, а по горячему водоснабжению — средняя за неделю.

Для закрытых систем нагрузку ГВС надо принимать в I режиме максимальной, а во II, III и IV — средней за неделю.

Расчетные температуры наружного воздуха для характерных режимов отопительного периода определяются по климатологическим таблицам [Л. 4].

Для удобства расчета тепловой схемы следует разделить его на три части. Рассмотрим каждую из них в порядке последовательности выполнения.

Первую часть составляет расчет расходов пара внешними потребителями, к которым относятся: производственные потребители пара и горячей воды, теплофикационные установки и установки горячего водоснабжения.

Вторая часть состоит из подсчета расходов пара на собственные нужды ТЭЦ (деаэраторы питательной воды котлов, пароводяные подогреватели низкого давления, пароводяные подогреватели питательной воды высокого давления) и подсчета потребной выработки пара котлами.

В третьей, заключительной, части расчета составляется пароводяной баланс ТЭЦ, характеризующий тепловую работу станции в течение всего года.

Для тепловых схем промышленных ТЭЦ рекомендуется метод расчета с помощью диаграмм режимов паровых турбин по предварительно заданной величине суммарной паропроизводительности котлов $D'_к$, позволяющий с наименьшей затратой времени получить все необходимые расчетные величины [Л. 17]. Паропроизводительность котлов, полученную из расчета первого приближения, сравнивают с предварительно принятой величиной $D'_к$, и если расхождение их больше допустимого, то расчет повторяют, кладя в основу значение $D_к$, полу-

ченное в результате расчета первого приближения. Точность расчета, произведенного таким методом, зависит от числа последовательных приближений. Практически при расчетах тепловых схем промышленных ТЭЦ вполне достаточно получить сходимость рассчитанных величин с предварительно принятыми в пределах 2—3%, что при излагаемой ниже методике расчета достигается после одного или двух последовательных приближений.

Расчет выполняется параллельно для всех четырех режимов с применением табличной формы записи, как показано ниже (см. гл. 5).

Подсчет расходов пара внешними потребителями

При выбранных турбинах и тепловой схеме ТЭЦ (что предшествует расчету тепловой схемы) расходы пара внешними производственными потребителями принимаются непосредственно по таблице тепловых нагрузок ТЭЦ (см. гл. 2).

Расход пара теплофикационной установкой (подогреватели сетевой воды, подпиточный деаэратор и пароводяные подогреватели) определяется расчетом.

Нагрузка сетевых подогревателей определяется из уравнения теплового баланса теплофикационной системы.

Расход тепла теплофикационной установкой

$$Q_{т.у} = Q_{от} + Q_{г.в} + Q_{пот} = Q_{подп} + Q_{с.п},\ Гкал/ч, \qquad (3\text{-}4)$$

где $Q_{от}$ — тепловая нагрузка систем отопления и вентиляции, *Гкал/ч*;

$Q_{г.в}$ — тепловая нагрузка горячего водоснабжения, *Гкал/ч*;

$Q_{пот}$ — потери тепла с утечками воды и охлаждением теплопроводов, *Гкал/ч*;

$Q_{подп}$ — тепло, вводимое в систему с подпиточной водой, *Гкал/ч*;

$Q_{с.п}$ — тепло, вводимое в систему через поверхности нагрева сетевых подогревателей, *Гкал/ч*.

Расход воды на горячее водоснабжение (здесь и ниже теплоемкость воды принята равной еди-

нице)

$$G_{\text{г.в}} = \frac{Q_{\text{г.в}}}{t_{\text{г.в}} - t_{\text{х.в}}},\ т/ч, \qquad (3\text{-}5)$$

где $t_{\text{г.в}}$ и $t_{\text{х.в}}$ — температура горячей воды, отдаваемой потребителю, и холодной, поступающей в систему, °С.

Суммарный расход подпиточной воды с учетом утечек при открытой системе

$$G_{\text{подп}} = G_{\text{г.в}} + G_{\text{ут}},\ т/ч, \qquad (3\text{-}6)$$

где $G_{\text{ут}}$ — утечка воды из теплосети, *т/ч*.

Утечка теплосети принимается равной 0,5% объема воды в трубопроводах теплосетей с учетом непосредственно подключенных к ним местных отопительно-вентиляционных систем потребителей ~~[Л. 18]~~ [Л. 54].

При отсутствии данных о протяженности и диаметре трубопроводов теплосетей согласно рекомендациям института Теплоэлектропроект объем теплосети можно определять, исходя из приводимых ниже удельных объемов воды на 1 *Гкал* потребляемого тепла.

При расположении ТЭЦ за чертой города, поселка или промпредприятия объем воды в соединительных магистралях между ТЭЦ и границей площадки потребителя подсчитывается по фактической протяженности подающего и обратного водоводов и их диаметрам. Объем воды в наружных трубопроводах, расположенных в черте города, поселка или площадки промпредприятия (кроме объема трубопроводов внутри зданий), подсчитывается по удельной норме.

Объем наружных тепловых сетей

$$V_{\text{т.с}}^{\text{нар}} = Q_{\text{жил}}^{\text{р}} A_{\text{н.ж}} + Q_{\text{пп}}^{\text{р}} A_{\text{н.пп}},\ м^3, \qquad (3\text{-}7)$$

где $Q_{\text{жил}}^{\text{р}}$ и $Q_{\text{пп}}^{\text{р}}$ — расчетные теплопотребления жилых зданий и промпредприятий, *Гкал/ч*;

$A_{\text{н.ж}}$ и $A_{\text{н.пп}}$ — удельные объемы наружных теплосетей жилых сооружений и промпредприятий, $м^3/Гкал$; принимать для жилых сооружений городов: $A_{\text{н.ж}} = 10$; для поселков $A_{\text{н.ж}} = 12$; для промпредприятий $A_{\text{н.пп}} = 8$.

Объем трубопроводов внутри зданий подсчитывается аналогично в зависимости от характера тепловой нагрузки.

Удельный объем внутренних трубопроводов следует принимать следующим:

Города и поселки

1. Отопление жилых и общественных зданий $A^{от}_{в.ж} = 33$ *м³/Гкал.*

2. Вентиляция общественных зданий $A^{в}_{в.ж} = 6{,}5$ *м³/Гкал.*

Промышленные предприятия

1. Отопление административно-хозяйственных зданий и бытовых помещений

$$A^{от}_{в.быт} = 30{,}0 \ м^3/Гкал.$$

2. Отопление и вентиляция производственных помещений

$$A^{от.в}_{в.пр} = 9{,}0 \ м^3/Гкал.$$

Тепло, вносимое в систему с подпиточной водой

$$Q_{подп} = G_{подп}\, t_{подп} \cdot 10^{-3}, \ Гкал/ч, \qquad (3\text{-}8)$$

где $t_{подп}$ — температура подпиточной воды, °С.

Тепловая нагрузка сетевых подогревателей

$$Q_{с.п} = Q_{т.у} - Q_{подп}, \ Гкал/ч. \qquad (3\text{-}9)$$

Расход пара на пиковый сетевой подогреватель

$$D_{п.п} = \frac{Q_{п.п} \cdot 10^3}{(i_{гр} - \bar{t}_к)\,\eta}, \ т/ч, \qquad (3\text{-}10)$$

где $Q_{п.п}$ — тепловая нагрузка пикового подогревателя, *Гкал/ч*;

$i_{гр}$ — энтальпия греющего пара, *ккал/кг*;

$\bar{t}_к$ — энтальпия конденсата греющего пара, выходящего из подогревателя, *ккал/кг*;

η — коэффициент, учитывающий потерю тепла подогревателем в окружающую среду; принимать равным 0,98.

Величина $Q_{п.п}$ определяется как разность между полной тепловой нагрузкой сетевых подогревателей $Q_{с.п}$ и тепловой нагрузкой основных подогревателей $Q_{о.п}$.

Распределение максимальной тепловой нагрузки сетевых подогревателей между пиковым и основными подогревателями производится, исходя из располагаемого количества отборного пара с давлением 1,2—2,5 *ат*. Практически эта задача решается с помощью прикидочных расчетов, исходя из максимально возможного подогрева сетевой воды в основных подогревателях:

$$Q_{п.п} = Q_{с.п} - Q_{о.п}, \ Гкал/ч. \qquad (3\text{-}11)$$

Расход пара основными сетевыми подогревателями

$$D_{о.п} = \frac{Q_{с.п} - Q_{п.п} - Q_к^{п.п}}{(i_{гр} - \bar{t}_к^{п})\,\eta}, \ т/ч, \qquad (3\text{-}12)$$

где $Q_к^{п.п}$ — тепло, поступающее в основные сетевые подогреватели с конденсатом из пиковых подогревателей, *Гкал/ч*;

$\bar{t}_к^{о.п}$ — энтальпия конденсата основных подогревателей (конденсат пиковых подогревателей, как правило, сбрасывается в основные подогреватели; в противном случае $Q_к^{п.п} = 0$), *ккал/кг*.

Тепло конденсата пиковых подогревателей, отдаваемое в основных подогревателях

$$Q_к^{п.п} = D_{п.п}\,(\bar{t}_к^{п.п} - \bar{t}_к^{о.п})\,10^{-3}, \ Гкал/ч, \qquad (3\text{-}13)$$

где $D_{п.п}$ — расход пара пиковым подогревателем, *т/ч*;

$\bar{t}_к^{п.п}$ — энтальпия конденсата пиковых подогревателей, *ккал/кг*.

Расход пара на деаэратор подпитки

$$D_{\text{подп}} = G_{\text{подп}} \frac{t_{\text{подп}} - t_{\text{хо}}\eta}{(i_{\text{гр}} - t_{\text{хо}})\eta}, \quad т/ч, \qquad (3\text{-}14)$$

где $t_{\text{хо}}$ — температура химически очищенной воды, подаваемой в подпиточный деаэратор, °С.

[Формула (3-14) не учитывает расхода пара на вентиляцию деаэраторной колонки (выпар) ввиду незначительного влияния его на рассчитываемую величину],

Расход химически очищенной воды химически очищенной воды для теплосети

$$G_{\text{хо}}^{\text{подп}} = G_{\text{подп}} - D_{\text{подп}}, \quad т/ч. \qquad (3\text{-}15)$$

Расход пара на пароводяной подогреватель химически очищенной воды для теплосети ($\text{ПВП}_{\text{хо}}^{\text{подп}}$)

$$D_{\text{ПВП}}^{\text{хо}} = \frac{G_{\text{хо}}^{\text{подп}}(t''_{\text{хо}} - t'_{\text{хо}})}{(i_{\text{гр}} - \vartheta_{\text{к}})\eta}, \quad т/ч, \qquad (3\text{-}16)$$

где $t'_{\text{хо}}$ и $t''_{\text{хо}}$ — температуры химически очищенной воды до подогревателя и за ним, °С.

Подсчитанные расходы пара распределяются между турбинами и РОУ по принятой тепловой схеме, чем определяется основная загрузка отборов устанавливаемых турбин и РОУ. При этом нужно стремиться к возможно большей загрузке регулируемых отборов турбин. Загрузка резервных РОУ, как правило, допускается лишь в пиковом и аварийном режимах. Наиболее желательной является такая загрузка регулируемых отборов, при которой турбины, развивая нужную мощность, работают с минимальным пропуском пара в конденсатор [Л. 17].

Подсчет расходов пара на собственные нужды ТЭЦ

Расходы пара на собственные нужды ТЭЦ зависят от паропроизводительности котельной (конечной величины расчета тепловой схемы) и непосредственно из заданных тепловых нагрузок не могут быть определены. Для расчета их сначала определяют ориентировочно требуемую паропроизводительность котельной $D'_{\text{к}}$, что нетрудно сделать, зная расходы пара внешними потребителями и пользуясь диаграммами режимов паровых турбин [Л. 17].

Паропроизводительность котельной в основном определяется внешними потребителями пара, получающими его из отборов турбины и от РОУ.

Расходы пара на собственные нужды ТЭЦ составляют сравнительно небольшую величину и в предварительном расчете $D'_к$ могут быть учтены ориентировочно. Для определения $D'_к$ ранее подсчитанные расходы пара внешними потребителями по каждому давлению (параметру) в отдельности суммируются с ориентировочно принятыми расходами пара на собственные нужды ТЭЦ и распределяются между отборами турбин и РОУ, являющимися источниками покрытия их.

Как было сказано выше, в рассматриваемой методике расчета тепловых схем ТЭЦ расходы свежего пара турбинами определяются по диаграммам режимов паровых турбин. Этим диаграммам удовлетворяет формула

$$D_т^{св} = d_e N_{ном} + y_1 D_{ПВД} + y_2 D_{г.о} + y_3 D_{ПНД}, \qquad (3\text{-}17)$$

где d_e — удельный расход пара, проходящего через всю проточную часть турбины и поступающего в конденсатор, *кг/квт · ч*;

$N_{ном}$ — номинальная мощность турбины, *квт*;

y_1, y_2, y_3 — так называемые коэффициенты недовыработки [Л. 12];

$I_{1\,вд}$, $D_{р.о}$, $D_{ПНД}$ — отборы пара — нерегулируемые на ПВД и ПНД и регулируемый на производство и собственные нужды ТЭЦ, *т/ч*.

Как видно, отборы из турбины лишь частично увеличивают расход свежего пара. Поэтому погрешность при ориентировочном определении небольших по абсолютной величине расходов пара на собственные нужды ТЭЦ не влияет существенно на определение величины $D'_к$.

Расход свежего пара на РОУ

$$D_{св}^{РОУ} = D_{1\,ед} \frac{i_{ред} - i_{п.в}}{i_{св}\eta_{РОУ} - i_{п.в}}, \quad т/ч, \qquad (3\text{-}18)$$

где $i_{св}$ и $i_{ред}$ — энтальпии свежего и редуцированного пара, *ккал/кг*;

$i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды котлов, используемой для охлаждения пара впрыском, *ккал/кг*;

$\eta_{РОУ}$ — коэффициент, учитывающий потерю тепла установкой в окружающую среду; обычно принимается равным 0,98.

Сумма расходов пара на турбины и РОУ, увеличенная на 2—3% (запас на неучтенные потери тепла в цикле станции), дает в первом приближении необходимую паропроизводительность котельной $D'_к$.

Расходы пара на собственные нужды ТЭЦ в первом приближении определяют по величине $D'_к$.

Потребителями пара на собственные нужды ТЭЦ (см. рис. 3-1) являются: деаэраторы питательной воды котлов *12*, деаэраторы добавочной воды *13*, подогреватели питательной воды высокого давления (ПВД) *4*, *5*, подогреватели низкого давления *6*, *7*, *8*, пароводяные подогреватели сырой и химически очищенной воды (ПВП) *16*, *21*. Для подсчета расходов пара этими потребителями сначала надо определить расходы химически очищенной и сырой воды для покрытия потерь воды и пара в цикле станции, а именно:

1) потерю воды непрерывной продувки котлов (за исключением тех случаев, когда продувочная вода используется для подпитки теплосети);

2) потерю пара и конденсата его у потребителя (должна быть задана вместе с тепловыми нагрузками);

3) потерю конденсата греющего пара в деаэраторе подпитки (принимается из расчета внешних потребителей);

4) внутристанционные потери пара и воды (принимать для ТЭЦ среднего давления 3% $D_к$ и для ТЭЦ высокого давления 2% $D_к$).

Для определения величин перечисленных потерь сначала составляют тепловой баланс сепараторов непрерывной продувки котлов, из которого определяется безвозвратная потеря продувочной котловой воды.

Уравнения теплового баланса сепаратора непрерывной продувки имеют вид:

1) $G_{п.од} t_{к.в} \eta_{сеп} = D_{сеп} i_{с.п.} + g_{сеп} t_{с.в}$;

2) $g_{сеп} = G_{п.од} - D_{сеп}$,

где $G_{прод}$ — количество продувочной воды, *т/ч*;

$D_{сеп}$ — количество пара, выходящего из сепаратора, *т/ч*;

$g_{сеп}$ — количество продувочной воды, выходящей из сепаратора, *т/ч*;

$t_{к.в}$ — энтальпия котловой воды (продувочной), *ккал/кг*;

$t_{с.в}$ — энтальпия отсепарированной воды, *ккал/кг*;

$i_{с.п}$ — энтальпия отсепарированного пара, *ккал/кг*;

$\eta_{сеп}$ — коэффициент, учитывающий охлаждение сепаратора; обычно принимается равным 0,98.

Из уравнений (1) и (2) следует: количество пара, поступающее из сепаратора непрерывной продувки,

$$D_{сеп} = G_{прод} \frac{\bar{t}_{к.в}\eta_{сеп} - \bar{t}_{с.в}}{i_{с.п} - \bar{t}_{с.в}}, \quad т/ч. \tag{3-19}$$

Дробь в правой части формулы (3-19) называется коэффициентом сепарации и обозначается буквой *а*. Величина *а* определяется только параметрами котловой (продувочной) и отсепарированной воды и отсепарированного пара, которые зависят от давлений в барабане котла (из которого производится продувка) и сепараторе непрерывной продувки. Принимается, что из сепаратора выходит сухой насыщенный пар.

Давление в сепараторе регулируется паровой задвижкой на отводе пара из сепаратора и устанавливается в зависимости от того, куда подается отсепарированный пар.

На станциях среднего давления ($p=40$ *ат*) применяется одноступенчатая сепарация продувочной воды и пар из сепаратора обычно направляется в атмосферный деаэратор питательной воды, в котором давление равно 1,2 *ат*. При этом давление в сепараторе устанавливается ~ 2 *ат* для преодоления сопротивления проходу пара по паропроводу от сепаратора до деаэратора (с арматурой) и отсепарированной воды по трубопроводам и охладителю продувочной воды (продувочная вода после расширителя охлаждается до 50° С и сбрасывается в канализацию).

На станциях высокого давления ($p=100$ *ат* и более) обычно применяется двуступенчатая сепарация продувочной воды. В первой ступени сепарации устанавливается давление ~ 7 *ат*, и пар из сепаратора направляется в деаэратор питательной воды повышенного давления (6 *ат*).

Отсепарированная продувочная вода из сепаратора первой ступени направляется в сепаратор второй ступени, пар из которого направляется в атмосферный деаэра-

тор добавочной воды. Вторая ступень сепарации работает так же, как на станциях среднего давления (см. выше).

В расчетах тепловых схем ТЭЦ высокого давления коэффициент сепарации a подсчитывается для обеих ступеней.

Безвозвратная потеря продувочной воды

$$g_{\text{сеп}} = \Sigma G_{\text{прод}} - \Sigma D_{\text{сеп}},\ т/ч. \qquad (3\text{-}20)$$

Количество продувочной воды устанавливается на основании расчета водного режима котла и для расчета тепловой схемы ТЭЦ является величиной заданной.

Сумма всех потерь определяет потребный добавок химически очищенной воды в цикл станции.

Расход сырой воды с учетом потребности в цикле химводоочистки

Собственный расход воды химводоочисткой определяется технологической схемой ее и режимом регенерации фильтров. Однако практически с достаточной степенью точности для расчета тепловых схем можно принять его равным 25% полезной производительности химводоочистки:

$$G_{\text{сыр}} = 1{,}25 G_{\text{хо}},\ т/ч. \qquad (3\text{-}21)$$

Расход пара на подогреватель сырой воды для приготовления химически очищенной воды

$$D_{\text{ПВП}}^{\text{сыр}} = G_{\text{сыр}} \frac{t''_{\text{сыр}} - t'_{\text{сыр}}}{(i_{\text{гр}} - \bar{t}_{\text{к}})\,\eta},\ т/ч. \qquad (3\text{-}22)$$

Обычно сырую воду подогревают примерно до 20° С с целью защиты трубопроводов химводоочистки от конденсации на них водяных паров из окружающего их воздуха. Если сырая вода до поступления в ПВП подогревается в теплообменниках непрерывной продувки (рис. 3-2, поз. *25* — охлаждение продувочной воды), то $t'_{\text{сыр}}$ должно приниматься с учетом этого подогрева.

Расход пара регенеративными подогревателями

В подогревателях низкого давления и деаэраторах осуществляются подогрев конденсата, поступающего в систему регенерации из конденсаторов турбин, и по-

догрев возвращаемого на ТЭЦ конденсата регулируемых отборов и химически очищенной воды, восполняющей потери конденсата этих отборов.

В подогревателях высокого давления производится подогрев всей питательной воды, подаваемой в котлы из деаэраторов. Конечная температура подогрева питательной воды (за ПВД) задается в зависимости от рабочих параметров ТЭЦ, вернее давления в паровых котлах. Для станций средних параметров с давлением 40 *ат* эта температура принимается равной 145° С, для станций высокого давления с давлением 100 *ат* — равной 215° С (ГОСТ 3619-59). Расходы пара на регенеративный подогрев воды в ПНД, деаэраторах и ПВД в определенных количествах, указанных на диаграммах режимов турбин, учитываются при составлении диаграмм, заводами-изготовителями турбин [Л. 17]; поэтому в расчете расходов пара на собственные нужды ТЭЦ эти расходы пара учитывать не надо.

Однако в действительности условия работы ТЭЦ могут несколько отличаться от тех, которые предполагались при составлении диаграмм режимов; например: количество и температура производственного конденсата, вводимого в систему регенерации турбин (см. рис. 3-1), могут быть иными, чем предполагалось; подогрев в ПНД и ПВД химически очищенной воды для восполнения потерь в цикле станции не всегда учитывается при составлении диаграмм режимов и т. п. Эти отклонения обусловливают появление *дополнительных сверх учтенных в диаграммах режимов расходов пара на регенеративные подогреватели (деаэраторы)*, которые надо учитывать при определении расходов пара на собственные нужды ТЭЦ. Перейдем к рассмотрению вопросов, связанных с определением этих расходов.

Расход пара на атмосферный деаэратор добавочной воды

(в схемах ТЭЦ высокого давления см. рис. 3-1, поз. *13*)

Деаэратор добавочной воды является смешивающим подогревателем; расход греющего пара на него (сверх учтенного в диаграммах режимов — см. ниже) подсчитывается после расчета связанных с ним элементов тепловой схемы (сепараторы непрерывной продувки котлов, различные пароводяные подогреватели, конденсат

которых поступает в этот деаэратор) по формуле (3-23), которая выводится из уравнения теплового баланса деаэратора:

$$\Delta D_{\text{др}}^{\text{доб}} = \frac{\Sigma G_{\text{пот}}^{\text{вх}} \bar{t}_{\text{др}} - \Sigma q_{\text{т.п}}^{\text{вх}} \eta}{i_{\text{гр}} \eta - \bar{t}_{\text{др}}} \quad т/ч, \qquad (3\text{-}23)$$

где $\Sigma C_{\text{под}}^{\text{вх}}$ — суммарный вес входящих потоков: пара из сепараторов непрерывной продувки, конденсата и химически очищенной воды (кроме греющего пара), *т/ч*;

$\bar{t}_{\text{др}}$ — энтальпия воды в баке деаэратора, *ккал/кг*;

$\Sigma q_{\text{т.п}}$ — сумма тепловых потоков входящих в деаэратор, *ккал/ч*;

$i_{\text{гр}}$ — энтальпия греющего пара, *ккал/кг*;

η — коэффициент, учитывающий охлаждение деаэратора; принимать равным 0,98.

Отдельные тепловые потоки подчитываются по формуле

$$q_{\text{т.п}}^{\text{вх}} = G_{\text{i от}}^{\text{вх}} \bar{t}_{\text{i от}}^{\text{вх}}, \quad ккал/ч. \qquad (3\text{-}24)$$

Однако в действительности подогрев производственного конденсата, а иногда и добавочной химически очищенной воды частично учитывается при составлении диаграмм режимов турбин, которыми пользуются при расчете тепловой схемы ТЭЦ. На диаграммах режимов указывается подогрев каких потоков, в каком количестве и от какой температуры предполагается при составлении диаграммы режимов. Это так называемые условия регенерации паровой турбины. Следовательно, при определении расхода пара на деаэратор добавочной воды надо исключить затрату тепла, эквивалентную теплу, учтенному при составлении диаграмм режимов турбин, связанных с этим деаэратором. Эта величина подсчитывается по формуле

$$\Sigma Q_{\text{i от}}^{\text{учт}} = \Sigma G_{\text{i от}}^{\text{учт}} (t''_{\text{др}} - t_{\text{i от}}^{\text{учт}}), \quad ккал/ч, \qquad (3\text{-}25)$$

где $G_{\text{i от}}^{\text{учт}}$ — вес воды, поступающей в одном подогреваемом потоке, *т/ч*;

$t''_{\text{др}}$ — энтальпия воды в баке деаэратора, *ккал/кг*;

$t_{\text{i от}}^{\text{учт}}$ — температура подогреваемой воды, с которой она

поступает в систему регенерации, согласно условиям регенерации турбины (а не фактическая), °С.

Сумма величин $Q_{1\,от}^{учт}$, подсчитанных по всем работающим в данном режиме турбинам, дает то учтенное тепло, которое надо вычесть при определении расхода пара на деаэратор добавочной воды.

Для пояснения изложенного обратимся к схеме ТЭЦ, приведенной на рис. 3-1. Турбины ПТ и ПР отдают пар с давлением 10 *ат* на производство. Конденсат этого пара в количестве 30% теряется на производстве, а 70% возвращается на ТЭЦ и подается в атмосферный деаэратор добавочной воды. Взамен потерянных 30% конденсата в этот же деаэратор подается химически очищенная вода. Конденсат с производства и химически очищенная вода подогреваются в деаэраторе до 104° С.

На диаграмме режимов турбины ПТ (Калужский турбинный завод) указано, что она составлена при следующих условиях регенерации: конденсат отбора П в количестве 70% подается в деаэратор 1,2 *ат* с $t_к$ = =60° С. Следовательно, при составлении диаграммы режимов учитывается расход пара на подогрев конденсата с производства в количестве $0{,}7D_{пт}$ с 60 до 104° С.

На диаграмме режимов турбины ПР указаны условия регенерации: весь конденсат отбора П возвращается в систему регенерации с $t_к = 100°$ С. Следовательно, подогрев этого конденсата в деаэраторе добавочной воды не учитывался, вернее учитывался только от 100 до 104° С. Подогрев всех других потоков воды в этом деаэраторе при составлении диаграмм режимов турбин также не учитывался. Следовательно, в расчете расхода пара на деаэратор по формуле (3-23) надо числитель уменьшить на величину $Q_{пот}^{учт}$.

Величина $Q_{1\,от}^{учт}$ (в данном случае только один поток, а именно 70% конденсата отбора П турбины ПТ) подсчитывается по формуле (3-25). Часовые расходы и температуры воды для подстановки в эту формулу принимаются по диаграмме режимов, т. е. $G_к = 0{,}7\,D_п^{пт}$ ($D_п^{пт}$ берется из расчета тепловой схемы) и $t_к = 60°$ С.

Величина $\Sigma q_{т.п}^{вх}$ в формуле (3-23) подсчитывается неза-

висимо от того, учитывался ли подогрев воды при составлении диаграмм режимов. Часовые расходы воды принимаются из расчета тепловой схемы.

Следует обратить внимание на то, что при подсчете величины $\Sigma q^{вх}_{т.п}$ по формуле (3-23) учитывается возврат производственного конденсата, равный 70% пара, отпущенного производству от турбины ПТ, а при подсчете величины $Q^{учт}_{т.от}$ по формуле (3-25) — возврат конденсата, равный 70% количества пара, взятого из отбора турбины ПТ, как указано на диаграмме режимов.

В практике расчетов рекомендуется составлять расчетную схему потоков, учитываемых в балансе деаэратора, как показано в гл. 5 на примере (см. рис. 5-5).

Расход пара на подогреватели высокого давления

Подогреватели высокого давления (ПВД), как правило, являются принадлежностью турбоустановки и обогреваются паром из нерегулируемых отборов турбин (см. рис. 3-1). Расход пара на них определяется количеством пропускаемой питательной воды. При составлении диаграмм режимов паровых турбин расход пара на ПВД учитывается заводом соответственно принятому расходу питательной воды через них. Количество питательной воды, проходящее через ПВД, специально оговаривается в принятых условиях регенерации.

В некоторых схемах (ТЭЦ среднего давления), когда на станции устанавливаются турбины с противодавлением, не имеющие регенеративных установок, приходится устанавливать дополнительные ПВД, так как вся питательная вода, подаваемая в котел, должна быть подогрета до определенной температуры (см. выше).

Расход пара на отдельно устанавливаемые ПВД, а также на подогрев в ПВД турбоустановок питательной воды в количестве сверх учтенного в диаграммах режимов должен учитываться в расчете тепловой схемы. Дополнительный расход пара на ПВД $\Delta D_{ПВД}$ подсчитывается по формуле

$$\Delta D_{ПВД} = \Delta G_{ПВД} B, \ т/ч, \qquad (3\text{-}26)$$

где $\Delta G_{ПВД}$ — дополнительный сверх учтенного при составлении диаграммы режимов расход пи-

тательной воды через данный ПВД, *т/ч*;

B — удельный расход пара на подогрев 1 *т* питательной воды в данном ПВД, *т/т*.

Дополнительный расход питательной воды через ПВД подсчитывается по формуле

$$\Delta G_{\text{ПВД}} = \Sigma G_{\text{п.в}} - \Sigma G^{\text{т.г}}_{\text{п.в}},\ т/ч, \qquad (3\text{-}27)$$

где $\Sigma G_{\text{п.в}}$ — суммарный расход питательной воды ТЭЦ, *т/ч*;

$\Sigma G^{\text{т.г}}_{\text{п.в}}$ — суммарный расход питательной воды через ПВД турбин, имеющих регенеративные установки, заданный на диаграммах режимов их, *т/ч*.

Суммарный расход питательной воды на ТЭЦ $\Sigma G_{\text{п.в}}$ определяется по формуле (3-28) с учетом заданной непрерывной продувки котлов и расхода питательной воды на РОУ, если вода к ним подается после ПВД:

$$\Sigma G_{\text{п.в}} = D_{\text{к}} \frac{100 + X_{\text{к}}}{100} + G^{\text{РОУ}}_{\text{п.в}},\ т/ч, \qquad (3\text{-}28)$$

где $X_{\text{к}}$ — величина непрерывной продувки котлов, %.

Величина B в формуле (3-26) подсчитывается по формуле

$$B = \frac{t''_{\text{ПВД}} - t'_{\text{ПВД}}}{\eta\,(i^{\text{гр}}_{\text{ПВД}} - \bar{t}^{\text{ПВД}}_{\text{к}})},\ т/т, \qquad (3\text{-}29)$$

где $t'_{\text{ПВД}}$ и $t''_{\text{ПВД}}$ — температуры питательной воды до и после ПВД, °С;

$i^{\text{гр}}_{\text{ПВД}}$ и $\bar{t}^{\text{ПВД}}_{\text{к}}$ — энтальпии греющего пара и конденсата ПВД, *ккал/кг*;

η — коэффициент, учитывающий теплопотери ПВД в окружающую среду.

Если значение $\Delta G_{\text{ПВД}}$ невелико, то по согласованию с заводом-поставщиком турбины добавочную питательную воду можно пропускать через ПВД устанавливаемых турбин и отдельных ПВД не устанавливать. В этом случае расход пара из нерегулируемого отбора турбины на ПВД несколько возрастет, а следовательно, возрастет и расход свежего пара на турбину.

Дополнительный расход пара можно подсчитать по формуле [Л. 17]

$$\Delta D_{т}^{св} = y\,\Delta D_{пвд},\ т/ч. \qquad (3\text{-}30)$$

Коэффициент недовыработки данного нерегулируемого отбора подсчитывается по формуле

$$y = 1 - \frac{h'_{д}}{h_{д}^{полн}}, \qquad (3\text{-}31)$$

где $h'_{д}$ — действительный теплоперепад до отбора, *ккал/кг*;

$h_{д}^{полн}$ — действительный полный теплоперепад в турбине, *ккал/кг*.

В случае установки отдельных ПВД они должны обогреваться паром из регулируемых отборов турбин. Расход пара на эти ПВД подсчитывается по формуле (3-26).

Расход пара на атмосферный деаэратор питательной воды; $p = 1{,}2$ *ат*

(в схемах ТЭЦ среднего давления, см. рис. 3-2, поз. *б*).

Расход греющего пара деаэратором определяется из решения уравнения теплового баланса деаэратора.

Обратимся к схеме потоков воды, входящих в колонку деаэратора, представленной на рис. 3-10. Как видно, в деаэратор питательной воды поступают конденсат, химически очищенная вода, пар из расширителя непрерывной продувки и греющий пар этого деаэратора.

В деаэраторе питательная вода подогревается паром до 104° С ($p = 1{,}2$ *ат*). При составлении диаграмм режимов паровых турбин частично учитывается подогрев конденсата в ПНД турбин и других потоков воды, поступающих в деаэратор. Поэтому в расчете тепловой схемы нужно учитывать лишь дополнительный сверх учтенного в диаграммах режимов подогрев потоков воды, входящих в деаэратор, и соответственно определять расход греющего пара на него.

Конденсат из конденсаторов турбин, проходящий через их регенеративные установки, подогревается до 104° С за счет регенеративных отборов турбин в ПНД и деаэраторах. Расходы пара на подогрев конденсата полностью учитываются при составлении диаграмм режи-

мов. При этом также учитывается возврат в деаэратор конденсата ПВД турбоустановок в количестве, обусловленном условиями регенерации турбин. Перечисленные потоки конденсата из подсчета дополнительного расхода греющего пара на деаэратор исключаются.

Конденсат всех отборов пара с давлением 1,2 *ат* поступает в деаэратор с температурой, близкой к 104° С. В целях упрощения расчета можно не учитывать некоторого переохлаждения конденсата в сетевых подогрева-

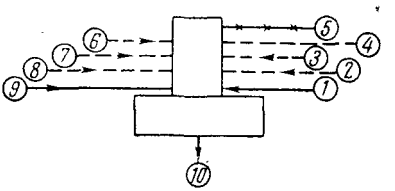


Рис. 3-10. Схема потоков воды и пара атмосферного деаэратора питательной воды ТЭЦ среднего давления.

1 — греющий пар; *2* — конденсат бойлеров; *3* — производственный конденсат; *4* — конденсат из конденсаторов турбин и ПНД; *5* — химически очищенная вода; *6*—конденсат ПВП собственных нужд ТЭЦ; *7*—конденсат ПВД турбоустановок; *8* — конденсат ПВД, устанавливаемых дополнительно; *9* — пар из расширителя непрерывной продувки; *10* — питательная вода котлов.

телях и ПВП, принимая, что этот конденсат догрева не требует. Допускаемая неточность компенсируется запасом на неучтенные потери, принимаемым в рассматриваемой методике (см. выше).

Таким образом, в тепловом балансе атмосферного деаэратора питательной воды должно учитываться только тепло, поступающее в деаэратор с потоками, перечисленными ниже:

1) конденсата, возвращаемого с производства;

2) химически очищенной воды;

3) конденсата ПВД дополнительного сверх учтенного в диаграммах режимов турбин (см. выше);

4) пара из расширителей непрерывной продувки;

5) греющего пара деаэратора.

Величина дополнительного расхода пара $\Delta D_{\text{др}}^{\text{пит 1,2}}$ определяется аналогично приведенному выше подсчету расхода пара на деаэратор добавочной воды.

Если в диаграммах режимов турбин учитывался подогрев производственного конденсата и химически очищенной воды в деаэраторе, то его надо учитывать по формуле (3-25).

Расход пара на деаэратор питательной воды повышенного давления; $p=6$ *ат*

(в схемах ТЭЦ высокого давления, см. рис. 3-1, поз. 12).

По деаэратору питательной воды повышенного давления, так же как и по атмосферному деаэратору питательной воды (см. выше), учитывается только дополнительный расход греющего пара сверх учтенного в диаграммах режимов. Аналогично предыдущему из теплового баланса деаэратора исключаются потоки, подогрев которых (паром из регенеративных отборов турбин) полностью учитывается при составлении диаграмм режимов турбин.

Баланс деаэратора составляется по следующим потокам:

1) химически очищенной воды после деаэратора 1,2 *ат* (доля, направляемая непосредственно в деаэратор 6 *ат*);

2) конденсата ПВП, устанавливаемого на линии химически очищенной воды (перед деаэратором 6 *ат*);

3) дополнительного конденсата ПВД (см. выше);

4) пара из расширителя непрерывной продувки I ступени;

5) греющего пара деаэратора.

Подогрев производственного и станционного конденсата после деаэратора добавочной воды (от 104° С до $t''_{\text{пвд}}$), как правило, полностью учитывается при составлении диаграмм режимов турбин (в условиях регенерации указывается, что конденсат отборов турбин полностью возвращается в систему регенерации с температурой 100° С). Поэтому в балансе деаэратора повышенного давления он не участвует (см. выше).

В отдельных случаях (например, диаграмма режимов турбин типа ПТ-25-90/10 Уральского турбомоторного завода), когда регенеративный подогрев конденсата производственного отбора турбины учитывается только за деаэратором 6 *ат* (в ПВД), его надо включать в тепловой баланс деаэратора при подсчете $\Delta G^{\text{пит. 6}}_{\text{др}}$. Добавок химически очищенной воды, восполняющей потери конденсата у потребителей и в цикле станции, после деаэрации ее в деаэраторе 1,2 *ат* добавочной воды направляется частично в системы регенерации турбин и частично в деаэратор 6 *ат* (через ПВП) помимо систем регенерации.

Если в условиях регенерации для данной турбины указано, что учтен полный возврат в систему регенерации конденсата отборного пара (100%), а фактически имеет место потеря конденсата (например, на производстве), то в систему регенерации этой турбины должна быть направлена химически очищенная вода в количестве, равном потере конденсата $\Delta G_{хо}^{рег}$.

Если по какому-либо отбору в диаграмме режимов учитывается невозврат конденсата, то в величину $\Delta G_{хо}^{рег}$ эта учтенная потеря не включается.

Величина $\Sigma\Delta G_{хо}^{рег}$ по всем отборам устанавливаемых турбин равна количеству химически очищенной воды, направляемой из деаэратора добавочной воды в систему регенераций турбин. Подогрев этого количества химически очищенной воды до температуры в деаэраторе 6 *ат* учтен при составлении диаграмм режимов и, следовательно, отдельно его учитывать не надо.

Расход греющего пара на деаэратор $\Delta D_{др}$ подсчитывается по формуле (3-23). В деаэраторах не допускается запаривание, что будет при подаче в них тепла (с потоками воды) больше, чем требуется для подогрева всей входящей в них воды до температуры кипения. Наиболее эффективно процесс деаэрации протекает при средней температуре входящей в деаэратор воды на 10—15° С ниже температуры кипения [Л. 15].

Зная часовой расход питательной воды (из расчета тепловой схемы), можно подсчитать минимально допустимый расход греющего пара на деаэратор $D^{мин}$, соответствующий догреву воды на 10—15° С, по формуле

$$D_{др}^{мин} = \frac{G_в t_{нд}}{i_{гр} - t_{нас} + t_{нд}},\ т/ч, \qquad (3\text{-}32)$$

где $G_в$ — количество воды, выходящей из деаэратора, *т/ч*;

$t_{нд}$ — температура недогрева воды, °С (принимать 10—15° С);

$t_{нас}$ — температура кипения для воды в деаэраторе, °С;

$i_{гр}$ — энтальпия греющего пара, *ккал/кг*.

В тех случаях, когда при расчете обнаруживается, что величина $\Delta D_{др}$ равна нулю или имеет отрицательное

значение, следует производить проверку деаэратора на запаривание.

Для проверки достаточно ориентировочного подсчета величины $D_{др}^{гр}$ по всем входящим в деаэратор потокам независимо от того, как учтен подогрев отдельных потоков в диаграммах режимов турбин. Величина $D_{др}^{гр}$ должна быть больше $D_{др}^{мин}$.

Для указанного поверочного расчета предварительно определяют расход пара на ПВД по каждой турбине в отдельности и количество воды, проходящей через систему регенерации турбины (последний ПНД). Расход пара на ПВД подсчитывается по формуле

$$D_{пвд}^{гр} = G_{пвд} B, \ т/ч, \qquad (3\text{-}33)$$

где $G_{пвд}$ — количество питательной воды, проходящее через данный ПВД; принимается по данным завода-изготовителя турбины, $т/ч$;

B — удельный расход пара на подогрев воды в ПВД; подсчитывается ориентировочно по формуле (3-27), $т/ч$.

Количество воды, проходящее через ПНД турбин, ориентировочно можно определить по формуле

$$G_{пнд} = D_т - D_{пвд} - D_{др} - \Delta G_к^т - \Delta G_к^п, \ т/ч, \qquad (3\text{-}34)$$

где $D_т$ — расход свежего пара на турбину, $т/ч$;

$D_{др}$ — расход пара на деаэратор; этой величиной предварительно задаются, а затем уточняют ее повторным подсчетом (если требуется), $т/ч$;

$\Delta G_к^т$ и $\Delta G_к^п$ — соответственно количества конденсата пара теплофикационного и промышленного отборов турбины, не возвращаемые в систему регенерации (принимаются по условиям, принятым для расчета тепловой схемы), $т/ч$.

Давление и теплосодержание пара в отборе на ПВД принимаются ориентировочно по данным заводов-изготовителей турбин или литературным данным.

Расход греющего пара на деаэратор подсчитывается по формуле (3-23). Температура воды за последним ПНД принимается на 5° С ниже температуры насыщения при давлении пара в нем, которая определяется ориентировочно по заводским или литературным данным.

Значительное превышение $\Delta D_{др}^{гр}$ над желательным минимумом (см. выше) также свидетельствует об отклонении режима деаэратора от оптимальных условий работы. В этом случае рекомендуется предварительный подогрев в ПВП добавочной воды, поступающей в деаэратор (см. рис. 3-2, поз. 7).

При установке на ТЭЦ среднего давления турбин с противодавлением, которые поставляются без ПВД, последние приходится устанавливать дополнительно. В этих случаях имеет место большой дополнительный расход пара на ПВД, который надо заранее учитывать при оценке расходов пара на собственные нужды ТЭЦ (при подсчете $D'_к$). Подсчет этих расходов пара в первом приближении нужно производить по формуле (3-26), принимая расход питательной воды через дополнительные ПВД равным расходу пара через турбины с противодавлением.

Пароводяной баланс ТЭЦ

Расчет тепловой схемы заканчивается составлением таблицы парового баланса ТЭЦ и баланса питательной воды. Рекомендуемая форма таблиц парового баланса ТЭЦ приведена в рассмотренном ниже примере.

Паровой баланс характеризует работу станции в течение всего года: эффективность использования установленного на ТЭЦ оборудования, экономичность его работы и эксплуатационную надежность станции. На основании данных парового баланса ТЭЦ производится выбор котельных агрегатов.

Расчетом тепловой схемы ТЭЦ определяется суммарная паропроизводительность котлов, обеспечивающая работу станции при всех ее режимах:

$$D_к = \frac{D_{тг}^{св} + D_{РОУ}^{св}}{1 - K_{1\,от}}, \; т/ч, \qquad (3\text{-}35)$$

где $K_{пот}$ — коэффициент, учитывающий потери в тепловом цикле станции (см. выше указания по расчету расходов пара на собственные нужды ТЭЦ).

Однако для эксплуатации электростанций является весьма существенной не только общая паропроизводительность котельной, но также единичная паропроизводительность устанавливаемых котельных агрегатов, так как устанавливаемое на станции оборудование должно обеспечивать как возможность планово-предупредительного ремонта котлоагрегатов, так и резервирование аварийного отключения одного из работающих котлов. При расчете тепловой схемы специально просчитывается второй зимний режим, которым проверяется возможность работы ТЭЦ при аварийном отключении одного из котлов при тепловых нагрузках, регламентированных нормами технологического проектирования (см. начало § 3-4).

Для летнего режима работы ТЭЦ также небезразлична единичная мощность устанавливаемых котлоагрегатов, так как летом обычно производится капитальный ремонт оборудования, связанный с остановкой котлов, и возможно, так же как и зимой, аварийное отключение работающих агрегатов.

В связи с изложенным ниже даны основные положения по выбору котлов, которыми следует руководствоваться как в процессе расчета тепловой схемы станции, так и при анализе результатов его.

1. Выбор энергетических котлов производится по максимальному расходу пара на турбины и РОУ производственного назначения при условии, что при выходе из строя самого мощного энергетического котла оставшиеся энергетические и пиковые котлы устойчиво обеспечивают максимально длительную отдачу пара на производство, среднюю за наиболее холодный месяц отдачу тепла на отопление и среднечасовой расход тепла на санитарно-технические нужды.

Для электростанций, имеющих связь с районной энергосистемой, допускается снижение выработки электроэнергии на 10%, а на изолированных выработка электроэнергии должна обеспечиваться в пределах допустимого регулирования электропотребления.

2. Покрытие пиковых тепловых нагрузок должно осуществляться за счет пиковых паровых или водогрейных котлов. Выбор типа и мощности пиковых котлов производится из условия покрытия тепловых нагрузок станции при максимально-зимнем режиме при полном использовании производительности установленных энерге-

тических котлов, а также из условия обеспечения средней за наиболее холодный месяц тепловой нагрузки ТЭЦ при выходе из строя (любого) сетевого подогревателя или теплофикационной турбины.

3. При выборе числа и единичной мощности энергетических котлов, кроме приведенных выше указаний, необходимо учитывать режим работы котлов в течение года, обеспечивая по возможности полную или близкую к ней нагрузку работающих котлов при всех режимах. Не следует забывать, что к. п. д. энергетических котельных агрегатов при работе с большой недогрузкой обычно несколько уменьшается, а котлы, работающие на пылевидном топливе, вообще не допускают работу с большой недогрузкой. В зависимости от конструкции топки и вида сжигаемого топлива минимально допустимая нагрузка может колебаться в широких пределах. В среднем минимальную нагрузку можно принимать равной 60—70% расчетной.

4. Надо всегда стремиться к установке возможно меньшего числа котлов с возможно большей производительностью при соблюдении приведенных рекомендаций.

5. В котельной, где установлены котлы, работающие на угле, пиковые котлы, как правило, отапливаются жидким топливом (мазутом). Ввиду малой продолжительности пиковой нагрузки в году расход мазута на пиковые котлы сравнительно невелик и всегда окупается экономией затрат по установке и эксплуатации дешевых и простых мазутных котлов.

6. При проектировании электростанций на оборудовании отечественного производства при выборе единичной паропроизводительности котельных агрегатов нужно исходить из номенклатуры котлов, изготавливаемых промышленностью СССР, и топочных устройств, поставляемых с этими котлами.

Рассмотренная выше методика расчета тепловой схемы паротурбинной установки применима и для расчета схем с парогазовым циклом (см. § 3-2).

Тепло, передаваемое воде в экономайзере III ступени газовой турбины, учитывается в балансе деаэратора 6 *ат*, аналогично тому как это делается при расчете тепловой схемы паровой ТЭЦ, с помощью формулы (3-25). Количеством этого тепла предварительно задаются с последующим уточнением по тепловому балансу экономайзеров газовой турбины.

Тепло, передаваемое во II и I ступенях газового экономайзера, приводит к сокращению отбора пара на ПВД от паровых турбин. В расчете тепловой схемы парогазовой ТЭЦ сокращение отбора пара на ПВД учитывается следующим образом: по теплоперепаду газового потока между газовой турбиной и газовым экономайзером III ступени подсчитывается количество питательной воды, которое может быть подогрето от температуры в деаэраторе 6 *ат* до конечной температуры подогрева питательной воды, т. е. до 215° С, при $p_р = 100$ *ат*. Расчетное количество питательной воды, подогреваемой до 215° С в ПВД, будет равно разности между полным расходом ее и указанным выше количеством. Это количество питательной воды меньше принятого при построении диаграмм режимов паровых турбин. Поэтому при определении расхода свежего пара на турбины с помощью диаграмм режимов надо вносить поправку, которая подсчитывается аналогично указаниям в § 3-4 по формулам (3-30) и (3-31). Так же как и по экономайзеру III ступени, теплоотдачей экономайзеров II и I ступеней сначала задаются, а затем ее уточняют по балансу газового потока за турбиной.

2. Расчет тепловых схем паровых котельных

Этот расчет производится методом, аналогичным рассмотренному выше. Предварительно оценивают расход пара на деаэраторы питательной воды и ПВП сырой воды перед химводоочисткой. По сумме расходов пара внешними потребителями и на собственные нужды котельной определяют паропроизводительность последней.

Затем проверяют принятый расход пара на ПВП сырой воды и составляют пароводяной баланс деаэраторов питательной воды (подсчитывают действительный расход пара на деаэраторы). Расхождение с предварительно принятой величиной не должно быть более 2—3% (см. пример расчета в гл. 5).

3-5. ГОДОВАЯ ВЫРАБОТКА ПАРА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ КОТЛАМИ, ГОДОВАЯ ВЫРАБОТКА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ И ГОДОВОЙ РАСХОД ТОПЛИВА НА ТЭЦ

Подсчет годовой выработки электроэнергии и пара на ТЭЦ производится, исходя из заданного годового потребления пара производством, годовой отдачи тепла

ТЭЦ в систему теплофикации и заданной электрической нагрузки ТЭЦ в течение года.

Выработка пара энергетическими котлами подсчитывается по суммарному годовому расходу свежего пара турбинами и РОУ с учетом внутристанционных потерь, оцениваемых для станций средних параметров в 3% и для станций высокого давления в 2% суммарной выработки пара котлами (как и в расчете тепловой схемы ТЭЦ).

Для подсчета годового расхода свежего пара турбогенераторами предварительно подсчитывается *среднегодовая* (за рабочее время) *загрузка регулируемых отборов турбин* с учетом расходов пара на собственные нужды ТЭЦ.

Расход свежего пара на турбины, так же как и в расчете тепловой схемы, определяется по диаграммам режимов турбин. Поэтому расход пара на собственные нужды следует учитывать только в количестве сверх учтенного в диаграммах режимов. С достаточной степенью точности он может приниматься равным среднегодовой величине:

$$\Delta a_{\text{с.н}}^{\text{ср.г}} = \frac{\Delta a_{\text{III}}\, n_{\text{III}} + \Delta a_{\text{IV}}\, n_{\text{IV}}}{8\,760}, \ \%, \qquad (3\text{-}36)$$

где Δa_{III} и Δa_{IV} — зимний и летний расходы пара из отборов турбин на собственные нужды ТЭЦ, выраженный в процентах общего отбора пара данных параметров, %;

n_{III} и n_{IV} — продолжительности отопительного и летнего периодов, *ч*;

8 760 — продолжительность года, *ч*.

Величина $\Delta a_{\text{с.н}}^{\text{ср.г}}$ подсчитывается по каждому отбору, используемому на собственные нужды ТЭЦ в отдельности.

Продолжительность периодов принимается по климатологическим таблицам [Л. 4].

Знак Δ указывает, что величина $a_{\text{с.н}}^{\text{ср.г}}$ определяется расходом пара на собственные нужды сверх учтенного в диаграммах режимов турбин.

Годовой отпуск пара на производство $D_{\text{пр}}^{\text{год}}$ (по каждому параметру) принимается по таблице заданных тепловых нагрузок ТЭЦ.

Годовой отбор пара на отопление и вентиляцию $D_{о.в}^{год}$, т. е. на сетевые подогреватели и деаэратор подпитки теплосети, подсчитывается по формулам, приведенным в § 3-4, исходя из годового теплопотребления системами отопления и вентиляции, обычно представляемого в виде графика (см. гл. 2). Предварительно нужно разделить годовое теплопотребление (площадь графика) на две части: часть, покрываемую основным источником тепла — паром из регулируемых отборов турбин, и часть, покрываемую пиковым источником тепла — паром от РОУ или водогрейным котлом.

Из теплофикационных отборов турбин можно получать пар с максимальным давлением 2,5 *ат*, которому соответствует температура $\sim 127°$ С. Этим паром практически можно подогревать сетевую воду в бойлерах до 115° С. Дальнейший подогрев должен осуществляться источником тепла с более высокой температурой — паром с большим давлением или в водогрейном котле. Область работы пикового подогревателя хорошо видна на температурном графике теплосети, представленном на рис. 3-11 (заштрихованная площадь).

Следует обратить внимание на то, что нагрузка основных сетевых подогревателей с момента начала работы пиковых подогревателей по мере роста температуры сетевой воды уменьшается. Как видно из графика, полезный температурный перепад на основных подогревателях с ростом нагрузки сети сокращается, так как температура обратной сетевой воды повышается, а температура воды за основными сетевыми подогревателями остается постоянной, предельно возможной.

Перейдя к годовому графику теплопотребления системами отопления и вентиляции, на основании изложенного можно фиксировать на нем максимально возможную нагрузку, покрываемую основными подогревателями. На графике, представленном на рис. 3-12, этой нагрузке соответствует точка *а*.

Указанные на графике характерные ординаты имеют следующие значения:

$Q_{от}^{мин}$ — минимальная теплофикационная нагрузка, соответствующая началу и концу отопительного сезона;

$Q_{от}^{макс}$ — максимальная (расчетная) теплофикационная нагрузка;

$Q_{о.п}^{расч}$ — расчетная нагрузка основных подогревателей при давлении греющего пара 2,5 *ат*;

$Q_{п.п}^{расч}$ — расчетная нагрузка пикового подогревателя.

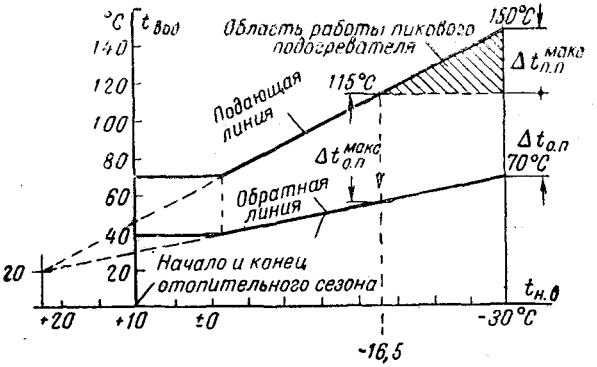


Рис. 3-11. Температурный график теплосети.

Как было сказано, с повышением теплофикационной нагрузки (выше точки *a*) нагрузка основных подогревателей уменьшается, что отражено на графике линией *a*—*b*.

Площадь над линией *a*—*b* определяет годовую отдачу тепла пиковым источником; все остальное тепло можно получать за счет основного источника, т. е. пара из регулируемых отборов турбин. Сказанное одинаково справедливо как для годового графика, построенного по максимально - суточным нагрузкам [см. гл. 1], так и по среднесуточным температурам.

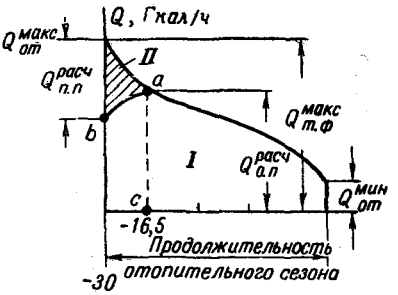


Рис. 3-12. График теплофикационной нагрузки за отопительный сезон.

I — область работы основных подогревателей; *II* — область работы пиковых подогревателей.

В тех случаях, когда нагрузка основного сетевого подогревателя ограничивается не предельно возможной температурой теплоносителя, а располагаемым количеством греющего пара, пиковый подогреватель должен

включаться при нагрузках, меньших предельной для основных подогревателей: точка a сместится вправо по ограничивающей кривой графика, а кривая $a-b$ целиком или частично превратится в прямую линию.

В схемах ТЭЦ, имеющих водогрейные котлы, для подсчета $D^{г}_{о.в}$ используется только часть площади годового графика, эквивалентная теплофикационной нагрузке, покрываемой паром.

Годовой расход пара на горячее водоснабжение (деаэратор и ПВП ГВС) определяется по данным расчета тепловой схемы (см. паровой баланс ТЭЦ):

$$D^{г}_{г.в} = D^{III}_{г.в}\, n_{III} + D^{IV}_{г.в}\, n_{IV}\, K_{рем},\ т/год, \qquad (3\text{-}37)$$

где n_{III} и n_{IV} — продолжительности отопительного и летнего периодов;

$D^{III}_{г.в}$ и $D^{IV}_{г.в}$ — среднечасовые за неделю расходы пара на ГВС в III и IV расчетных режимах;

$K_{рем}$ — коэффициент, учитывающий простой системы ГВС при ремонтах:

$$K_{рем} = \frac{350 - n_{III}}{360 - n_{III}}. \qquad (3\text{-}38)$$

Расход пара на собственные нужды ТЭЦ находится по формуле

$$D^{г}_{с.н} = \Sigma D^{г}_{в.п} \frac{\Delta a^{ср.г}_{с.н}}{1 - \Delta a^{ср.г}_{с.н}},\ т/год, \qquad (3\text{-}39)$$

где $\Sigma D^{г}_{в.п}$ — сумма всех расходов пара данных параметров на внешних потребителей, $т/год$;

$\Delta a^{ср.г}_{с.н}$ — среднегодовая величина с оставляющей собственного расхода ТЭЦ [см. формулу (3-36)].

Если пиковая отопительная нагрузка покрывается не водогрейными котлами, а паром от резервирующей РОУ, то годовой расход пара от нее определяется соответственно годовому расходу тепла, находимому из годового графика отопительной нагрузки ТЭЦ.

Годовой расход пара от специальных производственных РОУ принимается по заданному годовому расходу

его (см. таблицу тепловых нагрузок ТЭЦ). Пересчет расходов пара на РОУ с параметров потребителя на свежий пар производится по формуле (3-18).

Сумма расходов пара с одинаковыми параметрами на внешних потребителей и собственные нужды ТЭЦ определяет годовую загрузку соответствующих отборов турбин и РОУ.

В периоды простоя турбогенераторов по причине капитального и текущего ремонтов (зимой и летом) потери их отборов компенсируются другими оставшимися в работе машинами и резервирующими РОУ. Недоиспользование отборов турбин во время ремонтов определяется длительностью их и режимом потребления отборного пара в эти периоды (зима, лето, время суток).

Длительность простоя турбин в капитальном ремонте регламентируется нормами МЭиЭ СССР [Л. 19]. Как правило, капитальные ремонты турбин производятся летом, когда тепловая нагрузка ТЭЦ меньше.

Одновременно в ремонте находится одна турбина. На текущий ремонт турбины останавливаются по мере надобности. Длительность его в расчетах ориентировочно можно принимать равной $\sim 70\%$ регламентированного времени на капитальный ремонт.

Летом при остановках турбогенераторов на капитальный и текущий ремонты, когда нет отопительной нагрузки, потеря промотбора остановленной турбины должна компенсироваться догрузкой соответствующих промотборов оставшихся в работе турбин. В случае невозможности полного покрытия потери промотбора другими турбинами дефицит в промотборе $\Delta D^{IV}_{п.о}$ покрывается резервирующей РОУ.

Нагрузка резервирующей РОУ за время простоя турбин летом по каждой турбине в отдельности ориентировочно определяется по данным парового баланса ТЭЦ, из которого выявляется возможность догрузки промотборов оставшихся в работе турбин (с помощью диаграмм режимов). При этом надо иметь в виду, что в паровом балансе ТЭЦ приведены максимально-суточные отборы пара на производство, а суточный график потребления пара имеет неравномерность, которая характеризуется коэффициентом неравномерности $K_{сут}$, зависящим от характера потребителя. Обычно значения $K_{сут}$ задаются вместе с тепловыми нагрузками потребителей.

Суммарная отдача пара резервирующих РОУ за летний период ориентировочно подсчитывается по формуле

$$D_{\text{РОУ}}^{\text{лет}} = \Sigma \Delta D_{\text{г.о}}^{\text{IV}} K_{\text{сут}} n_{\text{гр ост}}^{\text{IV}}, \ т/ч, \qquad (3\text{-}40)$$

где $\Delta D_{\text{г.о}}^{\text{IV}}$ — количество пара промотбора остановленной турбины, возмещаемое РОУ в летний период, $т/ч$;

$n_{\text{гр ост}}^{\text{IV}}$ — продолжительность простоя одной турбины за летний период (капитальный и текущий ремонты);

$K_{\text{сут}}$ — коэффициент суточной неравномерности потребления пара.

Зимой при остановках турбогенераторов на текущий ремонт потеря теплофикационного отбора остановленной турбины компенсируется либо отборами оставшихся в работе турбин (догрузкой их), либо водогрейными котлами (см. пример).

Потеря промотбора остановленной турбины компенсируется, как правило, резервной РОУ. В этот период могут понадобиться также частичная разгрузка промотборов оставшихся в работе турбин и передача этой части промотборов на РОУ. Необходимость в этом и количество передаваемого на РОУ промотбора определяются по данным парового баланса ТЭЦ в III режиме (см. пример ниже). Суммарная загрузка резервной РОУ зимой подсчитывается по формуле

$$D_{\text{РОУ}}^{\text{зим}} = \Sigma D_{\text{п.о}}^{\text{III}} K_{\text{сут}} n_{\text{пр ост}}^{\text{III}} + \Sigma \Delta D_{\text{п.о}}^{\text{разгр}} K_{\text{сут}} n_{\text{пр ост}}^{\text{III}}, \ т/ч, \qquad (3\text{-}41)$$

где $D_{\text{г.о}}^{\text{III}}$ — загрузка промотбора остановленной турбины в III режиме, $т/ч$;

$\Delta D_{\text{г.о}}^{\text{разгр}}$ — количество пара из промотборов работающих турбин, передаваемое на РОУ (разгрузка промотборов), $т/ч$.

При подсчете среднегодовой загрузки промотборов турбин пар, выдаваемый потребителям от резервирующих РОУ, не учитывается.

Для подсчета годового расхода свежего пара турбинами надо знать, кроме рассмотренной выше загрузки

их регулируемых отборов, годовую выработку ими электроэнергии. Переходя к этому вопросу, необходимо отметить, что на промышленных ТЭЦ, за редким исключением, чисто конденсационные турбины не устанавливаются; поэтому в дальнейшем под конденсационными турбинами подразумеваются конденсационные турбины с регулируемыми отборами пара.

В отдельных случаях при установке на ТЭЦ в числе других также чисто конденсационных турбогенераторов годовой расход пара на них подсчитывается отдельно по их мощности и удельному расходу пара соответственно принятому числу часов использования максимума для всей ТЭЦ с учетом внутристанционных потерь и расхода пара на регенерацию, как указано выше. Этот расход пара полностью относится на выработку электроэнергии (см. ниже).

Выработка электроэнергии на промышленных ТЭЦ в основном производится за счет пара, поступающего в регулируемые и регенеративные отборы конденсационных турбин, и пара, проходящего через турбины с противодавлением. Чисто конденсационная выработка электроэнергии на станциях, имеющих турбины с конденсаторами, определяется, во-первых, неизбежным пропуском некоторого минимального количества пара в конденсаторы турбин (так называемые конденсационные хвосты) и, во-вторых, дополнительным пропуском пара в конденсаторы турбин, когда загрузка регулируемых отборов их не позволяет турбогенераторам развить полную мощность, а потребителям, подключенным к станции или системе, в которой она работает, она нужна.

Суммарная годовая выработка электроэнергии конденсационными турбогенераторами, как правило, выше выработки электроэнергии на отборном паре (с минимальным пропуском пара в конденсатор) и характеризуется так называемым числом часов использования максимума, определяемого из следующего выражения:

$$n_{\text{ион}}^{\text{макс}} = \frac{\mathcal{Э}_{\text{кон}}^{\text{г}}}{\Sigma N_{\text{кон}}^{\text{ном}}}, \ ч, \qquad (3\text{-}42)$$

где $\mathcal{Э}_{\text{ион}}^{\text{г}}$ — годовая выработка электроэнергии конденсационными турбогенераторами, *квт·ч*;

$\Sigma N_{\text{ион}}^{\text{ном}}$ — суммарная номинальная мощность установленных конденсационных турбогенераторов, *квт*.

Величина $n_{1\,\text{он}}^{\text{макс}}$ зависит от режима работы ТЭС в течение года, простоев турбин в ремонте и потребности в выработке конденсационной электроэнергии на данной ТЭЦ.

В расчетах станций, имеющих конденсационные турбины и работающих в энергосистеме, величиной $n_{\text{кон}}^{\text{макс}}$ обычно задаются и по ней принимают годовую выработку электроэнергии конденсационными турбинами:

$$\mathcal{Э}_{1\,\text{он}}^{\text{г}} = \Sigma N_{1\,\text{он}}^{\text{ном}} n_{\text{кон}}^{\text{макс}}, \ \textit{квт}\cdot\textit{ч}. \qquad (3\text{-}43)$$

Для промышленных ТЭЦ, имеющих связь с энергосистемой, $n_{1\,\text{он}}^{\text{макс}}$ обычно составляет 6000 — 7500 *ч*.

Годовая выработка электроэнергии всей станции подсчитывается по формуле

$$\mathcal{Э}_{\text{ТЭЦ}}^{\text{г}} = \Sigma \mathcal{Э}_{1\,\text{он}}^{\text{г}} + \Sigma \mathcal{Э}_{\text{пд}}^{\text{г}}, \ \textit{квт}\cdot\textit{ч}, \qquad (3\text{-}44)$$

где $\Sigma \mathcal{Э}_{\text{пд}}^{\text{г}}$ — годовая выработка электроэнергии турбинами с противодавлением, *квт·ч*.

Величина $\mathcal{Э}_{\text{пд}}^{\text{г}}$ (для каждой турбины с противодавлением) подсчитывается с помощью диаграмм режимов по средней загрузке их отборов (выхлопов) за рабочее время. Для ТЭЦ, имеющих только турбины с противодавлением, годовая выработка электроэнергии определяется годовым пропуском пара через эти турбины (см. выше).

Для подсчета расходов свежего пара турбинами определенные ранее годовые расходы пара из отборов турбин распределяются между ними пропорционально средней загрузке их за зимний и летний периоды по паровому балансу ТЭЦ. Затем подсчитывается среднегодовая за рабочее время загрузка отбора. Для этого годовой отбор пара данных параметров от данной турбины надо разделить на время работы ее в течение года. После определения среднегодовой загрузки всех промотборов турбин можно с помощью диаграмм режимов их переходить к подсчету расходов свежего пара на турбины.

По турбинам с противодавлением среднегодовая мощность и расход свежего пара с учетом регенерации опре-

деляются сразу из диаграмм режимов. Помножив их на время работы турбин, получаем годовую выработку электроэнергии и расход свежего пара турбинами с противодавлением.

По конденсационным турбинам в первую очередь подсчитываются годовой расход свежего пара при работе их с минимальным пропуском пара в конденсатор (по диаграммам режимов) $D^{г}_{к.мин}$ и развиваемая при этом мощность турбогенератора. Годовая выработка электроэнергии на этом паре с учетом простоев турбин в ремонте (по нормам) подсчитывается по формуле

$$Э^{г}_{к.мин} = \Sigma N^{ср.г}_{к.мин},\ n_{р.в},\ квт \cdot ч, \qquad (3\text{-}45)$$

где $N^{ср.г}_{к.мин}$ — мощность, развиваемая турбогенератором на отборном паре с минимальным пропуском пара в конденсатор, при среднегодовой загрузке отборов, *квт*;

$n_{р.в}$ — время работы турбины в течение года, *ч*.

Полный годовой расход свежего пара конденсационными турбинами получим, если учтем также выработку электроэнергии за счет пара, пропускаемого в конденсаторы этих турбин сверх минимально необходимого количества его. Эта выработка электроэнергии находится по разности полной годовой выработки электроэнергии конденсационными машинами и суммарной выработки электроэнергии этими машинами на отборном паре с минимальным пропуском пара в конденсатор:

$$\Delta Э^{г}_{1 он} = Э^{г}_{1 он} - Э^{г}_{к.мин},\ квт \cdot ч. \qquad (3\text{-}46)$$

Расход свежего пара на дополнительную конденсационную выработку электроэнергии можно получить, если помножить величину $\Delta Э^{г}_{1 он}$ на дополнительный расход свежего пара, связанный с выработкой этой мощности, $d^{доп}_{э}$ *кг/квт·ч*:

$$\Delta D^{г}_{1 он} = \Delta Э^{г}_{1 он} d^{доп}_{э} \cdot 10^{-3},\ т/год. \qquad (3\text{-}47)$$

Для турбин с начальными параметрами пара $p_1 = 35$ *ат*, $t_1 = 435°$ С и $p_к = 0{,}05$ *ат* в среднем можно принимать дополнительный расход свежего пара равным 4,0 *кг* на выработанный киловатт-час. Аналогично для

турбин с начальными параметрами пара $p_1 = 90$ *ат* и $t_1 = 535°$ С в среднем можно принимать $d_e^{доп}$ равным 3,7 *кг/квт·ч*; для параметров 130/565 — 3,4 *кг/квт·ч*.

Средняя величина $d_e^{доп}$ определена из диаграмм режимов конденсационных турбин с отборами по расходу свежего пара на выработку конденсационной мощности сверх получаемой при работе турбины на отборном паре с минимальным пропуском пара в конденсатор. В конкретных расчетах величина $d_e^{доп}$ может быть уточнена для каждой машины в отдельности по диаграммам режимов. Величина $d_e^{доп}$ задана с учетом расхода пара на регенерацию.

Суммарный годовой расход свежего пара турбинами находится из выражения

$$\Sigma D^{г}_{т.г} = \Sigma D^{г}_{к.мин} + \Sigma \Delta D^{г}_{1он} + \Sigma D^{г}_{пд}, \; т/год, \quad (3\text{-}48)$$

где $\Sigma D^{г}_{к.мин}$ — суммарный расход свежего пара на турбины, определенный по диаграммам режимов турбин, при минимальном пропуске пара в конденсатор, *т/год*;

$\Sigma \Delta D^{г}_{1он}$ — суммарный дополнительный расход свежего пара на конденсационные турбины, *т/год*;

$\Sigma D^{г}_{пд}$ — суммарный расход свежего пара на турбины с противодавлением, *т/год*.

По суммарному расходу пара на турбины и РОУ по формуле (3-35) подсчитывается годовая выработка пара энергетическими котлами.

Годовой расход натурального топлива на ТЭЦ $B^{год}_{тэц}$ складывается из годового расхода топлива энергетическими котлами $B^{год}_{э.к}$ и годового расхода топлива водогрейными котлами $B^{год}_{в.к}$.

Величину годового расхода натурального топлива энергетическими котлами можно подсчитать на основании предыдущих подсчетов по формуле

$$B^{год}_{в.к} = \frac{D^{год}_{э.к}\,(i_{п.п} - \vartheta_{п.в}) \cdot 100}{Q^{н}_{р}\eta_{в.к}\eta_{реж}\eta_{ск}}, \; т/год, \quad (3\text{-}49)$$

где $D_{э.к}^{год}$ — годовая выработка пара энергетическими котлами, *т*;

$i_{п.п}$ и $i_{п.в}$ — энтальпии свежего пара и питательной воды, *ккал/кг*;

$\eta_{э.к}$ — к. п. д. энергетического котла, %;

$Q_р^н$ — низшая теплотворная способность рабочего топлива, *ккал/кг*;

$\eta_{ск}$ — коэффициент, учитывающий складские потери (при сжигании твердого топлива); ориентировочно можно принимать его равным 0,995;

$\eta_{реж}$ — коэффициент, учитывающий потери в нестационарных режимах (отклонение к. п. д. котельных агрегатов от расчетных при растопках и остановках котлов) принимается равным 0,97.

Годовой расход натурального топлива водогрейными котлами подсчитывается по формуле

$$B_{в.к}^{год} = \frac{Q_{в.к}^{год} \cdot 10^3 \cdot 100}{\eta_{в.к} Q_р^н}, \quad т/год, \qquad (3\text{-}50)$$

где $Q_{в.к}^{год}$ — теплоотдача водогрейных котлов за год, *Гкал/год*;

$\eta_{в.к}$ — к. п. д. водогрейного котла, %;

$Q_р^н$ — низшая теплотворная способность рабочего топлива, *ккал/кг*.

Годовая теплоотдача водогрейных котлов подсчитывается с помощью графика теплофикационной нагрузки за отопительный сезон (см. гл. 1).

Суммарный расход топлива на ТЭЦ

$$B_{ТЭЦ}^{год} = B_{э.к}^{год} + B_{в.к}^{год}, \quad т/год. \qquad (3\text{-}51)$$

(Формула применяется в случае одного и того же топлива для энергетических и водогрейных котлов.)

3-6. УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД УСЛОВНОГО ТОПЛИВА НА ВЫРАБОТКУ ТЕПЛА И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ТЭЦ

При комбинированной выработке тепловой и электрической энергии на ТЭЦ топливо используется для выработки тепла, отдаваемого промпредприятиям и теплофи-

кационным системам, подключенным к ТЭЦ, и электроэнергии, отдаваемой потребителям.

Согласно принятой в настоящее время методике распределения сожженного топлива на выработку тепла относится количество топлива, эквивалентное полной отдаче тепла внешним потребителям, а на выработку электроэнергии — тепло, эквивалентное выработке электроэнергии, отдаваемой внешним потребителям, включая тепло, теряемое в конденсаторах турбин, если они на станции имеются. Расходы тепла и электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ и потери тепла в цикле станции распределяются между этими потребителями пропорционально расходам тепла каждым из них.

Указанные выше расходы топлива принято выражать в виде среднегодовых удельных расходов условного топлива ($Q_р^ч = 7\,000$ *ккал/кг*) на 1 отпущенную *Гкал* тепла в *кг/Гкал* и на 1 *квт·ч* отпущенной электроэнергии в *г/квт·ч*. Расчет удельных расходов выполняется в следующем порядке:

1. Количество тепла, отпущенное внешним потребителям в течение года,

$$Q_{отп} = Q'_{отп} + Q''_{отп} + Q'''_{отп},\ Гкал/год, \qquad (3\text{-}52)$$

где $Q'_{отп}$ — тепло, отпущенное внешним потребителям, включая пиковые бойлеры, с паром из отборов турбин и от резервирующих РОУ, *Гкал/год*;

$Q''_{отп}$ — тепло, отпущенное внешним потребителям от водогрейных котлов, *Гкал/год*;

$Q'''_{отп}$ — тепло, отпущенное внешним потребителям с паром через специальные РОУ, *Гкал/год*.

Входящие в формулу (3-52) величины подсчитываются следующим образом:

$$Q'_{отп} = (\Sigma D_{п.о}^{в.п} i_{п.о} - G_{кон}^{воз} t_{гон}^{воз}) \cdot 10^{-3} + Q'_{т.ф},\ Гкал/год, \qquad (3\text{-}53)$$

где $D_{п.о}^{в.п}$ — годовое количество пара, отпущенное внешним потребителям из промотборов турбин или от турбин с противодавлением, а также от резервирующих РОУ с одними параметрами, *т/год*, принимается по таблице тепловых нагрузок ТЭЦ;

$G^{воз}_{кон}$ — суммарное количество конденсата, возвращенное на ТЭЦ, *т/год*;

$i_{п.о}$ и $t^{воз}_{кон}$ — энтальпия и температура отданного пара и возвращенного конденсата (франко-ТЭЦ), *ккал/кг*;

$Q'_{т.ф}$ — отдача тепла на теплофикацию (основные и пиковые бойлеры) за счет пара, отбираемого от турбин и резервирующих РОУ, *Гкал/год*:

$$Q'_{т.ф} = Q^{полн}_{т.ф} - Q''_{отп}, \ Гкал/год. \qquad (3\text{-}54)$$

Величины $Q^{полн}_{т.ф}$ и $Q''_{отп}$ определяются по годовому графику теплофикационной нагрузки ТЭЦ (см. гл. 2).

Теплоотдача с паром от специальных РОУ подсчитывается по формуле

$$Q'''_{отп} = \Sigma D^{отп}_{РОУ} \, i^{отп}_{п.п} \cdot 10^{-3}, \ Гкал/год, \qquad (3\text{-}55)$$

где $D^{отп}_{РОУ}$ — количество пара, отпускаемое специальными РОУ, снабжающими промпредприятия паром, *т/год*; принимается по таблице тепловых нагрузок ТЭЦ;

$i^{отп}_{п.п}$ — энтальпия перегретого пара, отпускаемого РОУ [возврат на ТЭЦ тепла с конденсатом этого пара учтен в формуле (3-53)], *ккал/кг*.

Тепло, отданное внешним потребителям с паром, суммируется по всем промотборам (различных параметров), имеющимся на ТЭЦ, включая РОУ.

2. Основной расход условного топлива энергетическими котлами на производство отпущенного тепла

$$B'_т = \frac{Q'_{отп} + Q'''_{отп}}{7\eta_{э.к}}, \ т/год, \qquad (3\text{-}56)$$

где 7 — теплотворная способность 1 *т* условного топлива, *Гкал*;

$\eta_{э.к}$ — к. п. д. энергетических котлов (в долях единицы).

3. Основной расход условного топлива на производство отпущенной электроэнергии

$$B'_э = \frac{\left[\sum \frac{Э^г_{тг} \cdot 860}{\eta_м \eta_г} + \Sigma D^г_{кон} (i_{1\,он} - t_{1\,он}) \cdot 10^{-3}\right] \times}{7\eta^э_{ка}} \cdots \rightarrow$$

$$\leftarrow \cdots \frac{\times \left(1 - \frac{K^{с.н}_э}{100}\right)}{}, \; т/год, \qquad (3\text{-}57)$$

где $Э^г_{тг}$ — полная выработка электроэнергии за год, одним турбогенератором, *квт·ч/год*;

$\eta_м$ и $\eta_г$ — механический и электрический к. п. д. турбогенератора в долях единицы;

$D^г_{1\,он}$ — количество пара, поступающее в конденсатор турбины, *т/год*;

$i_{кон}$ — энтальпия пара, поступающего в конденсатор, *ккал/кг*;

$t_{кон}$ — температура конденсата, выходящего из конденсатора, °С;

$K^{с.н}_э$ — коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ, %.

Величина $K^{с.н}_э$ определяется расходом электроэнергии всеми токоприемниками на ТЭЦ в течение года и потерями в аппаратуре и кабелях: $K^{с.н}_э = \frac{Э^г_{с.н}}{Э^г_{полн}} \cdot 100$; $Э^г_{с.н}$ подсчитывается по фактической загрузке всех токоприемников или принимается ориентировочно по расчетам, выполненным для аналогичных ТЭЦ. Обычно расход электроэнергии на собственные нужды промышленых ТЭЦ составляет 10—14% полной годовой выработки электроэнергии $Э^г_{полн}$. На ТЭЦ, сжигающих твердое топливо, он, естественно, больше, а на газовых и мазутных станциях — меньше.

Величина $Э^г_{тг}$ принимается из расчета годовых расходов (§ 3-5). Величины $\eta_м$, $\eta_г$, $i_{кон}$, $t_{кон}$ принимаются либо по заводским данным турбогенераторов, либо по техническим справочникам.

Годовое количество пара, поступающее в конденсаторы турбин, $D^{г}_{\text{год}}$ складывается из минимально допустимых пропусков пара в конденсаторы теплофикационных турбин (см. § 3-5) и пара, расходуемого турбинами на чисто конденсационную выработку электроэнергии [см. формулу (3-47)].

Поступление пара в конденсаторы теплофикационных турбин подсчитывается по формуле

$$\Sigma D^{г}_{\text{кон}} = \Sigma D^{\text{мин}}_{\text{кон}} n_{\text{р}} + \Sigma \Delta D^{г}_{\text{кон}} K_{\text{р}}, \quad т/год, \qquad (3\text{-}58)$$

где $D^{\text{мин}}_{\text{кон}}$ — минимально допустимый пропуск пара в конденсатор теплофикационной турбины, принимаемый по диаграмме режимов турбины, *т/ч*;

$n_{\text{р}}$ — время работы турбины в течение года, *ч*;

$\Delta D^{г}_{\text{кон}}$ — чисто конденсационный расход пара на все установленные на ТЭЦ теплофикационные турбины с конденсаторами, принимаемый из подсчета «годовых расходов» [см. формулу (3-47)], *т/год*;

$K_{\text{р}}$ — коэффициент, учитывающий отбор пара на регенерацию; для турбин средних параметров можно принимать его равным 0,85, а для высоких параметров — 0,8.

Для пояснения формулы (3-57) обратимся к рис. 3-13. Если бы изображенная на схеме турбина без конденсатора работала без потерь на трение в подшипниках, затраты мощности на привод маслонасосов и регулирующих устройств, без потерь тепла в окружающую среду и с паром, уходящим из уплотнений, и без электрических потерь в генераторе, то на выработку 1 *квт·ч* электроэнергии расходовалось бы 860 *ккал* тепла. В действительности все перечисленные потери имеются. Поэтому практически на выработку 1 *квт·ч* требуется тепла больше, чем 860 *ккал*, но это увеличение не зависит от того, каким потоком пара выработан киловатт-час. Все перечисленные потери одинаково влияют на эффективность любого потока пара, сколько бы их не было.

Следовательно, зная мощность на клеммах генератора, можно найти затрату тепла на каждый киловатт-час по формуле $q = \frac{860}{\eta_{\text{м}}\eta_{г}}$, где $\eta_{\text{м}}$ учитывает все внешние потери

в турбине, а $\eta_г$ — потери в генераторе; $\eta_м$ — отношение эффективной мощности $N_{эф}$, развиваемой турбиной (передаваемой на вал генератора), к внутренней мощности N_{oi}, развиваемой ротором турбины; $\eta_г$ — к. п. д. собственно генератора.

В расчетах тепловых схем ТЭЦ, пользуясь диаграммами режимов, получают мощность на клеммах генераторов с учетом всех внешних потерь в турбине и потерь в генераторе. Поэтому и при определении расхода тепла на выработку электроэнергии (в количестве, взятом из расчета тепловой схемы) надо учитывать и $\eta_м$, и $\eta_г$. Турбины с конденсаторами отличаются от турбин с рассмотренной схемой тем, что III поток не используется, а тепло, идущее с ним, почти полностью теряется, переходя в охлаждающую воду. Эта потеря тепла у конденсационных турбин полностью относится на выработку электроэнергии. Для ее подсчета надо знать количество и параметры пара, поступающего в конденсатор за расчетный период (по которому определена выработка электроэнергии), и температуру конденсата, уходящего из конденсатора. Сумма указанных расходов тепла (на выработку электроэнергии и потери в конденсаторе) определяет расход топлива, относимый на выработку электроэнергии.

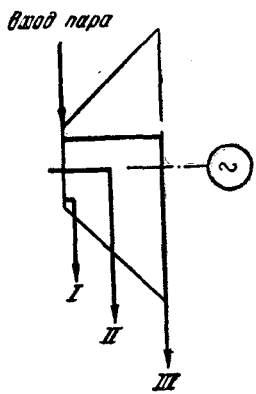


Рис. 3-13. Схема потоков пара в паровой турбине без конденсатора.

4. Полный годовой расход условного топлива энергетическими котлами

$$B^{у}_{э.к} = B^{год}_{э.к} \frac{Q^{н}_{р}}{7\,000}, \quad т/год, \tag{3-59}$$

где $B^{год}_{э.к}$ — расход натурального топлива энергетическими котлами, подсчитываемый по формуле (3-49), *т/год*.

5. Расход условного топлива на собственные нужды ТЭЦ и тепловые потери станции

$$\Delta B'_{с} = B^{у}_{э.к} - B'_{т} - B'_{э}, \quad т/год. \tag{3-60}$$

6. Доля собственных нужд, относимая к выработке электроэнергии,

$$a_э = \frac{B'_э}{B'_э + B'_т}. \qquad (3\text{-}61)$$

7. Доля собственных нужд, относимая к выработке тепла,

$$a_т = 1 - a_э. \qquad (3\text{-}62)$$

8. Действительный расход условного топлива на выработку тепла

$$B_т = B'_т + a_т \Delta B + \frac{Q''_{отп}}{7\eta^{пик}_{к.а}}, \quad т/год, \qquad (3\text{-}63)$$

где $Q''_{отп}$ — тепло, отданное пиковыми водогрейными котлами или пиковыми паровыми котлами низкого давления, *Гкал/год*;

$\eta^{пик}_{к.а}$ — к. п. д. пиковых котельных агрегатов (в долях единицы).

9. Действительный расход условного топлива на выработку электроэнергии

$$B_э = B'_э + a_э \Delta B, \ т/год. \qquad (3\text{-}64)$$

10. Удельный расход условного топлива на отпущенное тепло

$$b_т = \frac{B_т \cdot 10^3}{Q_{отп}}, \ кг/Гкал. \qquad (3\text{-}65)$$

11. Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию

$$b_э = \frac{B_э}{Э_{отп}}, \quad т/Мвт \cdot ч, \qquad (3\text{-}66)$$

где $Э_{отп}$ — отпуск с ТЭЦ электроэнергии, *Мвт·ч/год*.

12. Доля топлива, израсходованного на выработку электроэнергии,

$$\frac{B_э}{B_э + B_т} \cdot 100, \ \%. \qquad (3\text{-}67)$$

13. Доля топлива, израсходованного на выработку тепла,

$$\frac{B_т}{B_э + B_т} \cdot 100, \ \%. \qquad (3\text{-}68)$$

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЭЦ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ

Основными показателями экономической эффективности тепловых электростанций и промышленных котельных являются:

Для ТЭЦ

1. Стоимость единицы установленной мощности (удельные капиталовложения) . . . . . *руб/квт*
2. Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию . . . . . *кг/квт·ч*
3. Удельный расход условного топлива на отпущенное тепло . . . . . *кг/Гкал*
4. Себестоимость отпущенной электрической энергии . . . . . *руб/квт·ч*
5. Себестоимость отпущенного тепла . . . . . *руб/Гкал*

Для промышленных котельных

6. Стоимость единицы установленной мощности (удельные капиталовложения) . . . . . *руб/Гкал*
7. Удельный расход условного топлива на отпущенное тепло . . . . . *кг/Гкал*
8. Себестоимость отпущенного тепла . . . . *руб/Гкал*

Для определения стоимости единицы установленной мощности предварительно должен быть составлен сметно-финансовый расчет, из которого определяется сумма капитальных затрат для сооружения ТЭЦ или котельной [Л. 20].

Для сравнительных технико-экономических расчетов капитальные затраты на сооружение энергоустановки могут быть определены по укрупненным показателям удельных капиталовложений, разработанным специализированным проектным институтом Промэнергопроект [Л. 21].

Для ТЭЦ показателями удельных капиталовложений являются либо полная удельная стоимость 1 *квт* установленной мощности, получаемая как частное от деления суммарных капитальных затрат на суммарную номинальную мощность устанавливаемых турбогенераторов, либо долевые удельные стоимости 1 *квт* и 1 *Гкал* установленной мощности, получаемые как частное от деления доли суммарных капитальных затрат, относимых на выработку электроэнергии, на суммарную номи-

нальную мощность устанавливаемых турбогенераторов или доли суммарных капитальных затрат, относимых на выработку тепловой энергии, на тепловую мощность установки, выраженную в гигакалориях.

Доля суммарных капитальных затрат, относимая на выработку электроэнергии, определяется как разность между суммарными капитальными затратами по ТЭЦ и стоимостью эквивалентной котельной установки, которая может выдать столько же тепла, сколько и ТЭЦ. Эта стоимость определяется по укрупненным показателям.

Для паровых и водогрейных котельных удельный показатель стоимости определяется делением полной стоимости котельной (по СФР) на тепловую мощность ее (*Гкал*). Для котельных с котлами на давление 14 *ат* 1 *т* пара соответствует теплопроизводительности 0,6 *Гкал*.

Удельные расходы условного топлива на единицу отпущенных электрической и тепловой энергии ТЭЦ подсчитываются по формулам, приведенным в § 3-6.

Удельный расход топлива котельной определяется делением действительного годового расхода топлива (*кг*) с учетом всех потерь [Л. 16] на годовой отпуск тепла (*Гкал/год*).

Калькуляция себестоимости энергии, отпускаемой ТЭЦ

Калькуляция себестоимости[1] энергии производится по двум видам ее: электроэнергии на отпущенный киловатт-час и тепла на отпущенную гигакалорию.

Стоимость единицы отпущенной энергии складывается из следующих эксплуатационных расходов:

1) на топливо (стоимость топлива франко-станция назначения ТЭЦ с учетом потерь от места отгрузки до станции назначения);

2) на зарплату эксплуатационного персонала с начислениями;

3) на отчисления на амортизацию оборудования;

4) на текущий ремонт;

5) общестанционных и пр.

(Стоимость воды учитывается в статье «Общестанционные и прочие расходы». Та часть расхода электроэнер-

[1] Инструкция по определению себестоимости тепловой и электрической энергии в проектах ТЭЦ. ГСПИ Промэнергопроект, 1959.

гии на собственные нужды, которая относится на выработку тепла, учитывается в расходах на топливо.)

Эксплуатационные расходы по всем перечисленным статьям распределяются между вырабатываемыми видами энергии — электрической и тепловой, как указано ниже.

Расходы на топливо являются основной составляющей в себестоимости энергии, которая определяется путем деления соответствующей доли годового расхода на топливо на годовой отпуск энергии.

При подсчете расходов на твердое топливо должны учитываться потери его при транспортировке от станции отправления до станции назначения.

В годовой расход топлива входит также расход топлива для растопки котлов.

Стоимость топлива принимается по действующим прейскурантам на топливо франко-станция отправления.

Стоимость транспортировки топлива принимается по действующим железнодорожным тарифам на перевозку топлива.

Расходы на выгрузку топлива на ТЭЦ в статье «Затраты на топливо» не учитываются, так как они входят в расходы по статье «Зарплата персонала» и «Общестанционные и прочие расходы». Распределение затрат на топливо производится пропорционально доле топлива, израсходованного на выработку электроэнергии и тепла [см. формулы (3-67) и (3-68)].

Основная зарплата эксплуатационного персонала принимается на основании принятого штатного расписания по ТЭЦ (без управленческого и ремонтного персонала) по действующим тарифам для данного района.

Для предварительных сопоставительных расчетов численность эксплуатационного персонала можно определять, исходя из штатных коэффициентов, приведенных в табл. 4-1.

Дополнительная зарплата (за выслугу лет, премии за выполнение и перевыполнение плановых показателей, оплата отпусков, начисления соцстраха) принимается в размере 36% основной зарплаты. Распределение затрат по основной зарплате на выработку тепла и электроэнергии производится так же, как по топливу.

Амортизационные отчисления с капиталовложений на строительные сооружения, оборудование и

Таблица 4-1

Численность персонала ТЭЦ на 1 установленный меггаватт мощности (ориентировочные штатные коэффициенты)

Мощность ТЭЦ, *Мвт*	*Вид основного топлива*	
	Газ или мазут	Твердое топливо
12	14	19
24	9	12
50	7,7	8,5
100	4,5	5,5

Примечания: 1. В таблице приведены ориентировочные штатные коэффициенты, определяющие численность всего персонала ТЭЦ, включая управленческий и ремонтный персонал, но без стороннего персонала для проведения капитальных ремонтов оборудования. Численность основного эксплуатационного персонала (без управленческого и ремонтного) составляет примерно 50% всего персонала.

2. Приведенные штатные коэффициенты соответствуют условиям эксплуатации при комплексной автоматизации основных технологических процессов.

3. Таблица составлена по обобщенным данным реальных объектов, разрабатывавшихся в Промэнергопроекте.

монтаж принимаются на основании действующих норм отчислений по этим статьям, исходя из суммы основных и дополнительных затрат за вычетом возвратных сумм по смете сооружения ТЭЦ (СФР).

По суммам амортизационных отчислений со строительной части и части обрудования и его монтажа определяется средний процент амортизационных отчислений по формуле

$$\frac{\textit{Сумма амортизационных отчислений с затрат на строительную часть} + \textit{Сумма амортизационных отчислений с затрат на оборудование и его монтаж}}{\textit{Сметная стоимость за вычетом возвратных сумм}} \cdot 100\%.$$

Для калькуляции себестоимости энергии амортизационные отчисления должны быть подсчитаны раздельно по затратам, относимым на выработку тепла, и затратам на выработку электроэнергии. Для этого *основные* затраты по смете распределяются на три части:

I. Производство пара. К этой части затрат относят расходы по сооружению котельной, водопитательной установки и вспомогательных цехов, обслуживающих котлы.

II. Теплофикационные установки. К этой части затрат относят также расходы по сооружению пиковых водогрейных котлов, вспомогательного оборудования их и установки КИП и автоматики.

III. Производство электроэнергии. К этой части затрат относят расходы по сооружению машинного отделения, главного распределительного устройства, распределительного устройства собственных нужд, центрального щита управления, технического водоснабжения, маслохозяйства и всех других установок, связанных с электрической частью ТЭЦ.

Дополнительные затраты по смете распределяются между указанными тремя частями пропорционально отношению дополнительных затрат к основным.

Затраты по I части распределяются между выработкой тепла и выработкой электроэнергии пропорционально долевому расходу топлива.

Затраты по II части целиком относятся на выработку тепла.

Затраты по III части целиком относятся на выработку электроэнергии.

От полученных таким образом двух сумм находят амортизационные отчисления по среднему проценту амортизационных отчислений (см. пример). Составляющая амортизационных отчислений находится делением соответствующей доли амортизационных отчислений на годовой отпуск энергии.

Затраты на текущий ремонт для промышленных ТЭЦ принимаются в размере 20% расходов на амортизацию.

Статьей «Общестанционные и прочие расходы» учитываются расходы по охране труда и техники безопасности, расходы на содержание пожарной, военизированной и сторожевой охраны, административно-управленческие расходы, налоги, сборы и прочие обязательные отчисления, расходы, связанные с потерями топлива на площадке ТЭЦ, расходы на эксплуатационные материалы и пр. Для промышленных ТЭЦ в зависимости от мощности турбин эти расходы принимаются в процентах суммы затрат на основную зарпла-

ту, амортизацию и текущий ремонт.

Мощность турбин, *Мвт*	Отчисления ,%
50 и выше	30
12—25	35
6 и ниже	40

В стоимость отпущенной гигакалории тепла входит стоимость электроэнергии, расходуемой на собственные нужды ТЭЦ, относимой к выработке тепла (см. § 3-6), так как расход топлива, отнесенный на выработку тепла, включает долю расхода топлива на выработку этой электроэнергии.

Для составления калькуляции себестоимости энергии предварительно составляется таблица исходных данных, в которую записываются следующие данные на основании расчетов, предшествующих составлению калькуляции:

1. Годовой отпуск электроэнергии с ТЭЦ, *квт·ч.*
2. Годовой отпуск тепла внешним потребителям, *Гкал.*
3. Годовой расход натурального топлива, *т.*
4. Долевое распределение расхода топлива, %:
   выработка электроэнергии,
   выработка тепла.
5. Цена топлива франко-склад ТЭЦ, *руб/т.*
6. Численный состав эксплуатационного персонала (включая персонал лабораторий), чел.:
   рабочих;
   ИТР;
   служащих.
7. Среднемесячный оклад эксплуатационного персонала, руб.:
   рабочих;
   ИТР;
   служащих.
8. Суммарные капитальные затраты на сооружение ТЭЦ по основным и дополнительным затратам за вычетом возвратных сумм по СФР, руб.:
   в том числе по строительным сооружениям;
   на оборудование и монтаж его.
9. Амортизационные отчисления по строительным сооружениям, %.
10. Амортизационные отчисления по оборудованию и монтажу, %.

11. Средний процент отчислений на амортизацию оборудования и строений, %.

12. Сумма капиталовложений, отнесенных на выработку тепла, %.

13. Сумма капиталовложений, отнесенных на выработку электроэнергии, %.

Составление калькуляции себестоимости отпускаемой с ТЭЦ энергии показано ниже на примере (см. гл. 5).

Калькуляция себестоимости 1 *Гкал* тепла, отпускаемого котельной

Калькуляция производится по следующим статьям годовых эксплуатационых расходов [Л. 16]:

1) топливо (с транспортными расходами);
2) электроэнергия;
3) вода;
4) зарплата эксплуатационного персонала котельной с начислениями;
5) *амортизационные отчисления*;
6) отчисления на текущий ремонт;
7) общекотельные и прочие расходы.

Эксплуатационные расходы по статье «Топливо» определяются согласно указаниям, приведенным выше для ТЭЦ. Все затраты по топливу относятся к отпущенному теплу.

Затраты на электроэнергию определяются по годовому расходу электроэнергии котельной и тарифу в системе, питающей ее электроэнергией. При мощности трансформаторных подстанций котельных до 50 *ква* расходуемая электроэнергия оплачивается по одноставочному тарифу, т. е. по установленному тарифу на отпускаемый киловатт-час. При мощности трансформаторной подстанции 50 *ква* и выше оплата производится по двухставочному тарифу, т. е. к основному тарифу добавляется еще тариф на оплату по мощности установленной подстанции.

Затраты на покупную воду определяются по сумме годового расхода воды на технологию котельной и хозяйственно-питьевые нужды и стоимости 1 $м^3$ воды.

Заработная плата подсчитывается по месячным окладам и ставкам только по эксплуатационному персоналу котельной с начислениями. Заработная плата уп-

равленческого персонала проходит по статье «Общекотельные и прочие расходы», а заработная плата ремонтного персонала — по статье «Текущий ремонт».

Количество эксплуатационного персонала для промышленных котельных (ориентировочные штатные коэффициенты) приведены ниже в табл. 4-2.

Таблица 4-2

Численность персонала промышленных котельных с паровыми котлами паропроизводительностью до 50 *т/ч* и водогрейными котлами теплопроизводительностью до 50 *Гкал/ч* по данным института „Сантехпроект" (*чел/Гкал*) (ориентировочные штатные коэффициенты округлены)

Теплопроизводительность котельной, *Гкал/ч*	Вид основного топлива			
	Газ или мазут		Твердое топливо	
	Открытая схема водоразбора	Закрытая схема водоразбора	Открытая схема водоразбора	Закрытая схема водоразбора
5	5,0	5,0	6,0	6,0
10	2,8	2,4	3,5	3,0
20	1,5	1,2	1,7	1,5
30	0,8	0,7	1,0	0,9
45	0,6	0,6	0,8	0,8
90	0,4	0,4	0,6	0,6
150	0,25	0,25	0,5	0,5

Амортизационные отчисления подсчитываются по действующим нормам со стоимости оборудования и его монтажа и со стоимости зданий и сооружений, определяемых сметно-финансовым расчетом к проекту котельной.

Затраты на текущий ремонт учитываются в размере 20% амортизационных отчислений для закрытых и 30% для открытых котельных. Общекотельные и прочие расходы включают расходы на охрану труда, технику безопасности, пожарную и сторожевую охрану, административно-управленческий персонал и прочие неучтенные расходы. Эти расходы определяются в процентах суммарных годо-

Таблица 4-3

№ п/п.	Номер показателя согласно перечню, приведенному в начале главы, и единица измерения							
	1 *руб/квт*	2 *кг у. т./квт·ч*	3 *кг у. т./Гкал*	4 *коп/квт·ч*	5 *руб/Гкал*	6 *руб/Гкал*	7 *кг у.т./Гкал*	8 *руб/Гкал*
I	ТЭЦ высокого давления. Топливо — природный газ. Мощность 50 *Мвт*, 2 турбины ПР-25-90, 3 котла типа БКЗ-160-100ГМ, 2 котла ПТВМ-50							
	140	0,165	168,0	0,36	3,12	—	—	—
II	ТЭЦ высокого давления. Топливо — канский бурый уголь. Мощность 50 *Мвт*, 1 турбина ПР-25-90, 1 турбина ПТ-25-90, 3 котла БКЗ-160 100Ф							
	152,0	0,228	167,0	0,35	3,87	—	—	—
III	ТЭЦ высокого давления. Топливо — мазут. Мощность 24 *Мвт*, 2 турбины ПР-12-90, 2 котла БКЗ-120-100 ГМ, 1 котел ПТВМ-50							
	146,3	0,169	165,0	0,43	3,52	—	—	—
IV	Промышленная котельная смешанного типа. Топливо — уголь. Паропроизводительность 80 *т/ч*, теплопроизводительность 75 *Гкал/ч*, 4 котла ДКВР-20-13, 3 котла ЭЧМ-25							
	—	—	—	—	—	17,2	176	4,5
V	Промышленная котельная смешанного типа. Топливо — природный газ. Паропроизводительность 40 *т/ч*, теплопроизводительность 60 *Гкал/ч*, 4 котла ДКВР-10-13, 2 котла ТГЗМ-30							
	—	—	—	—	—	8,0	165	2,6
VI	Промышленная паровая котельная. Топливо — природный газ. Паропроизводительность 50 *т/ч*, 5 котлов ДКВР-10-13							
	—	—	—	—	—	6,78	166	1,02
VII	Промышленная паровая котельная. Топливо — уголь. Паропроизводительность 50 *т/ч*, 5 котлов ДКВР-10-13							
	—	—	—	—	—	19,8	197	5,4
VIII	Водогрейная котельная. Топливо — природный газ. Теплопроизводительность 200 *Гкал/ч*, 4 котла ПТВМ-50							
	—	—	—	—	—	8,7	158	2,54

вых эксплуатационных расходов в зависимости от вида сжигаемого топлива.

Вид топлива	Отчисления, %
Газ	6
Мазут	12
Малозольные угли . . .	8,5—9,5
Высокозольные угли . .	10,5—12,5

(меньшие значения — при доставке топлива по железной дороге непосредственно на площадку котельной, бо́льшие — при доставке топлива с базисного склада автотранспортом).

Стоимость отпущенной гигакалории тепла находится делением суммарных годовых затрат (руб.) на годовой отпуск тепла (*Гкал*).

Более подробные указания по методике расчета себестоимости отпущенного тепла котельной и нормативные данные для расчетов приводятся в указаниях Сантехпроекта [Л. 16].

В заключение приводится несколько примеров технико-экономических показателей ТЭЦ и промышленных котельных, которые могут быть достигнуты при техническом уровне промышленной энергетики и конъюнктуре цен на 1967 г. по энергетическому оборудованию, строительным материалам, топливу и транспорту. Эти показатели, полученные специализированными проектными институтами, могут служить лишь примерами в технико-экономических расчетах, для ориентации, но не являются эталонами. Использовать их для других проектируемых объектов нельзя. В табл. 4-3 для ТЭЦ даны полные стоимости киловатта установленной мощности (см. гл. 4).

Глава пятая

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ТЭЦ И КОТЕЛЬНОЙ

5-1. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ТЭЦ

Задание

Составить принципиальную тепловую схему промышленной ТЭЦ и выполнить ее расчет, исходя из следующих условий:

Сооружение ТЭЦ предопределяется потребностью в тепле группы промпредприятий, включающих технологических потребителей тепла в виде пара с давлением 10 *ат* и потребителей тепла на теплофикацию в виде горячей воды.

Тепловые нагрузки ТЭЦ в течение года приведены ниже. Станция будет работать в районной энергосистеме и должна иметь независимую мощность не менее 25 *Мвт*.

Топливом ТЭЦ является природный газ, $Q_н^р = 8\,500$ *ккал/м*³.

Таблица 5-1

Сводная таблица тепловых нагрузок ТЭЦ

Наименование потребителей тепла	Теплоноситель и его параметры франко-ТЭЦ	Единицы измерения	Максимальный расход тепла по режимам с учетом потерь в наружных сетях			
			I	II	III	IV
Производственные потребители . .	Пар 10 *ат*	*т/ч*	135	135	135	135
	То же	*т/год*		795·10³		
Системы отопления	Вода 150—70° С	*Гкал/ч*	80,0	52,2	38	
Системы вентиляции		»	20,0	13,9	10,2	
Горячее водоснабжение (непосредственный водоразбор) . . .	Вода 60° С	»	10,0	10,0	10,0	8,2
Всего по теплофикации		»	110,0	76,1	58,2	8,2

Примечания: 1. *Тепловая нагрузка по горячему водоснабжению задана* средней часовой за неделю с учетом потерь в наружных трубопроводах. Неравномерность потребления горячей воды покрывается за счет аккумуляторов.

2. Температура воды в водопроводе зимой 5° С, летом 15° С.

3. Утечку теплосети принять в количестве: зимой 30 *т/ч*, летом 20 *т/ч* (задана, исходя из емкости сети, действующей в отопительный и летний периоды).

4. Температура производственного конденсата, возвращаемого на ТЭЦ, 70° С. Возврат конденсата 70%.

5. Потребление производственного пара 307 дней в течение года круглосуточно. *Коэффициент неравномерности суточного графика 0,8.*

6. I режим — максимально-зимний; II режим — средний наиболее холодного месяца (аварийно-расчетный); III режим — средний отопительного сезона; IV режим — летний.

Выбор турбин, рабочие параметры и принципиальная тепловая схема ТЭЦ

Для выбора турбогенераторов определяющей является нагрузка ТЭЦ по пару низких параметров в III режиме (см. § 3-1). Для обеспечения высоких экономических показателей работы ТЭЦ необходимо стремиться к полному покрытию этой нагрузки из отборов турбин.

Из приведенных выше тепловых нагрузок ТЭЦ (табл. 5-1) видно, что в III режиме суммарный расход пара внешними потребителями составляет примерно 310 *т/ч* (нагрузка теплофикации, заданная в *Гкал/ч*, ориентировочно пересчитана на пар из расчета 1,8 *т* пара на 1 *Гкал* тепла). Столь большая потребность в паре низких параметров предопределяет установку на ТЭЦ крупных турбогенераторов с промышленными и теплофикационными отборами пара. Из этой же таблицы тепловых нагрузок видно, что основной потребитель тепла забирает его в виде пара с давлением 10 *ат*, расход которого сохраняется постоянным в течение всего года. В этих условиях для получения пара с давлением 10 *ат* наиболее эффективной будет установка турбин типа ПР с регулируемым отбором 10 *ат* и противодавлением 1,2 *ат*.

Однако, учитывая заданное условие установки на ТЭЦ независимой мощности 25 *Мвт* (т. е. турбины с конденсатором, которая может работать по электрическому графику независимо от наличия тепловых нагрузок), следует рекомендовать установку на ТЭЦ также одного конденсационного турбогенератора с двумя регулируемыми отборами пара с давлениями 10 и 1,2 *ат*.

В целях обеспечения высокой экономичности ТЭЦ турбины и котлы должны быть выбраны с высокими начальными параметрами пара. Исходя из номенклатуры оборудования, выпускаемого отечественными заводами, и заданных тепловых нагрузок, к установке могут быть рекомендованы два турбогенератора мощностью по 25 *Мвт*; один типа ПР-25-90-10/0,9, второй типа ПТ-25-90/10.

Для промышленных ТЭЦ с паровыми турбинами 25 *Мвт* отечественные заводы серийно изготавливают энергетическое оборудование (котлы и турбины) на давление 100 *ат* и перегрев 540° С у котлов и соответственно 90 *ат* и 535° С у турбин (см. гл. 8). Принимаем к установке указанные выше турбины. Принципиальная тепловая схема ТЭЦ представлена на рис. 3-1. Следует обратить внимание на следующие особенности тепловой схемы:

Деаэрация добавочной химически очищенной воды и производственного конденсата, содержащих наибольшее количество растворенных газов, осуществляется по двухступенчатой схеме.

Первой ступенью является деаэратор *атмосферного типа* (p=1,2 *ат*), из которого вода поступает во II ступень деаэрации — деаэратор повышенного давления (p=6 *ат*).

В целях разгрузки колонки деаэратора II ступени (см. указания по расчету деаэраторов в § 3-4) вода, поступающая в него из деаэратора I ступени, предварительно, подогревается в поверхностном подогревателе *16*.

Вода *непрерывной продувки* котлов подвергается двукратному расширению (в I и II ступенях) с сепарацией пара, который используется в деаэраторах I и II ступеней.

Теплофикационная установка ТЭЦ состоит из двух основных сетевых подогревателей и пикового водогрейного котла, который покрывает пиковую теплофикационную нагрузку в I и II режимах

ТЭЦ. Основные сетевые подогреватели обогреваются паром 0,9 *ат*, поступающим от турбины ПР.

Регенеративные установки (собственно турбин) состоят из групп подогревателей низкого давления (ПНД), включенных до деаэратора, и групп подогревателей высокого давления (ПВД), включенных после деаэратора. Установки рассчитаны на подогрев турбинного конденсата, конденсата отборов турбины и возмещающей его потери химически очищенной воды до 215° С (за последней ступенью ПВД).

Установка горячего водоснабжения имеет общеизвестную схему и специальных пояснений не требует. Охлаждение подпиточной воды происходит до 70° С зимой и до 60° С летом.

Характеристики устанавливаемых турбин

Турбина ПР-25-90/10/0,9 (УТМЗ)

Максимальная мощность (по генератору), *квт*	30 000
Максимальный пропуск свежего пара, *т/ч*	190
Давление в промотборе „П", *ат*	8—13
Номинальное давление в отборе „П", *ат*	10
Давление в теплофикационном отборе „Т", *ат*	0,5—2,5
Номинальное давление в отборе „Т", *ат*	0,9
Номинальный отбор „П", *т/ч*	65
Номинальный отбор „Т", *т/ч*	63

Схема турбины дана на рис. 5-1. Диаграмма режимов турбины представлена на рис. 5-2. Условия регенерации: через ПВД в любом режиме проходит питательная вода в количестве, равном расходу свежего пара турбиной. Конденсат отбора «П», полностью возвращается в регенеративную систему турбины с температурой 100° С. Конденсат отбора «Т» (противодавления) полностью возвращается в регенеративную систему турбины с температурой 95° С.

Турбина ПТ-25-90/10 (КТЗ)

Максимальная мощность (по генератору), *квт*	30 000
Максимальный пропуск свежего пара, *т/ч*	182
Давление в промотборе „П", *ат*	8—13
Номинальное давление в отборе „П", *ат*	10
Давление в теплофикационном отборе „Т", *ат*	0,7—2,5
Номинальное давление в отборе „Т", *ат*	1,2
Номинальный отбор „П", *т/ч*	70
Номинальный отбор „Т", *т/ч*	50

Схема турбины дана на рис. 5-3. Диаграмма режимов турбины представлена на рис. 5-4. Условия регенерации: через ПВД в любом режиме проходит питательная вода в количестве, равном 107% $D_т$. Конденсат отбора «П» в количестве 70% подается в деаэратор 1,2 *ат* с температурой 60° С. Конденсат отбора «Т» полностью возвращается в систему регенерации с температурой 100° С.

Параметры пара

Пар, вырабатываемый котлами: 100 *ат*, 540° С, 831,7 *ккал/кг*.

Свежий пар перед турбинами: 90 *ат*, 535° С, 831 *ккал/кг*.

Пар из промотбора турбин 10 *ат*, 720 *ккал/кг*.

Пар из теплофикационного отбора турбины ПТ-25-90/10 1,2 *ат*, 646 *ккал/кг*.

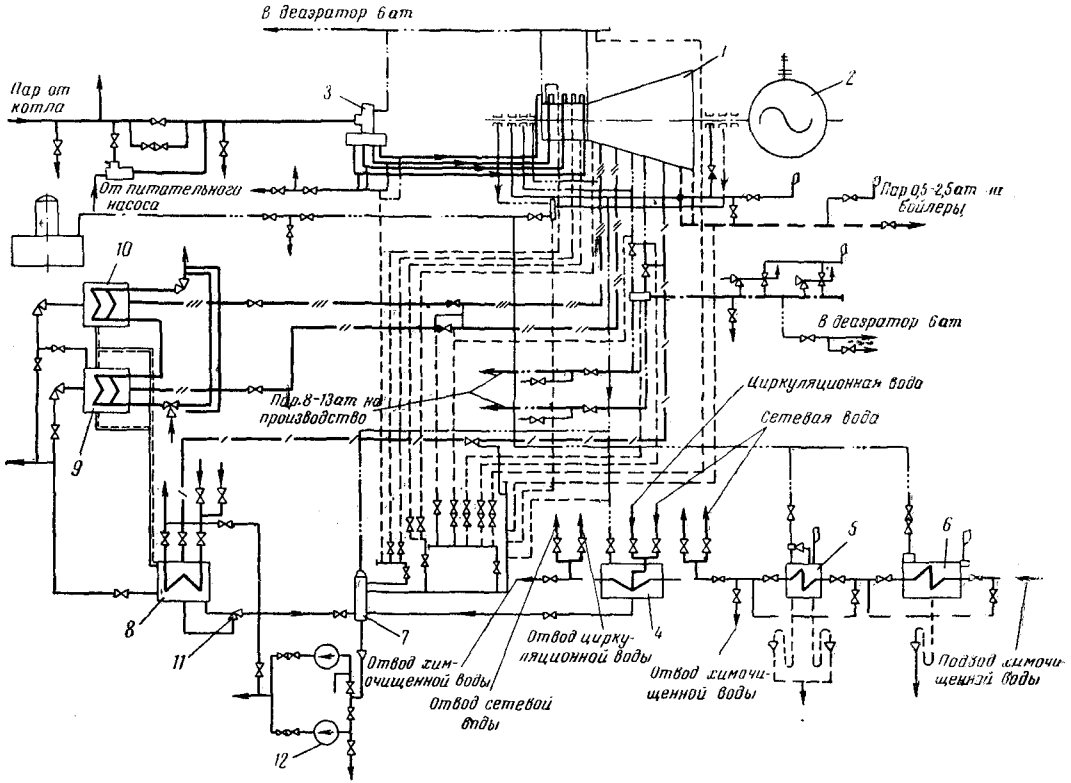


Рис. 5-1. Тепловая схема турбины ПР-25-90/10/99.

1 — турбина паровая; *2* — генератор; *3* — клапан стопорный; *4* — подогреватель сальниковый; *5* — эжектор отсоса воздуха из уплотнений; *6* — эжектор отсоса воздуха из сальникового подогревателя; *7* — конденсатосборник; *8* — подогреватель низкого давления; *9* и *10* — подогреватели высокого давления; *11* — конденсатоотводчик ПНД; *12* — сливной насос.

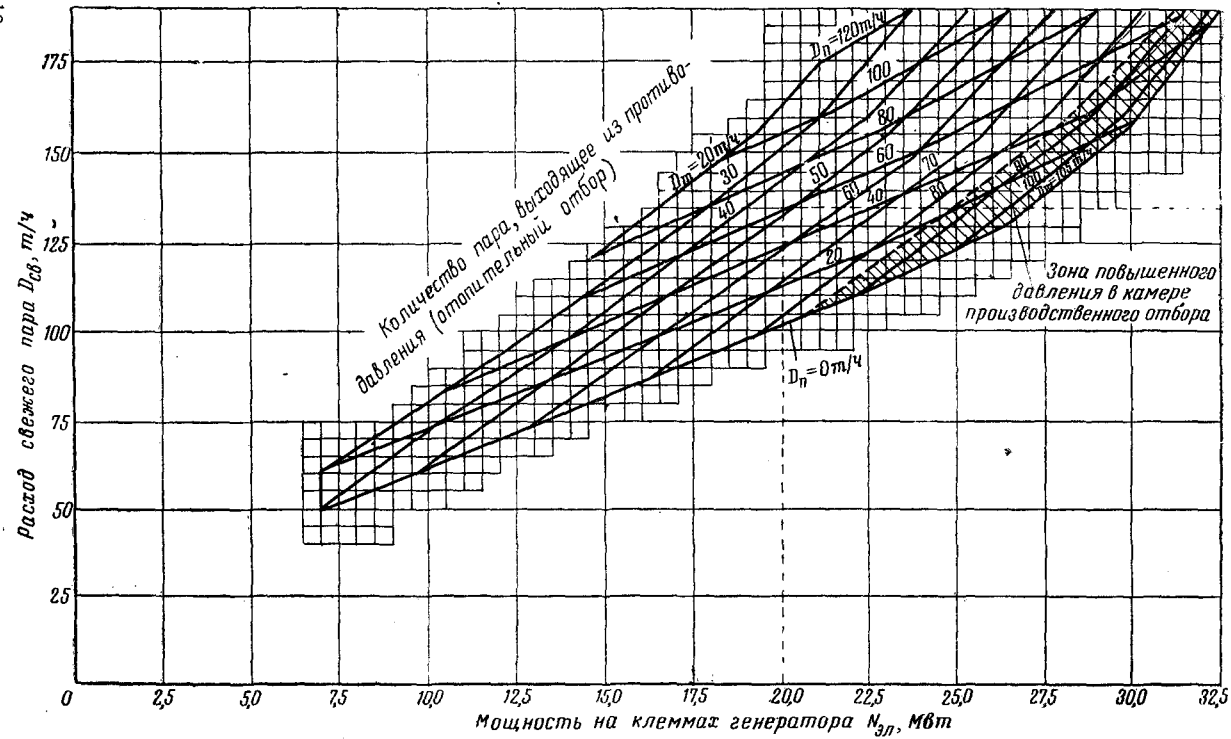


Рис. 5-2. Диаграмма режимов паровой турбины ПР-25-90/10/09.

Пар после турбин ПР-25-90/10 при 1,2 *ат* 646 *ккал/кг*.
Пар после турбин ПР-25-90/10 при 0,9 *ат* 630 *ккал/кг*.
Пар из расширителя непрерывной продувки I ступени при 7 *ат* 660 *ккал/кг*.
Пар из расширителя непрерывной продувки II ступени при 2 *ат* 646 *ккал/кг*.

Температура и энтальпия воды

Сырая вода из водопровода: зимой 5° С, летом 15° С.
То же после $ПВП^{тф}_{сыр}$ — по балансу деаэратора подпитки.
То же после $ПВП^{кот}_{сыр}$ 22° С (по заданию).
Химически очищенная вода перед деаэраторами: 15° С зимой, 20° С летом.
Питательная вода из деаэратора 6 *ат* 158° С, 159 *ккал/кг*.
Питательная вода после ПВД 215° С; 220 *ккал/кг*.
Вода из атмосферных деаэраторов 104° С.
Сетевая вода — по отопительному графику.
Подпиточная вода (после охлаждения): зимой 70° С, летом 60° С.

Энтальпия конденсата

Конденсат после сетевых подогревателей и ПВП 96—104 *ккал/кг*.

Продувка котлов

Величина продувки котлов $X_к = 1\%$.

Внешние потребители пара

1. Производство 10 *ат* (франко-ТЭЦ).
2. Основные сетевые подогреватели 0,5—1,2 *ат* *.
3. $ПВП^{тф}_{хо}$ 1,2 *ат*.
4. Деаэратор 1,2 *ат* системы горячего водоснабжения 1,2 *ат* (потеря давления в паропроводах 1,2 *ат* условно не учтена).

Внутренние потери пара

(собственные нужды ТЭЦ)

	ат
1. $ПВП^{кот}_{хо}$	10
2. Деаэратор 6 *ат*	10 (через редукционный клапан)
3. $ПВП^{кот}_{сыр}$	1,2
4. Деаэратор 1,2 *ат* добавочной воды	1,2

1. Расчет внешних потребителей тепла

Электрическая нагрузка турбогенератора ПТ-25 в I и III режимах определяется загрузкой отборов турбины и минимальным про-

* Основные сетевые подогреватели обогреваются паром, получаемым от турбины ПР-25. При максимальной нагрузке основных сетевых подогревателей (III режим) достаточно иметь давление греющего пара 0,9 *ат* (температура насыщения ∽ 96° С; температура сетевой воды за подогревателями ∽ 87° С). В I режиме давление повышается до 1,2 *ат*. Все прочие потребители пара теплофикационных отборов получают его от турбины ПТ-25 с давлением 1,2 *ат*, которое обусловливается давлением в атмосферных деаэраторах.

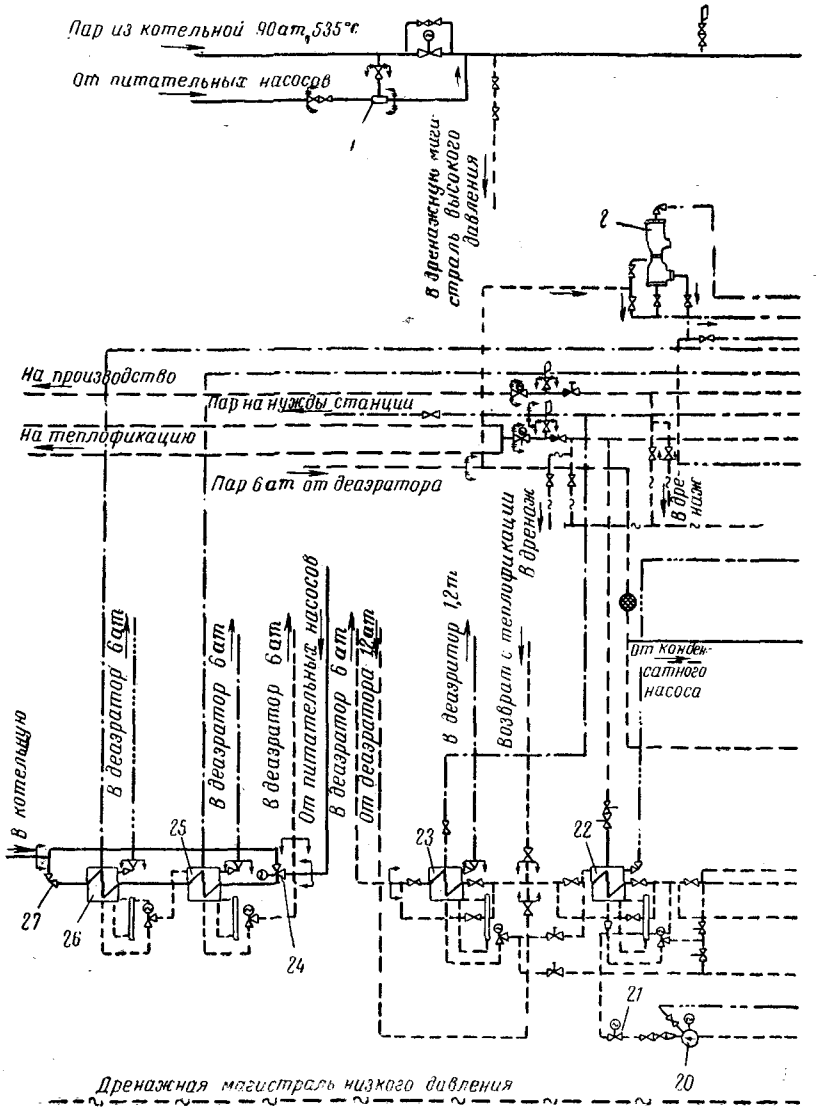
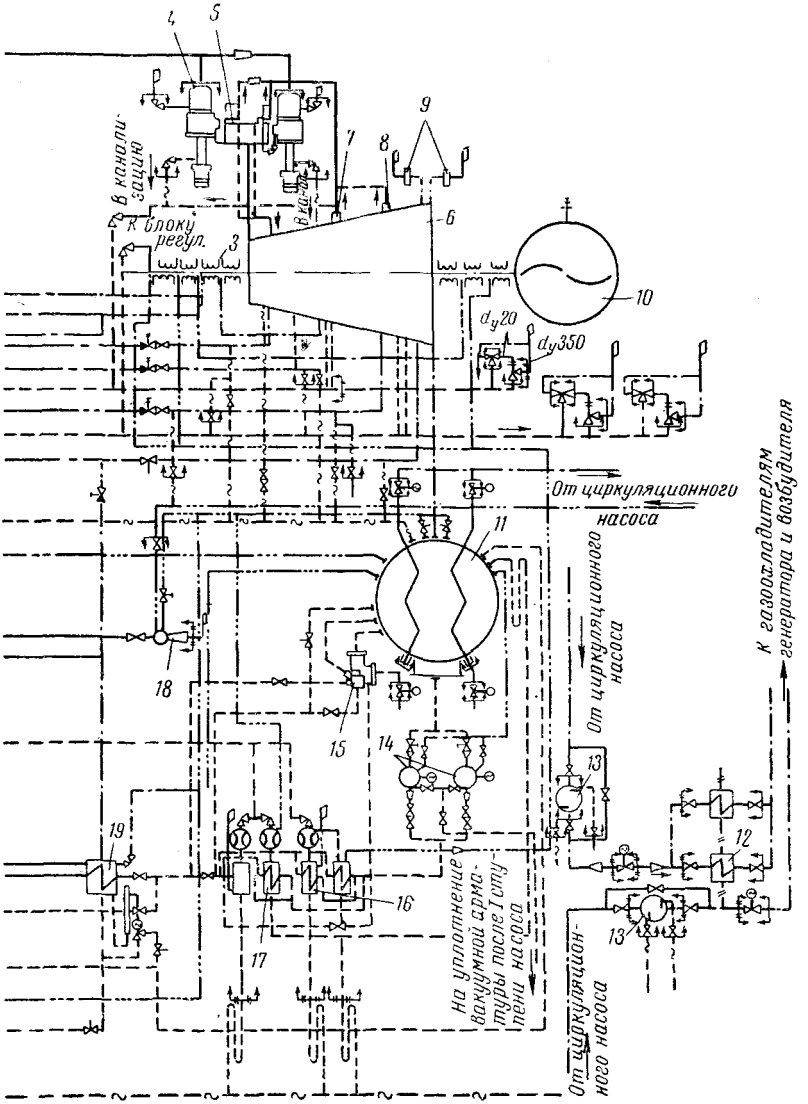


Рис. 5-3. Тепловая схема

1 — устройство для промывки турбины; *2* — регулятор уплотнений; *3* — концевые высокого давления; *6* — турбина паровая; *7* — поворотная диафрагма части сред ма предохранительная; *10* — генератор ТВС-30; *11* — конденсатор КГ1-935; *12* — *15* — регулятор уровня конденсата; *16* — эжектор системы отсоса; *17* — эжектор сос сливной; *21* — клапан регулирующий простой; *22* — подогреватель № 2; *23* — *26* — подогреватель № 5;



турбины ПТ-25-90/10 (КТЗ).

уплотнения турбины; *4* — стопорный клапан; *5* — регулирующие клапаны части него давления; *8* — поворотная диафрагма части низкого давления; *9* — диафрагмаслоохладитель МО-20; *13* — фильтр водяной ФВ-150; *14* — насос конденсатный основной ЭО-50; *18* — эжектор пусковой ЭП-150; *19* — подогреватель № 1; *20* — подогреватель № 3; *24* — клапан питательный прямой; *25* — подогреватель № 4; *27* — клапан питательный обратный.

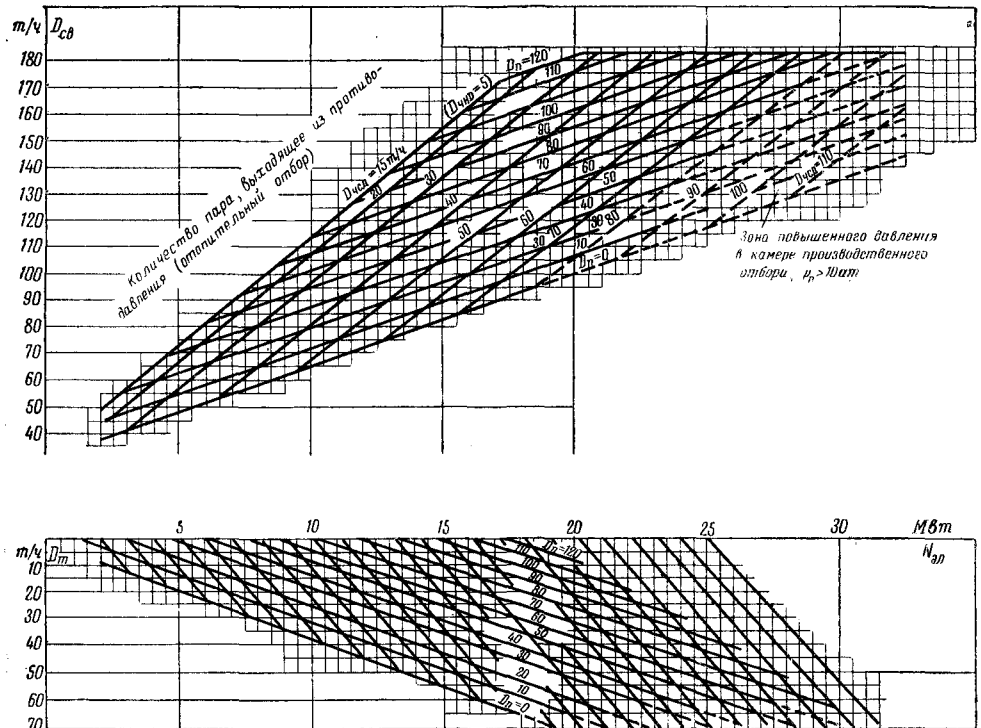


Рис. 5-4. Диаграмма режимов паровой турбины ПТ-25-90/10.
$D_{ч.с.д}$ — количество пара, выходящего из ЧСД.

пуском пара в конденсатор (см. расчет). В IV режиме электрическая нагрузка турбогенератора ПТ-25 равна 25 *Мвт*. Электрическая нагрузка турбогенератора ПР-25 определяется загрузкой его отборов (см. расчет). II режим (аварийный) сосчитан, исходя из условия, что один из котлов остановлен. В этом режиме теплофикационная нагрузка покрывается пиковым водогрейным котлом. Электрическая нагрузка турбогенераторов минимально возможная по условию загрузки отбора 10 *ат* (пар на производство) и отбора 1,2 *ат* (пар на собственные нужды ТЭЦ) при минимальном пропуске пара в конденсатор (далее см. таблицу расчета тепловой схемы, стр. 124—143).

Выбор котельных агрегатов

Как видно из приведенного выше парового баланса ТЭЦ, суммарная максимальная паропроизводительность котлов ТЭЦ должна быть равна $\sim$360 *т/ч*, а при аварийной остановке одного из котлов 260 *т/ч*. Летом нагрузка котлов также снижается до 286 *т/ч*. Указанные условия могут быть наилучшим образом соблюдены при установке трех котельных агрегатов паропроизводительностью по 120 *т/ч*. Такие котельные агрегаты для сжигания газа (см. задание) серийно выпускаются отечественной промышленностью (тип БКЗ-120-100 ГМ).

При аварийном выходе из строя одного котла оставшиеся в работе два котла будут работать с небольшой форсировкой (8%), что для котельных агрегатов, работающих на газе, вполне допустимо.

Максимальная нагрузка водогрейных котлов составляет 61,3 *Гкал/ч* (см. баланс). К установке принимаем один водогрейный котел типа ПТВМ-100. Этот котел предназначен для работы как на мазуте, так и на природном газе и обладает теплопроизводительностью до 100 *Гкал/ч*.

Конструкция котла одноходовая по газу с индивидуальной дымовой трубой над котлом. Котел допускает полуоткрытую установку вне главного здания ТЭЦ.

Годовая выработка пара и электроэнергии

Продолжительность зимнего сезона 180 дней, или 4 320 *ч*.

Продолжительность летнего сезона 185 дней, или 4 440 *ч*.

Продолжительность простоя каждой трубины в капитальном ремонте 14 дней, или 336 *ч*.

Продолжительность текущего ремонта каждой турбины принимаем 10 дней, по 5 дней зимой и летом.

Продолжительность работы турбогенератора ПР-25 зимой равна $4\,320-5\cdot 24=4\,200$ *ч*.

Летом турбогенератор ПР-25 в воскресные и праздничные дни не работает, так как для него нет загрузки по пару 10 *ат*. Продолжительность работы турбогенератора ПР-25 летом $4\,440-29\cdot 24-5\cdot 24-14\cdot 24=3\,288$ *ч*.

Продолжительность работы турбогенератора ПР-25 в течение года 7 488 *ч*.

Продолжительность работы турбогенератора ПТ-25 в течение года $(365-14-10)\cdot 24=8\,185$ *ч*.

Среднегодовой расход пара на собственные нужды ТЭЦ [по формуле (3-36)]: (продолжение см. стр. 144).

Наименование расчетной величины и расчетная формула	I Режим
Теплофикационная установка	
Расход воды на горячее водоснабжение (см. табл. 5-1)	
$G_{г.в} = \frac{Q_{г.в}}{t_{г.в} - t_{х.в}}$, $м^3/ч$ (3-5)	$\frac{10{,}0 \cdot 10^3}{60-5} \approx 182$
Утечки теплосети, $м^3/ч$ (см. примечание к табл. 5-1)	30
Суммарный расход подпиточной воды	
$G_{1 подп} = G_{г.в} + G_{ут}$, $м^3/ч$ (3-6)	182+30=212
Тепло подпиточной воды	
$Q_{г подп} = G_{г подп} \cdot 10^{-3}$, $Гкал/ч$ (3-7)	$212 \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 14{,}8$
Нагрузка сетевых подогревателей	
$Q_{с.п} = Q_{т.у} - Q_{г подп}$, $Гкал/ч$ (3-9)	110—14,8=95,2
Нагрузка пикового водогрейного котла	
Принято, что теплофикационная нагрузка ТЭЦ сверх заданной для III режима, т. е. сверх 58,2 $Гкал/ч$, покрывается пиковыми водогрейными котлами	95,2—43,4=51,8
$Q_{п.п} = Q_{с.п} - Q_{о.п}$, $Гкал/ч$ (3-11)	
Расход пара основными сетевыми подогревателями	
$\frac{(Q_{с.п} - Q_{п.п}) \cdot 10^3}{(i_{гр} - \overline{t}_{к}^{оп}) \eta}$, $т/ч$ (3-12)	$\sim 83^*$

(в I режиме давление греющего пара бойлеров повышается до 1,2 $ат$; как одновременно с теплосодержанием пара растет теплосодержание

Расход пара на деаэратор подпитки	
$D_{п подп} = G_{г подп} \frac{t_{г подп} - t_{хо}\eta}{(i_{гр} - t_{хо})\eta}$, $т/ч$ (3-14)	$212 \cdot \frac{104-80 \cdot 0{,}98}{(646-80) \cdot 0{,}98} = 9{,}7$
Расход химически очищенной воды на подпитку теплосети	
$G_{хо}^{подп} = G_{1 подп} - D_{1 подп}$, $т/ч$ (3-15)	212—9,7=202,3

* Расход пара на горячее водоснабжение определен, исходя из расхода воды потерь с утечками теплосети и в химводоочистке (собственный расход ХВО и ох (30 $т/ч$) распределены между отопительной системой и системой ГВС пропор

II режим	III режим	IV режим
~ 182	~ 182	$\frac{8{,}2 \cdot 10}{60-15} \approx 182$
30	30	20
212	212	182+20=202
14,8	14,8	В расчете не требуется
76,1—14,8=61,3	58,2—14,8=43,4	Не работают
61,3	Не работает	Не работают
Не работают	$\frac{43{,}4}{(630-96)\cdot 0{,}98}=83$	Не работают

расход пара на бойлеры практически сохраняется без изменения, так конденсата в бойлерах)

9,7	9,7	$202 \cdot \frac{104-80 \cdot 0{,}98}{556}=9{,}3$
202,3	202,3	192,7

на горячее водоснабжение в количестве 182 *т/ч* с температурой 60° С и с учетом лаждение воды в трубопроводах); зимой (I, II и III режимы) утечки теплосети ционально их тепловой нагрузке, а летом они целиком ложатся на систему ГВС.

Наименование расчетной величины и расчетная формула	I режим
Температура сырой воды после $ВВТ_{1подп}$	
$t''_{сыр} = \frac{G_{1подп}(t'_{1подп} - t''_{1подп})\eta}{1{,}25 G^{подп}_{хо}} + t'_{сыр}$, °С	$\frac{212(104-70)\cdot 0{,}98}{1{,}25\cdot 202{,}3} + 5 = 32{,}9$
Расход пара на $ПВП^{подп}_{хо}$	
$D^{хо}_{ПВП} = \frac{G^{подп}_{хо}(t''_{хо} - t'_{хо})}{(i_{гр} - \bar{t}_к)\eta}$, *т/ч* (3-16)	$\frac{202{,}3(80-30)}{(646-104)\cdot 0{,}98} = 19$
Суммарный расход пара внешними потребителями	
Пар 10 *ат*	
Производство (см. табл. 5-1), *т/ч*	135
Пар 0,9 и 1,2 *ат*	
Основные сетевые подогреватели, *т/ч*	83
$ПВП^{подп}_{хо}$, *т/ч*	19,0
Деаэратор подпитки, *т/ч*	9,70
Итого пара 0,9—1,2 *ат*, *т/ч*	111,7

2. Расчет расходов пара

Предварительно принимаем расход пара на собственные нужды расхода пара 0,9—1,2 *ат* (в I режиме, в остальных — с предполагае

В данном примере на собственные нужды ТЭЦ расходуется пар [атмосферный деаэратор (поз. *13*) и $ПВП^{кот}_{сыр}$ (поз. *21*)].

Паропроизводительность котельной	
Полный расход пара 10 *ат*, *т/ч*	1,05·135=142
Полный расход пара 0,9—1,2 *ат*, *т/ч*	1,1·111,7=123
Загрузка отбора 0,9—1,2 *ат* турбины ПР, *т/ч* (в I режиме давление за турбиной 1,2 *ат*, в III режиме — 0,9 *ат*, во II и IV режимах — 1,2 *ат*)	83
Загрузка отбора 10 *ат* турбины ПР, *т/ч*	60
Расход свежего пара на турбины ПР (по диаграмме режимов, рис. 5-2), *т/ч*	183
Мощность турбогенератора ПР (с поправкой на отклонение противодавления от номинального), *квт*	28 000

Продолжение

II режим	III режим	IV режим
32,9	32,9	$\frac{202\,(104-60)\cdot 0,98}{1,25\cdot 192,7}+$ $+\,15=51$
19	19	$\frac{192,7\,(80-50)}{532}=10,9$
135	135	135
	83	
19,0	19,0	10,9
9,70	9,70	9,3
28,7	111,7	20,2

на собственные нужды ТЭЦ

ТЭЦ равным 5% расходов пара 10 *ат* внешними потребителями и 10% мым уменьшением).

10 *ат* [деаэратор 6 *ат* (поз. *12*) и ПВП$^{\text{кот}}_{\text{хо}}$ (поз. *16*)] и пар 1,2 *ат*

140	142	140
40	123	35
40	83	35
70	60	70
136	183	130
18 750	30 000	17 400

Наименование расчетной величины и расчетная формула	I Режим
Загрузка отбора 1,2 *ат* турбины ПТ, *т/ч*	123—83=40
Загрузка отбора 10 *ат* турбины ПТ, *т/ч*	142—60=82
Мощность, развиваемая турбогенератором ПТ (по диаграмме режимов, см. рис. 5-4), *квт*	25 900
Расход свежего пара турбиной ПТ (по диаграмме режимов при минимальном пропуске пара в конденсатор), *т/ч*	172
Паропроизводительность котельной ТЭЦ (в первом приближении) $D'_{к} = \frac{\Sigma D_{т}^{св}}{0{,}98}$, *т/ч*	$\frac{183+172}{0{,}98} = 362$
Баланс расширителей непрерывной продувки	
Коэффициент сепарации $a = \frac{\overline{t}_{к.в}\eta - \overline{t}_{с.в}}{i_{с.п} - \overline{t}_{с.в}}$ (3-19)	
Расширитель I ступени	
Давление пара 7 *ат*; энтальпия насыщенного пара 660 *ккал/кг*; энтальпия котловой воды при давлении в барабане котла 110 *ат* 344,2 *ккал/кг*; энтальпия отсепарированной воды при давлении 7 *ат* 165,7 *ккал/кг*	$\frac{344{,}2\cdot 0{,}98-165{,}7}{660-165{,}7} = 0{,}35$
Расширитель II ступени	
Давление пара 2 *ат*; энтальпия насыщенного пара 646 *ккал/кг*; энтальпия котловой воды (после расширителя I ступени) 165,7 *ккал/кг*; энтальпия отсепарированной воды при давлении 2 *ат* 120 *ккал/кг*	$\frac{165{,}7\cdot 0{,}98-120}{646-120} = 0{,}08$
Количество продувочной воды, поступающее в расширитель I ступени (продувка котлов 1%) $G^{I}_{прод} = 0{,}01 D_{к}$, *т/ч*	$0{,}01\cdot 362=3{,}6$
Количество пара, выходящее из расширителя I ступени, $D^{I}_{сеп} = G^{I}_{прод} a^{I}$, *т/ч*	$3{,}6\cdot 0{,}35=1{,}3$

Продолжение

II режим	III режим	IV режим
—	123—83=40	—
140—70=70	142—60=82	140—70=70
15 100	25 900	25 000
115	172	148
$\frac{136+115}{0,98}=256$	$\frac{183+172}{0,98}=362$	$\frac{130+148}{0,98}=284$
0,35	0,35	0,35
0,08	0,08	0,08
$0,01\cdot256=2,5$	$0,01\cdot362=3,6$	$0,01\cdot284=2,8$
$2,50\cdot0,35=0,9$	$3,6\cdot0,35=1,3$	$2,9\cdot0,35=1,0$

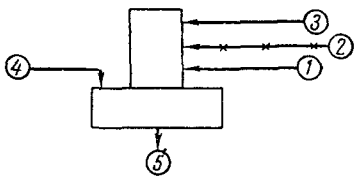
Наименование расчетной величины и расчетная формула	I режим
Количество продувочной воды, выходящее из расширителя I ступени (то же, поступающее в расширитель II ступени), $G^{I}_{сеп} = G^{I}_{прод} - D^{I}_{сеп}$, *т/ч*	3,6—1,30=2,3
Количество пара, выходящее из расширителя II ступени, $D^{II}_{сеп} - G^{II}_{прод} a^{II}$, *т/ч*	2,3·0,08=0,2
Количество продувочной воды, выходящее из расширителя II ступени (сброс в канализацию после охлаждения до 50° С в теплообменнике непрерывной продувки сырой водой, подаваемой на химводоочистку), $G^{II}_{сеп} = G^{II}_{прод} - D^{II}_{сеп}$, *т/ч*	2,3—0,20=2,1
Добавок химически очищенной воды котлов (поступает в деаэратор 1,2 *ат*, поз. *13* схемы)	
Потеря конденсата на производстве (30% расхода пара 10 *ат*, см. табл. 5-1), *т/ч*	0,3·135=40,5
Конденсат греющего пара деаэратора подпитки (см. выше), *т/ч*	9,7
Непрерывная продувка котлов (сброс из расширителя II ступени), *т/ч*	2,1
Внутристанционные потери пара и воды ($2\%D_т$), *т/ч*	0,02·362=7,2
Добавок химически очищенной воды в цикл ТЭЦ (сумма потерь) $G_{х.о}$, *т/ч*	40,5+9,7+2,1+ +7,2=59,5
Расход сырой воды на приготовление добавка $G_{сыр} = 1{,}25G_{хо}$, *т/ч* (3-21)	1,25·59,5=74,4
Расход пара на подогрев сырой воды в ПВП $D^{сыр}_{ПВП} = G_{сыр} \dfrac{t''_{сыр} - t'_{сыр}}{(i_{гр} - \bar{t}_к)\,\eta}$, *т/ч* (3-22)	$74{,}4\dfrac{22-7}{(646-104)\cdot 0{,}98} =$ $= 2{,}1$

Температура сырой воды $t'_{сыр}$ принята с учетом подогрева ее в до 50° С)

Продолжение

II режим	III режим	IV режим
2,5—0,9=1,6	3,6—1,3=2,3	2,8—1,0=1,8
1,6·0,08≈0,1	2,3·0,08≈0,2	1,8·0,08≈0,1
1,6—0,1=1,5	2,3—0,2=2,1	1,8—0,1=1,7
40,5	40,5	40,5
9,7	9,7	9,3
1,5	2,1	1,7
5,1	7,2	5,7
56,8	59,5	57,2
1,25·56,8=71,0	1,25·59,5=74,4	1,25·57,2=71,5
~2,0	~2,1	$71{,}5\times\frac{22-17}{(646-104)\cdot 0{,}98}\approx 0{,}7$

теплообменнике непрерывной продувки (охлаждение продувочной воды

Наименование расчетной величины и расчетная формула	I режим
Баланс деаэратора 1,2 *ат* (дополнительный расход пара на деаэратор 1,2 *ат* сверх учтенного в диаграмме режимов)	При составлении диаг всего конденсата отбо При составлении диаг денсата отбора „П“ от
Расчетная схема деаэратора.	
	
Рис. 5-5.	
Количество производственного конденсата, поступающего в деаэратор 1,2 *ат* с температурой 70° С (70% количества пара, отпускаемого производству, см. табл. 5-1), *т/ч*	0,7·135=94,5
Добавок химически очищенной воды, поступающей в деаэратор 1,2 *ат* (см. выше), *т/ч*	59,5
Расчетная сумма тепловых потоков, входящих в деаэратор 1,2 *ат* $\Sigma q^{вх}_{т.п} = \Sigma G^{вх}_{пот} t^{вх}_{пот}$, тыс. *ккал/ч*	94,5·70+59,5+15+ +0,2·646=7 640
Расчетный суммарный вес потоков, входящих в деаэратор 1,2 *ат* (кроме греющего пара), $\Sigma G^{вх}_{пот}$, *т/ч*	94,5+59,5+0,2= =154,2
Учтенное тепло $\Sigma Q^{учт}_{пот} = \Sigma G^{учт}_{пот} (t''_{др} - t^{учт}_{пот})$ тыс. *ккал/ч*, (3-25)	60 (104—100) + 83 × × (104—95) + 0,7 × ×82 (104—60) + 40× × (104—100) ≈ 3 670
(если при составлении диаграмм режимов учитывался подогрев химически очищенной воды, компенсирующей потерю конденсата отборов „П“ на производство, то в поправку $\Sigma Q^{учт}_{пот}$ надо включить также это учтенное тепло	
Расход пара на деаэратор $D^{доб}_{др} = \frac{\Sigma G^{вх}_{пот} \bar{t}_{др} - \Sigma q^{вх}_{пот} \eta - Q^{учт}_{пот}}{i_{гр}\eta - \bar{t}_{др}}$, *т/ч*	$\frac{154,2\cdot 104-7\,640\times}{646\cdot 0,98-}$ …→ ←… $\frac{\times 0,98-3\,670}{-104} = 9,2$

II режим	III режим	IV режим

раммы режимов турбины ПР-25-90/10/0,9 (УТМЗ) учтен подогрев ра „П" от 100 до 104° С и всего конденсата отбора „Т" от 95 до 104° С. раммы режимов турбины ПТ-25-90/10 (КТЗ) учтен подогрев 70% кон- 60 до 104° С и всего конденсата отбора „Т" от 100 до 104° С.

94,5	94,5	94,5
56,8	59,5	57,2
7 530	7 640	$94,5 \cdot 70 + 57,2 \cdot 20 + 0,1 \times \times 646 = 7\,827$
151,4	154,2	151,8
$70 \cdot 4 + 40 \cdot 9 + 0,7 \times \times 82 \cdot 44 = 2\,800$	$60 \cdot 4 + 83 \cdot 9 + 0,7 \times \times 82 \cdot 44 + 40 \cdot 4 = = 3\,670$	$70 \cdot 4 + 35 \cdot 9 + 0,7 \cdot 70 \cdot 44 = = 2\,755$
$(154,4 \cdot 104 - 7\,530 \times \times 0,98 - 2\,800) : 530 = = 10,5$	9,2 (как в I режиме)	$(151,8 \cdot 104 - 7\,827 \cdot 0,98 - - 2\,755) : 530 = 10,1$

Наименование расчетной величины и расчетная формула	I режим
Суммарный расчетный расход пара 0,9—2,5 *ат* из отборов турбин (внешние потребители + собственные нужды ТЭЦ), *т/ч*	111,7+2,1+9,2= =123,0
Дополнительный расход пара на ПВД	
Полный расход питательной воды на ТЭЦ $\Sigma G_{\text{г.в}} = \Sigma D_{\text{к}} \frac{100+X_{\text{т}}}{100}$, *т/ч* (3-28)	362·1,01=366
Расчетный расход питательной воды, проходящий через ПВД турбин (учтенный в диаграммах режимов) $\Sigma G_{\text{ПВД}} = D^{\text{св}}_{\text{п.р}} + 1{,}07 D^{\text{св}}_{\text{п.т}}$, *т/ч*	183+1,07·172=367
Дополнительный расход питательной воды (сверх учтенного в диаграммах режимов турбин)	В рассматриваемом при учтенный при состав тельной воды на ТЭЦ
$\Delta G_{\text{ПВД}} = \Sigma G_{\text{г.в}} - \Sigma G^{\text{т.г}}_{\text{п.в}}$, *т/ч* (3-29)	0
Удельный расход пара на подогрев 1 *т* питательной воды в ПВД $B = \frac{t''_{\text{ПВД}} - t'_{\text{ПВД}}}{\eta (i_{\text{гр}} - t^{\text{ПВД}}_{\text{к}})}$, *т/ч* (3-27)	—
(принимаем усредненные параметры греющего пара для двух ступеней ПВД: *р ат*, $i_{\text{гр}} = ккал/кг$)	—
Дополнительный расход пара на ПВД $\Delta D_{\text{ПВД}} = \Delta G_{\text{ПВД}} B$, *т/ч* (3-26)	—
Коэффициент недовыработки по отбору пара на ПВД (принимаем усредненное значение *y* для двух нерегулируемых отборов)	—
Дополнительный расход свежего пара на турбины	
$\Delta D^{\text{св}}_{\text{т}} = y \Delta D_{\text{ПВД}}$, *т/ч* (3-30)	—
Баланс деаэратора 6 *ат* **(поз. 12 схемы)** дополнительный сверх учтенного диаграммами режимов турбин расхода пара на него	Условно расход пара воды перед ним оп

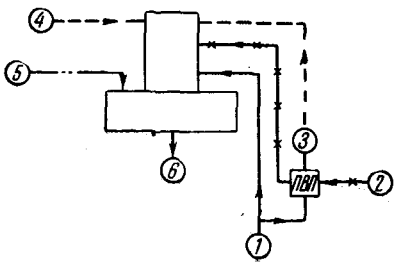
Продолжение

II режим	III режим	IV режим
28,7+2,0+10,5= =41,2	123	20,2+0,7+10,1=31,0
256·1,01=258	362·1,01=366	284·1,01=287
136+1,07·115=259	183+1,07·172=367	130+1,07·148=288

мере расход питательной воды через ПВД устанавливаемых турбин, лении диаграмм режимов их, равен действительному расходу пита-

0	0	0
—	—	—
—	—	—
—	—	—
—	—	—
—	—	—

на деаэратор 6 *ат* и пароводяной подогреватель химически очищенной ределяем совместно, что не влияет на результаты расчета (см. схему)

Наименование расчетной величины и расчетная формула	I режим
Расчетная схема деаэратора.  Рис. 5-6.	59,5
Расчетное количество химически очищенной воды, поступающее в деаэратор, *т/ч*	
В балансе деаэратора 6 *ат* учитывается подогрев всей химически очищенной воды, так как в диаграммах режимов подогрев ее не учитывался. В тех случаях, когда при составлении диаграмм режимов учитывается подогрев химически очищенной воды, компенсирующий потерю конденсата отборов „П", надо исключить из баланса деаэратора соответствующее количество химически очищенной воды	
Фактически непосредственно в деаэратор 6 *ат* будет поступать только добавок химически очищенной воды, равный: $$\Delta G_{\text{хо}} = G_{\text{хо}} - G_{\text{к.п}}^{\text{пот}}$$	
Добавок, равный потере конденсата на производстве $G_{\text{к.п}}^{\text{пот}}$, будет направляться в систему регенерации турбин. Условно принимается подогрев этой доли химически очищенной воды греющим паром деаэратора 6 *ат*	
Количество дополнительного конденсата ПВД (см. выше расчет), *т/ч*	0
Расчетная сумма тепловых потоков, входящих в деаэратор 6 *ат*, кроме греющего пара, тыс. *ккал/ч*	59,5·104=6 180
Суммарный расчетный вес потоков, входящих в деаэратор (кроме греющего пара), *т/ч*	59,5

Продолжение

II режим	III режим	IV режим
56,8	59,5	57,2
0	0	0
56,8·104=5 900	59,5·104=6 180	57,2·104=5 950
56,8	59,5	57,2

Наименование расчетной величины и расчетная формула	I режим
Расход пара 10 *ат*, на деаэратор 6 *ат*	
$\Delta D^{6}_{\text{др}} = \dfrac{\Sigma G^{\text{вх}}_{\text{пот}} \bar{t}_{\text{др}} - \Sigma q^{\text{вх}}_{\text{т.п}} \eta}{i_{\text{гр}} \eta - \bar{t}_{\text{др}}}$, *т/ч* (3-23)	$\dfrac{59{,}5 \cdot 159{,}4 - 6\,180 \times}{720 \cdot 0{,}98 -} \ldots \rightarrow$ $\leftarrow \ldots \dfrac{\times 0{,}98}{-159{,}4} = 6{,}3$
Итоги расчета	
Суммарный расчетный расход пара 10 *ат* внешними потребителями и собственными нуждами ТЭЦ, *т/ч*	135+6,3=141,3
Действительная загрузка отбора 0,9—1,2 *ат* турбины ПР, *т/ч* (в I, II и IV режимах противодавление равно 1,2 *ат*)	83
Действительная загрузка отбора 10 *ат* турбины ПР, *т/ч*	60
Действительный расход свежего пара на турбину ПР, *т/ч*	183
Мощность турбогенератора ПР, *квт* (в I, II и IV режимах с поправкой на отклонение противодавления от номинального)	28 000
Действительная загрузка отбора 1,2 *ат* турбины ПТ, *т/ч*	123—83=40
Действительная загрузка отбора 10 *ат* турбины ПТ, *т/ч*	141,3—60=81,3
Действительный расход свежего пара турбиной ПТ, *т/ч*	171
Мощность турбогенератора ПТ, *т/ч*	25 800
Действительная паропроизводительность котельной	
$D_{\text{к}} = \dfrac{\Sigma D^{\text{св}}_{\text{т}}}{0{,}98}$, *т/ч*	$\dfrac{183+171}{0{,}98} \approx 362$
Отклонение действительной паропроизводительности котельной от предварительно принятой $D'_{\text{к}}$	0
$\Delta D_{\text{к}}$, %	

Продолжение

II режим	III режим	IV режим
6,0	6,3 (так же, как в I режиме)	$\frac{57{,}2 \cdot 159{,}4 - 5\,950 \cdot 0{,}98}{547} = 6{,}0$
$135+6{,}0=141{,}0$	$135+6{,}3+141{,}3$	$135+6{,}0=141{,}0$
41,2	83	31,0
70	60	70
139	183	125
19 400	30 000	16 200
—	$123-83=40$	—
$141{,}0-70=71{,}0$	$141{,}3-60=81{,}3$	$141{,}0-70=71{,}0$
116	171	150
15 100	25 800	25 000
$\frac{139+116}{0{,}98} = 260$	$\frac{183+171}{0{,}98} \approx 362$	$\frac{125+150}{0{,}98} = 280$
$\frac{260-256}{256} \cdot 100 = 1{,}5$ Не превышает нормы	0	$\frac{284-280}{284} \cdot 100 = 1{,}4$ Не превышает нормы

Таблица 5-2

Паровой баланс ТЭЦ (для четырех характерных режимов в течение года)

Наименование потребителя	Единица измерения	Расход (по потребителям и режимам)				Приход (по источникам и режимам)			
		Наименование режима				I. Максимально-зимний			
		Максимально-зимний	Средний холодного месяца	Среднеотопительный	Летний	Наименование источника			
						1	2	3	Всего
Баланс № 1, пар 0,9—1,2 *ат* и нагрузка пикового водогрейного котла						Турбина ПР	Турбина ПТ	—	—
Основные сетевые подогреватели	*т/ч*	83,0	—	83,0	—	83,0	—	—	—
Деаэратро подпитки	»	9,7	9,7	9,7	9,3	—	9,7	—	—
$ПВП^{подп}_{хо}$	»	19,0	19,0	19,0	10,9	—	19,0	—	—
Итого по теплофикации	*т/ч*	111,7	28,7	111,7	20,2				
В том числе на отопление и вентиляцию	»	89,6	6,6	89,6	—				
На горячее водоснабжение	»	22,1	22,1	22,1	20,2				
$ПВП^{кот}_{сыр}$	»	2,1	2,0	2,1	0,7	—	2,1	—	—
Деаэратор—1,2 *ат***	»	9,2	10,5	9,2	10,1	—	9,2	—	—
Итого		123,0	41,2	123,0	31,0	83,0	40,0	—	123,0
Нагрузка пикового водогрейного котла	*Гкал/ч*	51,8	61,3	—	—				
Баланс № 2, пар 10 *ат*						Турбина ПР	Турбина ПТ	—	—
Производство	*т/ч*	135	135	135	135				
Деаэратор 6 *ат* и ПВП деаэратора*	»	6,1	5,8	6,1	5,8				
Итого		141,1	140,8	141,1	140,8	60	81,1	—	141,1

* См. сноску стр. 124.

Продолжение табл. 5-2

Наименование потребителя	Единица измерения	Расход (по потребителям и режимам)				Приход (по источникам и режимам)			
		Наименование режима				I. Максимально-зимний			
						Наименование источника			
		Максимально-зимний	Средний холодного месяца	Средне-отопительный	Летний	1	2	3	Всего
Баланс № 3, пар 90 *ат*						Котлы			Всего
Турбина ПР***	*т/ч*	183	139	183	125				
Турбина ПТ***		171	116	171	150				
Итого		354	255	354	275				354
Баланс № 4, пар 190 *ат*						Котел № 1	Котел № 2	Котел № 3	Всего
Турбины и потери в цикле станции ($2\%D_к$)	*т/ч*	362	260	362	280	120	120	122	362
Электрическая нагрузка турбогенераторов									
Турбогенератор ПР-25-90/10/0,9	*Мвт*	28	19,4	30	16,2				
Турбогенератор ПТ-25-90/10	„	25,8	15,1	25,8	25				
Баланс питательной воды									
На питание котлов с учетом непрерывной продувки котлов (1%)	*т/ч*	366	262	366	283	Химически очищенная (~16%) Конденсат с производства Конденсат турбины, ПВД, бойлеров и пр.			59,5 94,5 212
						Всего			366,0

** Сверх учтенного в диаграммах режимов паровых турбин.
*** Действительный расход с учетом регенерации.

Продолжение табл. 5-2

Наименование потребителя	Единица измерения	Приход (по источникам и режимам)											
		II. Средний холодного месяца (расчетный)				III. Среднеотопительный				IV. Летний			
		Наименование источника				Наименование источника				Наименование источника			
		1	2	3	Всего	1	2	3	Всего	1	2	3	Всего
Баланс № 1, пар 0,9—1,2 *ат*		Турбина ПР	—	—	—	Турбина ПР	Турбина ПТ	—	—	Турбина ПР	—	—	—
Основные сетевые подогреватели	*т/ч*	—	—	—	—	83,0	—	—	—		—	—	—
Деаэратор подпитки	»	9,7	—	—	—	—	9,7	—	—	9,3	—	—	—
$ПВП_{сыр}^{подп}$	»	19,0	—	—	—	—	19,0	—	—	10,9	—	—	—
$ПВП_{сыр}^{кот}$	»	2,0	—	—	—	—	2,1	—	—	0,7	—	—	—
Деаэратор—1,2 *ат***	»	10,5	—	—	—	—	9,2	—	—	10,1	—	—	—
Итого		41,2	—	—	41,2	83,0	40,0	—	123,0	31,0	—	—	31,0
		Расход пара 1,2 *ат* на собственные нужды, % общего расхода (см. § 3-4):											
Баланс № 2, пар 10 *ат*						$\frac{11,3}{123} \cdot 100 = 9,2\%$				$\frac{10,8}{31,0} \cdot 100 = 34,8\%$			
Производство		Турбина ПР	Турбина ПТ	—	—	Турбина ПР	Турбина ПТ	—	—	Турбина ПР	Турбина ПТ	—	—
Деаэратор 6 *ат* и ПВП деаэраторы													
Итого	*т/ч*	70	70,8	—	140,8	60,0	81,1	—	141,1	70,0	70,8	—	140,8

Продолжение табл. 5-2

Наименование потребителя	Единица измерения	Приход (по источникам и режимам)											
		II. Средний холодного месяца (расчетный)				III. Среднеотопительный				IV. Летний			
		Наименование источника				Наименование источника				Наименование источника			
		1	2	3	Всего	1	2	3	Всего	1	2	3	Всего
		Расход пара 10 *ат* на собственные нужды, % полного расхода: $\Delta a_{с.н}^{III\text{-}10} = \frac{6.1}{141.1} \cdot 100 = 4.3\%$ $\Delta a_{с.н}^{IV\text{-}10} = \frac{5.8}{140.8} \cdot 100 = 4.1\%$											
Баланс № 3, пар 90 *ат* Турбина ПР*** Турбина ПТ***		Котлы			Всего	Котлы			Всего	Котлы			Всего
Итого	*т/ч*				255				354				275
Баланс № 4, пар 10 *ат*		Котел № 1	Котел № 2	Котел № 3	Всего	Котел № 1	Котел № 2	Котел № 3	Всего	Котел № 1	Котел № 2	Котел № 3	Всего
Турбины и потери в цикле станции ($2\%D_К$)	*т/ч*	130	130	—	260	120	122	120	362	93	93	94	280
Баланс питательной воды													
На питание котлов с учетом непрерывной продувки котлов (1%)													
Химически очищенная (~16%)	*т/ч*		56,8 (~22%)				59,5 (~16%)				57,2 (~20%)		
Конденсат с производства	„		94,5				94,5				94,5		
Конденсат турбины, ПВД, бойлеров и пр.	„		110,7				212				131,3		
Всего	„		262				366				283		

по пару 10 *ат*

$$\Delta a_{10}^{\text{ср.г}} = \frac{4{,}3 \cdot 4\,320 + 4{,}1 \cdot 4\,440}{8\,760} = 4{,}2\% \ (0{,}042);$$

по пару 1,2 *ат*

$$\Delta a_{1,2}^{\text{ср.г}} = \frac{9{,}2 \cdot 4\,320 + 34{,}8 \cdot 4\,440}{8\,760} = 22{,}6\% \ (0{,}226).$$

Годовой расход пара 10 *ат*

Согласно заданию (табл. 5-1), годовое потребление пара 10 *ат* на производство с учетом внешних потерь равно $795 \cdot 10^3$ *т/год*. Годовой расход пара 10 *ат* на собственные нужды ТЭЦ [см. формулу (3-39)]

$$D_{10}^{\text{с.н}} = 795 \cdot 10^3 \frac{0{,}042}{1 - 0{,}042} = 35 \cdot 10^3, \ т/год.$$

Полный годовой расход пара 10 *ат*

$$D_{10}^{\text{полн}} = 795 \cdot 10^3 + 35 \cdot 10^3 = 830 \cdot 10^3 \ т/год.$$

Загрузка резервирующей РОУ 100/10 *ат* в период простоя в ремонтах турбины ПР-25

Летний период

Загрузка отборов турбины ПР-25 летом составляет (см. паровой баланс ТЭЦ, IV режим):

По пару, *ат*	*т/ч*
1,2	31,0
10	70,0

При остановке турбины ПР-25 пар 1,2 *ат* в количестве 31,0 *т/ч* будет поступать из отбора турбины ПТ-25, которая летом при работе двух турбин загрузки по пару 1,2 *ат* не имеет (см. баланс).

Потерю отбора 10 *ат* турбины ПР-25 можно компенсировать догрузкой отбора 10 *ат* турбины ПТ-25 лишь частично.

По диаграмме режимов турбины ПТ-25 при загрузке ее отбора 1,2 *ат* на 31,0 *т/ч* максимально возможный отбор пара 10 *ат* составляет ~ 95 *т/ч*. Следовательно, кроме нормально получаемого от нее пара 10 *ат* в количестве 70,8 *т/ч* (см. баланс), можно получить еще ~ 24 *т/ч*. Остальное количество пара 10 *ат* (70—24=46 *т/ч*) будет выдавать резервирующая РОУ.

Продолжительность простоя в ремонте турбогенератора ПР-25 летом по нормам [Л. 19] составляет (14+5) · 24=456 *ч*. За этот период резервирующая РОУ выдаст следующее количество пара 10 *ат* [см. формулу (3-40)]:

$$\Delta D_{10}^{\text{IV}} = 46 \cdot 0{,}8 \cdot 456 \approx 16{,}8 \cdot 10^3 \ т.$$

Зимний период

Загрузка отборов турбины ПР-25 зимой составляет (см. паровой баланс ТЭЦ, III режим):

По пару, *ат*	*т/ч*
0,9	83
10	60

Турбина ПТ-25 зимой не может компенсировать потерю отбора 0,9 *ат* турбины ПР-25 при ее остановках. В этот период теплофикационная нагрузка турбины ПР-25 будет покрываться водогрейным котлом.

Потеря отбора 10 *ат* турбины ПР-25 частично может быть компенсирована догрузкой отбора 10 *ат* турбины ПТ-25. При загрузке отбора «Т» этой турбины на 40 *т/ч* (см. баланс) из ее отбора «П» можно получить пара 10 *ат* максимально 90 *т/ч*, т. е. дополнительно 9 *т/ч*. Остальные 60—9=51 *т/ч* должны быть компенсированы резервирующей РОУ. За время простоя турбины ПР-25 в ремонте (5·24= =120 *ч*) резервирующая РОУ выдаст пара 10 *ат*

$$\Delta D_{10}^{\text{рез}} = 51 \cdot 0{,}8 \cdot 120 = 4{,}9 \cdot 10^3 \ т.$$

Аналогично производится подсчет выдачи пара резервирующей РОУ в периоды остановок летом и зимой турбины ПТ-25. Зимой при остановках турбины ПТ-25 теплофикационную нагрузку турбины ПР-25 (83 *т/ч*) передаем на водогрейные котлы. Нагрузка остановленной турбины ПТ-25 по пару 1,2 *ат* (40 *т/ч*) будет покрываться турбиной ПР-25. При этом промотбор турбины ПР-25 может быть догружен до 105 *т/ч* (см. диаграмму режимов); от РОУ потребуется получить пара 10 *ат* 36 *т/ч*. Результаты подсчета по загрузке резервирующей РОУ сводятся в приведенную ниже табл. 5-3.

Таблица 5-3

Работа резервирующей РОУ в период простоев турбин на ремонте

Наименование рассчитываемой величины	Единица измерения	Период простоя турбины ПР-25		Период простоя турбины ПТ-25	
		Лето	Зима	Лето	Зима
Длительность простоя, $П_{пр.ост}$	*ч*	456	120	456	120
Количество пара промотбора остановленной турбины, передаваемое на РОУ	*т/ч*	46	51	31	36
Разгрузка промотборов работающих турбин (передача на РОУ):					
турбина ПР-25 . . .	*т/ч*	—	—	—	—
турбина ПТ-25 . . .	*т/ч*	—	—	—	—
Количество пара, выданного резервирующей РОУ за периоды простоев турбин, по формулам (3-40) и (3-41)	*т*	$16{,}8\ 10^3$	$4{,}9 \cdot 10^3$	$11{,}3 \cdot 10^3$	$3{,}5 \cdot 10^3$

Суммарное количество пара 10 *ат*, отпускаемое резервирующей РОУ в год,

$$D_{10}^{\text{РОУ}} = (16{,}8 + 4{,}9 + 11{,}3 + 3{,}5) \cdot 10^3 = 36 \cdot 10^3 \ т/год.$$

Количество пара 10 *ат*, поступающее из промотборов турбин,

$$D_{10}^{\text{по}} = D_{10}^{\text{г}} - D_{10}^{\text{РОУ}} = 830 \cdot 10^3 - 36 \cdot 10^3 = 794 \cdot 10^3 \ т/год$$

Годовой расход пара 10 *ат* из промотборов турбин распределяем между турбинами пропорционально среднегодовой загрузке их промотборов (см. паровой баланс).

Турбина ПР-25

Зимой

$$\frac{60}{60 + 81{,}7} \cdot 100 = 42{,}6\%.$$

Летом

$$\frac{70}{70 + 70{,}8} \cdot 100 = 49{,}8\%.$$

В среднем за год

$$\frac{42{,}6 \cdot 4\,200 + 49{,}8 \cdot 3\,288}{7\,488} = 45{,}8\%.$$

Турбина ПТ-25

$$100 - 45{,}8 = 54{,}2\%.$$

Среднегодовая за время работы загрузка промотбора турбины ПР-25

$$\frac{794 \cdot 10^3 \cdot 0{,}458}{7\,488} = 48{,}7 \ т/ч.$$

Среднегодовая за время работы загрузка промотбора турбины ПТ-25

$$\frac{794 \cdot 10^3 \cdot 0{,}542}{8\,185} = 52{,}7 \ т/ч.$$

Годовой расход пара 0,9 и 1,2 *ат*

(повышение давления за турбиной ПР до 2,5 *ат* в пиковом режиме не учитывается, так как оно существенно не влияет на подсчет годовых расходов)

Согласно условию, принятому при расчете тепловой схемы, паром 0,9 и 1,2 *ат* из отборов турбин полностью покрывается основная теплофикационная нагрузка ТЭЦ, соответствующая среднеотопительной температуре наружного воздуха. Пиковая теплофикационная на-

грузка сверх указанной выше покрывается пиковыми водогрейными котлами (рис. 5-7).

Величину $Q_{о.в}^{осн}$ находим из графика, приведенного на рис. 5-7:

$$Q_{о.в}^{осн} = 174 \cdot 10^3 \ Гкал/год.$$

Как следует из расчета тепловой схемы, основная нагрузка от системы отопления и вентиляции покрывается частично теплом подпиточной воды, поступающей в систему из деаэратора, обогреваемого паром 1,2 *ат* из отбора турбины ПТ-25 (14,8—10=4,8 *Гкал/ч*), а в основном паром 0,9 *ат* от турбины ПР-25.

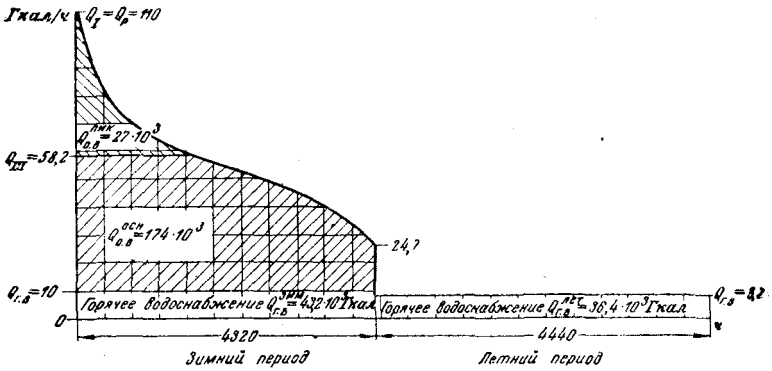


Рис. 5-7. Годовой график теплофикационной нагрузки ТЭЦ.

$Q_1^{год}$ — тепло, передаваемое на отопление и вентиляцию от пара из отборов турбин, *Гкал/год*; $Q_2^{год}$ — тепло, передаваемое теплофикационной системе пиковыми водогрейными котлами, *Гкал/год*.

За счет деаэратора отдается тепла

$$4,8 \cdot 4\,320 = 21 \cdot 10^3 \ Гкал/год.$$

Остальные $174 \cdot 10^3 — 21 \cdot 10 = 153 \cdot 10^3$ *Гкал/год* должны поступать в систему через подогреватели сетевой воды, обогреваемые паром 0,9 *ат*. Однако, как было подсчитано выше, зимой при остановках турбин на текущий ремонт (всего 240 *ч* за сезон) теплофикационный отбор турбины ПР-25 заменяется водогрейными котлами. Принимая в среднем нагрузку водогрейных котлов в периоды остановов турбин равной 80% нагрузки сетевых подогревателей в III режиме, т. е. $43,4 \cdot 0,8 = 35$ *Гкал/ч*, получим отдачу тепла ими в основной части теплофикационного графика

$$35 \cdot 240 = 8\,400 \ Гкал/год.$$

Следовательно, фактически паром 0,9 *ат* будет покрываться $153\,000 — 8\,400 = 144,6 \cdot 10^3$ *Гкал/год*.

Расход пара 0,9 *ат* на отопление и вентиляцию за сезон (4 320—240=4 080 *ч*) составит:

$$D_{\text{о.в}}^{0,9} = \frac{144,6 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{(630 - 96) \cdot 0,98} = 276 \cdot 10^3 \ т.$$

Среднезимняя загрузка турбины ПР-25 паром 0,9 *ат*

$$\frac{276 \cdot 10^3}{4\,080} = 67,5 \ т/ч.$$

Расход пара 1,2 *ат* на отопление и вентиляцию за сезон составит:

$$D_{\text{о.в}}^{1,2} = \frac{4,8}{14,8}(9,7 + 19,0) \cdot 4\,320 = 40,2 \cdot 10^3 \ т$$

($D_{\text{о.в}}^{1,2}$ — доля расхода пара 1,2 *ат* на деаэратор подпитки и $\text{ПВП}_{\text{х.о}}^{\text{подп}}$ за зимний период пропорциональная теплу, отпускаемому на отопление и вентиляцию с подпиточной водой).

Годовой расход пара 1,2 *ат* на горячее водоснабжение подсчитывается по формуле (3-37):

$$D_{\text{г.в}}^{\text{год}} = D_{\text{г.в}}^{\text{зим}} + D_{\text{г.в}}^{\text{лет}} = 22,1 \cdot 4\,320 + 20,2 \cdot 4\,440 \cdot 0,95 =$$
$$= 95 \cdot 10^3 + 87 \cdot 10^3 = 182 \cdot 10^3 \ т.$$

Расход пара 1,2 *ат* на собственные нужды ТЭЦ подсчитывается по формуле (3-39):

$$D_{\text{с.н}}^{1,2} = (276 \cdot 10^3 + 40,2 \cdot 10^3 + 182 \cdot 10^3) \frac{0,226}{1 - 0,226} \approx$$
$$\approx 146 \cdot 10^3 \ т/год;$$

из них зимой

$$146 \cdot 10^3 \cdot \frac{4\,320}{8\,760} = 72 \cdot 10^3 \ т,$$

остальные $74 \cdot 10^3$ *т* — летом.

Суммарный расход пара 1,2 *ат* с учетом собственных нужд ТЭЦ зимой $40,2 \cdot 10^3 + 95 \cdot 10^3 + 72 \cdot 10^3 = 207,2 \cdot 10^3$ *т*, летом $87 \cdot 10^3 + 74 \cdot 10^3 = 161 \cdot 10^3$ *т*. Всего за год $368,2 \cdot 10^3$ *т*.

Турбина ПР-25 3 408 *ч* (7 488—4 080) работает с противодавлением 1,2 *ат* и выдает пара:

Зимой

$$\frac{207,2 \cdot 10^3}{4\,320} \cdot 120 = 5,74 \cdot 10^3 \ т.$$

Летом

$$\frac{161 \cdot 10^3}{4\,440} \cdot 3\,288 = 119,1 \cdot 10^3 \ т.$$

Всего за год $124,8 \cdot 10^3$ *т*.

Средняя загрузка ее по пару за период работы с противодавлением 1,2 *ат*

$$\frac{124{,}8 \cdot 10^3}{3\,408} = 36{,}6 \ т.$$

Остальной пар 1,2 *ат* в количестве $368{,}2 \cdot 10^3 - 124{,}8 \cdot 10^3 = 243{,}4 \cdot 10^3$ *т* выдаст турбина ПТ-25. Средняя загрузка ее за рабочее время по пару 1,2 *ат* будет равна:

$$\frac{243{,}4 \cdot 10^3}{8\,185} \approx 29{,}5 \ т/ч.$$

Выработка электроэнергии и расход свежего пара турбинами за год

Турбина ПР-25

По диаграмме режимов (см. рис. 5-2) при работе турбины с $p_2 = 0{,}9$ *ат*, загрузке отборов $D_{\text{п}}^{\text{ср}} = 48{,}7$ *т/ч* и $D_{\text{т}}^{\text{ср}} = 67{,}5$ *т/ч* находим:

$$N_{\text{пр}}^{0,9} = 23{,}7 \ Мвт; \ D_{\text{пр}}^{0,9} = 145 \ т/ч \ (\text{свежий пар}).$$

За этот период турбогенератор выработает

$$Э_{\text{пр}}^{0,9} = N_{\text{ср}}^{0,9} n_{\text{р.в}}^{0,9} = 23{,}7 \cdot 4\,080 = 96{,}7 \cdot 10^3 \ Мвт \cdot ч$$

и израсходует свежего пара

$$\Sigma D_{\text{пр}}^{0,9} = D_{\text{пр}}^{0,9} n_{\text{р.в}}^{0,9} = 145 \cdot 4\,080 = 592 \cdot 10^3 \ т.$$

Аналогично для периода работы турбогенератора с $p_2 = 1{,}2$ *ат* получим:

$$D_{\text{п}}^{\text{ср}} = 48{,}7 \ т/ч; \ D_{\text{т}}^{\text{ср}} = 36{,}6 \ т/ч; \ N_{\text{пр}}^{1,2} = 14{,}0 \ Мвт$$

[с поправкой на отклонение противодавления (1,2 *ат*) от номинального 0,9 *ат*] $D_{\text{пр}}^{1,2} = 104$ *т/ч*;

$$Э_{\text{пр}}^{1,2} = 14{,}0 \cdot 3\,408 = 47{,}7 \cdot 10^3 \ Мвт \cdot ч;$$

$$\Sigma D_{\text{пр}}^{1,2} = 104 \cdot 3\,408 = 354 \cdot 10^3 \ т.$$

Годовая выработка электроэнергии турбогенератором ПР-25

$$96{,}7 \cdot 10^3 + 47{,}7 \cdot 10^3 = 144{,}4 \cdot 10^3 \ Мвт \cdot ч.$$

Годовой расход свежего пара турбиной ПР-25

$$592 \cdot 10^3 + 354 \cdot 10^3 = 946 \cdot 10^3 \ т.$$

По диаграмме режимов (см. рис. 5-4) при среднегодовой загрузке отборов ($D_{\text{п}}^{\text{ср}} = 52{,}7$ *т/ч* и $D_{\text{т}}^{\text{ср}} = 29{,}5$ *т/ч*) находим, что выработка электроэнергии на тепловом потреблении с минимальным пропуском пара в конденсатор составит:

$$N_{\text{ПТ}}^{\text{к.мин}} = 19{,}0 \ \textit{Мвт}; \ D_{\text{ПТ}}^{\text{к.мин}} = 126 \ \textit{т/ч};$$

при этом турбогенератор выработает за год

$$\mathcal{Э}_{\text{ПТ}}^{\text{к.мин}} = N_{\text{ПТ}}^{\text{к.мин}} n_{\text{т.в}} = 19{,}0 \cdot 8\,185 = 155{,}5 \cdot 10^3 \ \textit{Мвт} \cdot \textit{ч}$$

и израсходует свежего пара

$$\Sigma D_{\text{ПТ}}^{\text{к.мин}} = D_{\text{ПТ}}^{\text{к.мин}} n_{\text{т.в}} = 126 \cdot 8\,185 = 1\,031 \cdot 10^3 \ \textit{т}.$$

Число часов использования максимума для турбогенератора ПТ-25 принимаем 7 000. При этом он должен выработать за год электроэнергии $\mathcal{Э}_{\text{ПТ}}^{\text{г}} = 25\,000 \cdot 7\,000 = 175 \cdot 10^3$ *Мвт · ч*.

Следовательно, дополнительно должно быть выработано электроэнергии (паром, проходящим через всю проточную часть турбины в конденсатор) $\mathcal{Э}_{\text{кон}}^{\text{г}} = 175 \cdot 10^3 - 155{,}5 \cdot 10^3 = 19{,}5 \cdot 10^3$ *Мвт · ч*. Удельный расход свежего пара на дополнительную, чисто конденсационную выработку электроэнергии турбогенератором ПТ-25 $d_e^{\text{п}} = 3{,}1$ *кг/квт · ч* (по диаграмме режимов).

Дополнительный расход свежего пара на турбину ПТ-25 по формуле (3-47)

$$\Delta D_{\text{кон}}^{\text{г}} = 19{,}5 \cdot 10^3 \cdot 3{,}1 = 60{,}5 \cdot 10^3 \ \textit{т/год}.$$

Годовая выработка электроэнергии на ТЭЦ [формула (3-44)]

$$\mathcal{Э}_{\text{ТЭЦ}}^{\text{г}} = 175 \cdot 10^3 + 144{,}5 \cdot 10^3 =$$

$$= 319{,}4 \cdot 10^3 \ \textit{Мвт} \cdot \textit{ч} \ (319 \cdot 10^6 \ \textit{квт} \cdot \textit{ч}).$$

Годовая выработка пара энергетическими котлами

$$D_{\text{э.к}}^{\text{г}} = \frac{946 \cdot 10^3 + 1\,031 \cdot 10^3 + 60{,}5 \cdot 10^3}{0{,}98} = 2\,080 \cdot 10^3 \ \textit{т}.$$

Теплоотдача водогрейных котлов за год составит:

$$\Sigma Q_{\text{в.к}}^{\text{г}} = Q_{\text{в.к}}^{\text{пик}} + Q_{\text{в.к}}^{\text{рез}} = 27 \cdot 10^3 + 8\,400 = 35{,}4 \cdot 10^3 \ \textit{Гкал}.$$

Годовой расход натурального топлива энергетическими котлами [по формуле (3-49)]

$$B^{г}_{э.к} = \frac{2\,080 \cdot 10^3\,(831{,}7 - 220) \cdot 100}{8\,500 \cdot 92{,}6 \cdot 0{,}97} \approx 167 \cdot 10^6 \ нм^3.$$

Годовой расход натурального топлива водогрейными котлами

$$B^{г}_{в.к} = \frac{35{,}4 \cdot 10^3 \cdot 10^6 \cdot 100}{90 \cdot 8\,500} = 4{,}6 \cdot 10^6 \ нм^3.$$

Суммарный расход топлива на ТЭЦ

$$(167 + 4{,}6) \cdot 10^6 = 171{,}6 \cdot 10^6 \ нм^3/год.$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла и электроэнергии

Расчет величины $b_э$ и $b_т$ производится на основании ранее выполненного подсчета годовых расходов. Количество тепла, отпущенного потребителям из отборов турбин и резервирующей РОУ в год [по формулам (3-53), (3-54) и графику на рис. 5-7]:

$$Q'_{т.ф} = (27 + 174 + 43{,}7 + 36{,}4) \cdot 10^3 - 27 \cdot 10^3 = 253{,}6 \cdot 10^3 \ Гкал/год;$$
$$Q'_{отп} = (795 \cdot 10^3 \cdot 720 - 0{,}7 \cdot 795 \cdot 10^3 \cdot 70) \cdot 10^{-3} + 253{,}6 \cdot 10^3 = 787{,}6 \cdot 10^3 \ Гкал/год.$$

Суммарная теплоотдача с ТЭЦ, включая теплоотдачу водогрейных котлов,

$$(787{,}6 + 35{,}4) \cdot 10^3 = 823 \cdot 10^3 \ Гкал/год.$$

Основной расход условного топлива энергетическими котлами на производство отпущенного тепла [по формуле (3-56)]

$$B'_т = \frac{787{,}6 \cdot 10^3}{7 \cdot 0{,}926} = 121{,}6 \cdot 10^3 \ т/год.$$

Количество пара, поступающее в конденсатор турбины ПТ-25 [по формуле (3-58)],

$$D^{г}_{кон} = 5 \cdot 8\,185 + 60{,}5 \cdot 10^3 \cdot 0{,}8 = 89{,}3 \cdot 10^3 \ т/год.$$

Полная годовая выработка электроэнергии турбогенераторами (см. подсчет годовых расходов)

$$Э^{г}_{т.г} = 319{,}4 \cdot 10^6 \ квт \cdot ч/год.$$

Основной расход условного топлива на производство отпущенной электроэнергии подсчитываем по формуле (3-57).

Принимаем:

$\eta_м$ — механический к. п. д. турбин согласно данным заводов-изготовителей равен 96,7% (в среднем для двух турбогенераторов);

$\eta_г$ — к. п. д. генератора составляет 98,2%;

$i_{кон}$ — энтальпия пара, поступающего в конденсатор турбины ПТ-25, по данным КТЗ равна 550 *ккал/кг*;

$t_{кон}$ — температура конденсата, выходящего из конденсатора, соответственно температуре насыщения при давлении в конденсаторе 0,04 *ат* равна 28° С.

Расход электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ принимаем в размере 12% полной выработки ее:

$$B'_э = \frac{\left[\frac{319{,}4\cdot 860}{0{,}967\cdot 0{,}982} + 89{,}3\cdot 10^3\,(550-28)\cdot 10^{-3}\right]\left(1-\frac{12}{100}\right)}{7\cdot 0{,}926} =$$

$$= \frac{(289\cdot 10^3 + 46{,}6\cdot 10^3)\cdot 0{,}88}{7\cdot 0{,}926} = 45{,}5\cdot 10^3 \ т/год.$$

Полный годовой расход условного топлива энергетическими котлами [по формуле (3-59)]

$$B^у_{э.к} = 167\cdot 10^3\cdot \frac{8\,500}{7\,000} = 202{,}5\cdot 10^3 \ т/год.$$

Расход условного топлива на собственные нужды ТЭЦ и потери в цикле станции, включая выработку электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ [по формуле (3-60)],

$$\Delta B = 202{,}5\cdot 10^3 - 121{,}6\cdot 10^3 - 45{,}5\cdot 10^3 = 35{,}4\cdot 10^3 \ т/год.$$

Доля собственных нужд по выработке электроэнергии [по формуле (3-61)]

$$a_э = \frac{45{,}5\cdot 10^3}{45{,}5 + 121{,}6\cdot 10^3} \approx 0{,}272.$$

Доля собственных нужд по выработке тепла [по формуле (3-62)]

$$a_т = 1 - 0{,}272 = 0{,}728.$$

Действительный расход условного топлива на выработку тепла [по формуле (3-63)]

$$B_т = 121{,}6\cdot 10^3 + 0{,}728\cdot 35{,}4\cdot 10^3 + \frac{35{,}4\cdot 10^3}{7\cdot 0{,}9} = 150{,}2\cdot 10^3 \ т/год.$$

Действительный расход условного топлива на выработку электроэнергии [по формуле (3-64)]

$$B_э = 45{,}5\cdot 10^3 + 0{,}272\cdot 35{,}4\cdot 10^3 = 55{,}1\cdot 10^3 \ т/год.$$

Удельный расход условного топлива на отпущенное тепло [по формуле (3-65)]

$$b_т = \frac{150{,}2\cdot 10^3\cdot 10^3}{(787{,}6 + 27)\cdot 10^3} = \frac{150{,}2\cdot 10^6}{814{,}6\cdot 10^3} \approx 186{,}5 \ кг/Гкал.$$

Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию [по формуле (3-66)]

$$b_э = \frac{55{,}1 \cdot 10^3}{319{,}4 \cdot 0{,}88} = \frac{55\,100}{281} = 196 \text{ г/квт·ч}.$$

Доля топлива, израсходованного на выработку электроэнергии,

$$\frac{55{,}1 \cdot 100}{55{,}1 + 150{,}2} \approx 27{,}0\%.$$

Доля топлива, израсходованного на выработку тепла,

$$\frac{150{,}2 \cdot 100}{205{,}3} \approx 73{,}0\%.$$

Калькуляция себестоимости энергии

Исходные данные

1. Годовой отпуск электроэнергии с ТЭЦ	$290 \cdot 10^6$ *квт·ч/год*
2. Годовой отпуск тепла с ТЭЦ	$823 \cdot 10^3$ *Гкал/год*
3. Годовой расход натурального топлива	$172{,}6 \cdot 10^6$ *м³/год*
4. Долевое участие в расходе топлива, %:	
выработка электроэнергии	27
выработка тепла	73
5. Цена топлива франко-ТЭЦ	11,8 руб./1 000 *м³*
6. Численный состав эксплуатационного персонала, включая персонал лабораторий, чел.	220
В том числе:	
рабочих	175
ИТР	30
служащих	15
7. Средний оклад в месяц, руб.:	
рабочих	70
ИТР	100
служащих	80
8. Капитальные затраты по строительным сооружениям за вычетом возвратных сумм	$1{,}95 \cdot 10^6$ руб.
9. Капитальные затраты по оборудованию и монтажу его	$3{,}6 \cdot 10^6$ руб.
10. Процент амортизационных отчислений по строительным сооружениям	33
11. Процент амортизационных отчислений по оборудованию и монтажу	7,7
12. Средний процент амортизационных отчислений	6,4
13. Сумма капиталовложений, отнесенных на тепло	$3{,}0 \cdot 10^6$ руб.
14. Сумма капиталовложений, отнесенных на электроэнергию	$2{,}55 \cdot 10^6$ руб.

Расчет

Топливная составляющая выработки электроэнергии

$$\frac{172{,}6\cdot 10^6\cdot 0{,}0118\cdot 0{,}270\cdot 100}{290\cdot 10^6}=0{,}195\ коп/квт\cdot ч.$$

Топливная составляющая выработки тепла

$$\frac{172{,}6\cdot 10^6\cdot 0{,}0118\cdot 0{,}730}{823\cdot 10^3}\approx 1{,}785\ руб/Гкал.$$

Составляющая основной зарплаты по выработке электроэнергии

$$\frac{(175\cdot 70+30\cdot 100+15\cdot 80)\cdot 12\cdot 0{,}270\cdot 100}{290\cdot 10^6}=0{,}019\ коп/квт\cdot ч.$$

То же по выработке тепла

$$\frac{197{,}4\cdot 10^3\cdot 0{,}730}{823\cdot 10^3}=0{,}173\ руб/Гкал.$$

Составляющая амортизационных отчислений по выработке электроэнергии

$$\frac{2{,}55\cdot 10^6\cdot 0{,}064\cdot 100}{290\cdot 10^6}=0{,}056\ коп/квт\cdot ч.$$

То же по выработке тепла

$$\frac{3\cdot 10^6\cdot 0{,}064}{823\cdot 10^3}=0{,}234\ руб/Гкал.$$

Составляющая расходов на текущий ремонт по выработке электроэнергии

$$0{,}2\cdot 0{,}056=0{,}011\ коп/квт\cdot ч.$$

То же по выработке тепла

$$0{,}2\cdot 0{,}23=0{,}046\ руб/Гкал.$$

Составляющая общественных и прочих расходов по выработке электроэнергии

$$(0{,}019+0{,}056+0{,}011)\cdot 0{,}3=0{,}026\ коп/квт\cdot ч.$$

То же по выработке тепла

$$(0{,}173+0{,}234+0{,}046)\cdot 0{,}3=0{,}140\ руб/Гкал.$$

Себестоимость электроэнергии

$$0{,}195+0{,}019+0{,}056+0{,}011+0{,}026=0{,}307\ коп/квт\cdot ч.$$

Себестоимость тепла

$1{,}785+0{,}173+0{,}234+0{,}046+0{,}140=2{,}378$ *руб/Гкал.*

Таблица 5-4

Соотношение составляющих себестоимости энергии

Наименование составляющей	Электроэнергия		Тепло	
	коп/квт·ч	%	*руб/Гкал*	%
Топливо	0,195	63,5	1,785	75,0
Зарплата	0,019	6,2	0,173	7,3
Амортизация . . .	0,056	18,2	0,234	9,9
Ремонт	0,011	3,6	0,046	1,9
Общестанционная	0,026	8,5	0,140	5,9
Итого . . .	0,307	100	2,378	100

5-2. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПАРОВОЙ КОТЕЛЬНОЙ

Задание

Составить принципиальную тепловую схему котельной и выполнить ее расчет, исходя из следующих условий:

Котельная предназначается для пароснабжения производства (пар 12 *ат*), а также снабжения жилпоселка горячей водой для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения (система закрытая).

Тепловые нагрузки котельной с учетом потерь в наружных сетях при максимально-зимнем режиме следующие:

1) расход пара 12 *ат* (франко-вентиль котельной) на технологические нужды производства 25 *т/ч*;

2) отопительно-вентиляционная нагрузка жилпоселка **18** *Гкал/ч* (с учетом потерь в наружных сетях).

Температурный график теплофикационной установки жилпоселка: 150—70° С.

Возврат конденсата с производства 50%.

Температура конденсата, возвращаемого с производства, 70° С.

Температура сырой воды зимой 5° С.

Подогрев сырой воды перед химводоочисткой до 20° С (зимой).

Деаэрация питательной воды термическая в деаэраторе атмосферного типа.

Продувка котлов непрерывная.

Потери в теплосети 4,5 *т/ч* (соответственно объему ее).

Принципиальная тепловая схема представлена на рис. 3-6.

Расчет тепловой схемы по максимально-зимнему режиму

Внешние потребители

1. Производственные потребители пара.
2. Водоподогревательная установка жилпоселка (в котельной).

Собственные нужды котельной

1. Деаэратор питательной и подпиточной воды.
2. Пароводяной подогреватель на линии сырой воды.

Параметры пара

В соответствии с требованиями производства котлы будут вырабатывать пар с параметрами 12 *ат*, 250° С, 701 *ккал/кг*.

Давление в барабане котла 13 *ат*.

Сетевые подогреватели обогреваются паром 6 *ат*, поступающим к ним через редукционный клапан 12/6 *ат*.

Деаэратор и подогреватель сырой воды обогреваются паром 2 *ат*, который получают от редуктора 12/2 *ат*.

Охлаждение продувочной воды в теплообменнике непрерывной продувки происходит до 50° С.

Расход пара на внешних потребителей

Водоподогревательная установка

Сетевые подогреватели обогреваются паром 6 *ат;* конденсат сетевых подогревателей охлаждается сетевой водой до 90° С. Установка охладителей конденсата нужна для обеспечения нормальной работы деаэратора, для которого требуется выдерживать температуру смеси потоков, входящих в деаэратор, от 80 до 90° С (не выше). Подпитка сети осуществляется из деаэратора питательной воды котлов. Температура подпиточной воды 104° С. Тепло, вносимое в систему с подпиточной водой, подсчитывается по формуле (3-7):

$$Q_{\text{подп}} = 4{,}5 \cdot 104 \cdot 10^{-3} = 0{,}468 \ \textit{Гкал/ч}.$$

Тепловая нагрузка сетевых подогревателей находится из уравнения (3-9):

$$Q_{\text{с.п}} = 18 - 0{,}468 = 17{,}532 \ \textit{Гкал/ч}.$$

Расход пара на сетевые подогреватели подсчитывается по формуле (3-10):

$$D_{\text{с.п}} = \frac{17{,}532 \cdot 10^3}{(701 - 90) \cdot 0{,}98} = 29{,}3 \ \textit{т/ч}.$$

Суммарный расход пара на внешних потребителей

$$\Sigma D_{\text{в.п}} = 25 + 29 = 54{,}3 \ \textit{т/ч}.$$

Расход пара на собственные нужды котельной

Предварительно оцениваем расход пара на деаэратор и подогреватель сырой воды в 5 *т/ч*; тогда суммарная паропроизводительность котельной в расчетном режиме с учетом потерь тепла (3%) будет равна:

$$D'_{\text{к}} = \frac{25 + 29{,}3 + 5}{0{,}97} \approx 61 \ \textit{т/ч}.$$

Исходя из предварительно принятой величины $D'_{\text{к}}$, подсчитываем расходы пара на собственные нужды.

Расширитель непрерывной продувки

Согласно исходным данным непрерывная продувка котлов производится в количестве 3% $D_{\text{к}}$.

Количество продувочной воды

$$G_{\text{пр.в}} = 61 \cdot 0{,}03 = 1{,}8 \ т/ч.$$

Количество отсепарированного пара (2 *ат*) по формуле (3-19)

$$D_{\text{сеп}} = 1{,}8 \cdot \frac{193{,}6 \cdot 0{,}98 - 119{,}9}{646{,}3 - 119{,}9} \approx 0{,}225 \ т/ч.$$

Количество отсепарированной продувочной воды [формула (3-20)]

$$G_{\text{сеп}} = 1{,}8 - 0{,}225 = 1{,}6 \ т/ч.$$

Потери воды в цикле и добавок химически очищенной воды

	т/ч
Продувочная вода	1,6
Потеря конденсата на производстве (50%)	25 · 0,5 = 12,5
Подпитка теплосети	4,5
Потери в цикле (3%)	61 · 0,03 = 1,8
Итого	$G_{\text{хо}} = 20{,}4$

Расход сырой воды химводоочисткой

$$G_{\text{сыр}} = 1{,}25 \cdot 20{,}4 = 25{,}5 \ т/ч.$$

Подогрев сырой воды в теплообменнике непрерывной продувки (см. рис. 3-6, поз. *22*)

$$t''_{\text{сыр}} = \frac{G_{\text{сеп}}}{G_{\text{сыр}}} (\bar{t}'_{\text{сеп}}\eta - t''_{\text{сеп}}) + t'_{\text{сыр}}, \ °C,$$

где $\bar{t}'_{\text{сеп}}$ — энтальпия сепарированной продувочной воды (119,9 *ккал/кг*);

$t''_{\text{сеп}}$ — температура охлажденной продувочной воды (50° С)

$$t''_{\text{сыр}} = \frac{1{,}6}{25{,}5} (119{,}9 \cdot 0{,}98 - 50) + 5 = 9° \text{С}.$$

Расход пара на пароводяной подогреватель сырой воды (см. рис. 3-7, поз. *23*) подсчитывается по формуле (3-22):

$$D^{\text{сыр}}_{\text{ПВП}} = \frac{25{,}5 \ (20 - 9)}{(701 - 119{,}9) \cdot 0{,}98} = 0{,}43 \ т/ч.$$

Расход греющего пара на деаэратор определяется по формуле (3-19).

Сумма тепловых потоков, входящих в деаэратор (кроме греющего пара),

$$\Sigma q^{\text{вх}}_{\text{т.п}} = G_{\text{хо}} t_{\text{хо}} + G^{\text{пр}}_{\text{кон}} t^{\text{пр}}_{\text{кон}} + G^{\text{с.п}}_{\text{кон}} t^{\text{с.п}}_{\text{кон}} + G^{\text{ПВП}}_{\text{кон}} \bar{t}^{\text{ПВП}}_{\text{кон}} + D_{\text{сеп}} i_{\text{сеп}} =$$

$$= 20{,}4 \cdot 18 + 12{,}5 \cdot 70 + 29{,}3 \cdot 90 + 0{,}43 \cdot 119{,}9 +$$

$$+ 0{,}225 \cdot 646{,}3 = (363 + 875 + 2\,640 + 52 + 145) \cdot 10^3 =$$

$$= 4\,075 \cdot 10^3 \ ккал/ч.$$

Суммарный вес потоков воды, входящих в деаэратор (кроме греющего пара).

$$\Sigma G_{\text{пот}}^{\text{вх}} = 20,4 + 12,5 + 29,3 + 0,43 + 0,225 = 62,85.$$

Расход пара на деаэратор

$$D_{\text{д}} = \frac{62,85 \cdot 104 - 4\,075\ 0,98}{701 \cdot 0,98 - 104} = \frac{2\,535}{583} = 4,35\ т/ч.$$

Суммарный расход пара на собственные нужды котельной

$$\Sigma D_{\text{с.н}} = D_{\text{ПВП}}^{\text{сыр}} + D_{\text{д}} = 0,43 + 4,35 = 4,78\ т/ч.$$

Действительная паропроизводительность котельной

$$D_{\text{к}} = \frac{54,3 + 4,78}{0,97} = 61\ т/ч$$

совпадает с предварительно принятой ($D'_{\text{к}}$), следовательно расчет увязан и может считаться законченным. В случае несовпадения величины $D_{\text{к}}$ с $D'_{\text{к}}$ более чем на 3% необходимо произвести уточняющий пересчет расходов пара на собственные нужды, исходя из величины $D_{\text{к}}$.

Мы рассмотрели пример расчета тепловой схемы котельной для одного максимально-зимнего режима. Для других режимов расчет производится аналогично.

В рассмотренном примере (см. рис. 3-7) не требуется установки охладителей питательной воды, так как при давлении в барабанах котлов 13 *ат* нагрев питательной воды в водяных экономайзерах не превышает нормы (обеспечивается разрыв в 40° С между температурой подогрева и температурой закипания воды) [Л. 14].

В тех случаях, когда установка охладителей питательной воды необходима (см. § 3-3, рис. 3-7), расчет подогрева в них химически очищенной воды (до поступления в деаэратор) производится по формуле

$$t''_{\text{хо}} = \frac{G_{\text{пит}}}{G_{\text{хо}}} (t'_{\text{пит}} - t''_{\text{пит}})\,\eta + t'_{\text{хо}},\ °\text{C}, \qquad (5\text{-}1)$$

где $t'_{\text{хо}}$ и $t''_{\text{хо}}$ — температуры химически очищенной воды до и после теплообменника, °С;

$t'_{\text{пит}}$ и $t''_{\text{пит}}$ — температуры воды, поступающей из деаэратора, до и после теплообменника, °С;

$G_{\text{пит}}$ и $G_{\text{хо}}$ — расходы воды, поступающей из деаэратора, и химически очищенной воды, проходящей через теплообменник.

Если при подогреве химически очищенной воды в охладителе питательной воды не обеспечивается средняя температура воды, входящей в деаэратор, 80—90° С, то дополнительно должен быть пре-

дусмотрен подогрев химически очищенной воды паром в пароводяном подогревателе. Расход пара на этот подогреватель подсчитывается по формуле (3-16).

Величина $G_{хо}^{подп}$ соответствует количеству подогреваемой химически очищенной воды.

В рассмотренной схеме (см. рис. 3-6) подпитка теплосети осуществляется из деаэратора питательной воды, так как расход воды на подпитку небольшой (система закрытая, $G_{подп}=4{,}5$ *т/ч*).

В открытых теплофикационных системах с непосредственным водоразбором на горячее водоснабжение необходимы установка специального подпиточного деаэратора и охлаждение подпиточной воды до 60—70° С. Схема такого узла подпитки показана на рис. 3-1 (поз. *14, 15, 19, 20*) и на 3-2 (поз. *14, 15, 19, 20*). Пример расчета его приведен в § 5-1 (расчет тепловой схемы ТЭЦ).

Глава шестая

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ И ТЕПЛООБМЕННИКОВ ПАРОТУРБИННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ И ПРОМЫШЛЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ

6-1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАСЧЕТУ

На паротурбинных электростанциях и в промышленных котельных широко используются поверхностные трубчатые теплообменники для нагревания или охлаждения воды и конденсата. К ним относятся сетевые подогреватели, подогреватели высокого давления, пароводяные подогреватели низкого давления и водоводяные теплообменники различного назначения. Выбор размеров этих теплообменников, т. е. их поверхности нагрева, производится на основании расчета тепловой схемы ТЭЦ или котельной и конструктивных данных теплообменников, изготовляемых заводами.

Прежде всего необходимо заметить, что все расчеты по теплообменной аппаратуре, выполняемые в проекте электростанции или котельной установки, носят поверочный характер, а не конструктивный. Целью этих расчетов является проверка достаточности выбранной поверхности нагрева теплообменника для заданных расчетных условий, а не конструирование его. Поэтому поверхности выбранных теплообменников, как правило, превышают требуемые по расчету, т. е. выбор поверх-

ности нагрева теплообменника всегда производится с некоторым запасом.

Поверхность нагрева подогревателя или теплообменника находится из общеизвестного уравнения теплопередачи [Л. 24]:

$$H = \frac{Q}{K\Delta t_{ср}},\ м^2. \qquad (6\text{-}1)$$

где Q — тепловая нагрузка, *ккал/ч;*

K — коэффициент теплопередачи, *ккал/м²·ч·град;*

$\Delta t_{ср}$ — средний температурный напор между теплоносителями, °С.

Тепловая нагрузка подогревателя или теплообменника находится из уравнения теплового баланса для аппаратов, работающих без изменения агрегатного состояния теплоносителей (водоводяные теплообменники):

$$Q = G_1 c_1 (t'_1 - t''_1) = G_2 c_2 (t''_2 - t'_2),\ ккал/ч; \qquad (6\text{-}2)$$

для аппаратов, работающих с изменением агрегатного состояния одного теплоносителя (пароводяные подогреватели),

$$Q = D(i_п - \bar{t}_к) = G_2 c_2 (t''_2 - t'_2),\ ккал/ч. \qquad (6\text{-}3)$$

В этих уравнениях:

Q — количество тепла, переданное от греющей среды нагреваемой, *ккал/ч;*

G_1 и G_2 — расходы теплоносителей, не изменяющих агрегатное состояние, *кг/ч* или *т/ч;*

D — расход теплоносителя, изменяющего агрегатное состояние, *кг/ч* или *т/ч;*

c_1 и c_2 — средние теплоемкости при постоянном давлении в интервале рабочих температур, *ккал/кг·град;*

t' и t'' — начальные и конечные температуры теплоносителя, °С;

$i_п$ и $\bar{t}_к$ — энтальпии пара и конденсата, *ккал/кг.*

Для пароводяных подогревателей величина $\Delta t_{ср}$ определяется по формуле [Л. 25]

$$\Delta t_{сл} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}},\ °С, \qquad (6\text{-}4)$$

где $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ — бóльшая и меньшая разности температур между теплоносителями на входе и выходе теплообменника, °С.

Температура греющего пара в паровых подогревателях практически остается постоянной на протяжении всей поверхности нагрева и равна температуре насыщения при рабочем давлении пара в подогревателе (рис. 6-1).

Для водоводяных теплообменников с одноходовой схемой движения греющей и нагреваемой сред $\Delta t_{ср}$ также подсчитывается по формуле (6-4). При многоходовой схеме при смешанном потоке одной из сред $\Delta t_{ср}$ подсчитывается по формуле (6-4) с поправкой (коэффициент φ), которая определяется по графику (рис. 6-2) [Л. 30] в зависимости от параметров

$$q = \frac{t_2 - t_1}{T - t_1} \text{ и } R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1},$$

где T_1 и T_2 — начальная и конечная температуры первичного теплоносителя (греющего), °С;

t_1 и t_2 — то же вторичного теплоносителя, нагреваемого, °С.

Наиболее эффективными являются водоводяные теплообменники с противоточной схемой потоков греющей и нагреваемой сред, а также с поверхностью нагрева из латунных труб. При подборе теплообменников (из числа выпускаемых заводами) предпочтение следует отдавать указанным. Однако практически не всегда бывает возможно подобрать из номенклатуры теплообменников, выпускаемых заводами, противоточный теплообменник на нужный пропуск воды по обеим средам с латунными трубками. Нередко приходится идти на установку менее эффективных теплообменников с прямоточной схемой потоков воды и поверхностью нагрева из стальных труб.

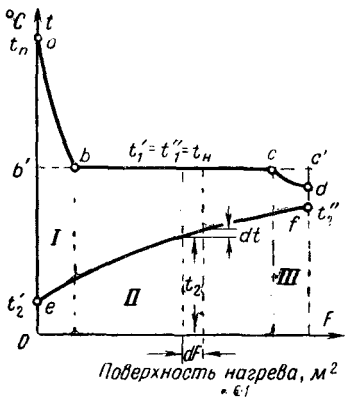


Рис. 6-1. Изменения температуры греющего пара и подогреваемой воды по поверхности теплообменника.

I — область перегретого пара; *II* — область насыщенного пара; *III* — область переохлажденного конденсата.

В проектах при подборе теплообменников необходимо тщательно анализировать схемы включения аппаратуры. При установке параллель-

но или последовательно нескольких теплообменников нужно стремиться к выбору наиболее эффективной схемы включения их, обеспечивающей наиболее эффективное использование устанавливаемой поверхности нагрева.

При выборе водоводяных теплообменников надо помнить, что вода, содержащая какие-либо примеси, могущие давать отложения на стенках поверхностей нагрева, например сырая, должна пропускаться по трубкам, а в межтрубное пространство нужно направлять чи-

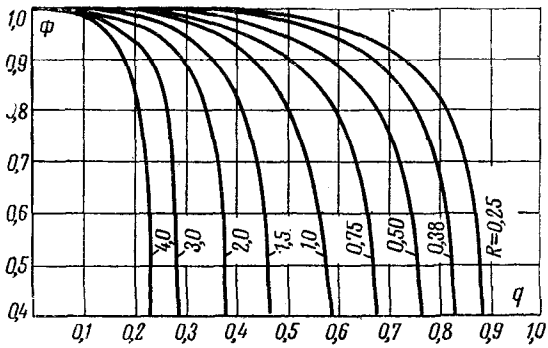


Рис. 6-2. График для определения коэффициента φ в зависимости от величин q и R.

стую или умягченную воду. Соответственно этому по допустимым скоростям воды надо подбирать и живые сечения теплообменников.

Общий коэффициент теплопередачи K с достаточной степенью точности можно определять по общеизвестной формуле для плоской стенки [Л. 24]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{заг}}, \quad ккал/м^2 \cdot ч \cdot град, \qquad (6\text{-}5)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи с внутренней и внешней сторон трубки, *ккал/м² · ч · град;*

$\delta_{ст}$ — толщина стенки трубки, *м*;

$\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности материала трубки, *ккал/м · ч · град*;

$R_{заг}$ — термическое сопротивление загрязнений, отлагающихся на поверхности нагрева с обеих сторон (накипь и пр.);

$$R_{заг} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}, \quad м^2 \cdot ч \cdot град/ккал, \tag{6-6}$$

где δ_1 и δ_2 — толщины слоев загрязнений с внутренней и наружной сторон трубки, *м;*

λ_1 и λ_2 — коэффициенты теплопроводности слоев загрязнений, *ккал/м · ч · град.*

6-2. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ТРУБЧАТЫХ ВОДОВОДЯНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Водоводяные подогреватели, охладители конденсата и продувочной воды с движением воды в гладких трубках или вдоль гладких трубных пучков в межтрубном пространстве, как правило, работают при турбулентном движении воды, т. е. при числе Рейнольдса более 10 000:

$$\mathrm{Re} = \frac{w^{ср} d_г}{\nu} > 10\,000, \tag{6-7}$$

где $w^{ср}$ — средняя скорость воды, *м/сек*;

$d_г$ — гидравлический диаметр поперечного сечения потока, *м*;

ν — коэффициент кинематической вязкости, $м^2/сек$.

Гидравлический диаметр при движении воды внутри трубок равен их диаметру, а при движении в межтрубном пространстве он определяется по формуле

$$d_г = \frac{4f}{U}, \quad м, \tag{6-8}$$

где f — площадь поперечного сечения потока, $м^2$;

U — смачиваемый периметр сечения, *м*.

Значение коэффициента кинематической вязкости определяется для средней температуры воды в теплообменнике по табл. 6-1.

При $\mathrm{Re}_т > 10\,000$ коэффициенты теплоотдачи α_1 от греющего теплоносителя к стенке трубы и α_2 от стенки трубы к нагреваемому теплоносителю в водоводяных теплообменниках определяются по формуле, полученной

Таблица 6-1

Основные физические константы воды (на линии насыщения)

Температура, °С	Теплоемкость (истинная) c_p, *ккал/кг·град*	Удельный вес, *кг/м³*	Теплопроводность *ккал/м·ч·град*	Динамическая вязкость 10^6, *кг·сек/м²*	Кинематическая вязкость 10^6, *м²/сек*	Температуропроводность $a \cdot 10^7$, *м²/сек*	Критерий Прандтля
0	1,0083	999,87	0,474	182,0	1,795	1,314	13,66
10	1,0021	999,73	0,494	133,0	1,310	1,372	9,54
20	0,9987	998,23	0,515	102,0	1,010	1,429	7,07
30	0,9984	995,67	0,531	81,7	0,804	1,478	5,44
40	0,9987	992,24	0,545	66,6	0,659	1,522	4,33
50	0,9996	988,07	0,557	55,0	0,556	1,558	3,57
60	1,0008	983,24	0,567	47,9	0,478	1,592	3,00
70	1,0025	977,81	0,574	41,4	0,416	1,615	2,68
80	1,0045	971,83	0,580	35,2	0,367	1,639	2,24
90	1,0070	965,34	0,585	32,1	0,328	1,668	1,97
100	1,0099	958,38	0,588	28,8	0,295	1,682	1,76
110	1,0135	951,00	0,589	25,4	0,271	1,691	1,60
120	1,0170	943,4	0,591	24,2	0,246	1,705	1,44
130	1,0210	935,1	0,590	22,2	0,226	1,713	1,32
140	1,0257	926,4	0,589	20,5	0,212	1,722	1,23
150	1,0300	917,2	0,588	19,0	0,201	1,730	1,16
160	0,0361	907,5	0,587	17,7	0,192	1,734	1,11
170	1,0480	897,3	0,584	16,6	0,183	1,732	1,06
180	1,0570	886,6	0,580	15,6	0,174	1,720	1,01

из критериального уравнения теплоотдачи [Л. 24, 26]:

$$\text{I.}\quad \mathrm{Nu_т} = 0{,}021\,\mathrm{Re_т^{0{,}8}}\,\mathrm{Pr_т^{0{,}43}}\left(\frac{\mathrm{Pr_т}}{\mathrm{Pr_c}}\right)^{0{,}25}, \qquad (6\text{-}9)$$

где $\mathrm{Nu} = \alpha d_г/\lambda$ — критерий Нуссельта;

$\mathrm{Re} = wd_г/\nu$ — критерий Рейнольдса;

$\mathrm{Pr} = \nu/a$ — критерий Прандтля.

Остальные величины известны из предыдущего.

Критерии с индексом «т» подсчитываются при средней температуре теплоносителя, с индексом «с» — при средней температуре стенки трубы.

Решив уравнение I относительно α, получим расчетную формулу для коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = 0{,}021\,\frac{\lambda_т}{d_г}\,\mathrm{Re_т^{0{,}8}}\,\mathrm{Pr_т^{0{,}43}}\left(\frac{\mathrm{Pr_т}}{\mathrm{Pr_c}}\right)^{0{,}25}, \quad ккал/м^2 \cdot ч \cdot град. \qquad (6\text{-}10)$$

Эта формула может быть представлена в упрощенном виде, а именно [Л.26]:

$$\alpha = B_1 \left(\frac{w_т \gamma_т}{d_г^{0,2}}\right)^{0,8} \left(\frac{Pr_т}{Pr_c}\right)^{0,25}, \; ккал/м^2 \cdot ч \cdot град, \quad (6\text{-}11)$$

где w — скорость потока, *м/сек*;

γ — удельный вес жидкости, *кг/м*^{3};

$d_г$ — гидравлический диаметр, *м*;

B_1 — коэффициент, объединяющий комплекс величин, зависящих только от температуры воды и определяемый по табл. 6-2 для средней температуры воды.

Таблица 6-2

$t_{вод}$, °С	0	10	20	30	40	50	60	70	80
B_1	4,83	5,53	6,25	6,92	7,57	8,16	8,74	9,30	9,84
$t_{вод}$, °С	90	100	110	—	120	—	130	140	150
B_1	10,35	10,81	11,18	—	11,58	—	12,00	12,36	12,71

В формулу (6-11) входит критерий Прандтля Pr_c, который подсчитывается при температуре стенки. Так как в начале расчета температура неизвестна, то расчет надо вести методом последовательных приближений.

В расчете первого приближения отношение $Pr_т/Pr_c$ принимают равным единице и определяют значения α со сторон греющего и нагреваемого теплоносителей. Затем подсчитывают общий коэффициент теплопередачи K по формуле (6-5) и величину удельного теплового потока q по формуле

$$q = K \Delta t_{ср}, \; ккал/м^2. \quad (6\text{-}12)$$

Величину $\Delta t_{ср}$ определяют по формуле (6-4).

Температура стенки со стороны греющего теплоносителя подсчитывается по формуле

$$t_c^{гр} = t_т^{гр} - q \frac{1}{\alpha_{гр}}, \; °С, \quad (6\text{-}13)$$

а со стороны нагреваемого теплоносителя — по формуле

$$t_c^{нагр} = t_т^{нагр} + q \frac{1}{\alpha_{нагр}}, \; °С. \quad (6\text{-}14)$$

Получив величину t_c, повторным расчетом уточняют величины α_1 и α_2 по формуле (6-11). Обычно производят один уточняющий расчет. Значения критерия Pr приведены в табл. 6-1, а в табл. 6-3 приведены значения $d^{0,2}$, нужные для подсчетов.

Для поверочных тепловых расчетов водоводяных теплообменников при $Re > 10\,000$ можно пользоваться упрощенной формулой, которая выводится из критериального уравнения [Л. 26, 27]:

$$\text{II.}\quad Nu_т = 0{,}023 Re_т^{0,8} Pr_т^{0,4}. \tag{6-15}$$

Как видно, в этом уравнении все величины подсчитываются при средней температуре теплоносителя и нет необходимости в подсчетах по предварительной величине t_c. Аналогично предыдущему из уравнения II получается расчетная формула для α [Л. 26]:

$$\alpha = B_2 \frac{(w_т \gamma_т)^{0,8}}{d_г^{0,2}}. \tag{6-16}$$

Таблица 6-3

Значения $d^{0,2}$

d, *мм*	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018	0,019	0,020
$d^{0,2}$, *м*	0,412	0,420	0,426	0,431	0,437	0,443	0,448	0,453	0,457

Коэффициент B_2 определяется по табл. 6-4 для средней температуры воды.

Таблица 6-4

Значения коэффициента B_2 для воды

t, °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80
B_2	4,89	5,63	6,47	7,20	7,95	8,62	9,26	9,91	10,54
t, °C	90	100	110	120	130	140	150	—	—
B_2	11,13	11,65	12,09	12,55	13,06	13,48	13,88	—	—

Для охлаждающего теплоносителя формула (6-16) дает несколько завышенное значение α.

Если по расчету располагаемая поверхность нагрева теплообменника оказывается на пределе, то расчет следует уточнить по формуле (6-11).

При подсчете общего коэффициента теплопередачи и поверхности нагрева водоводяных теплообменников допустимы следующие значения толщины слоя загрязнения накипью:

Подогреваемая среда	Материал труб	Толщина слоя загрязнений, *мм*
Сырая вода	—	До 0,5
Сетевая вода	—	До 0,3
Конденсат и химически очищенная вода	Латунные трубы	0,0
	Стальные трубы	0,3

Допустимое загрязнение поверхности нагрева накипью определяет длительность периода эксплуатации теплообменника между чистками. Большие значения допустимых загрязнений в расчетах принимать не следует, так как это приводит к излишнему завышению поверхности нагрева теплообменников. Расчетную поверхность теплообменника определяют по среднему диаметру трубок.

Коэффициенты теплопроводности материала трубок и загрязнений в поверочных расчетах водоводяных теплообменников, применяемых на паротурбинных электростанциях и в промышленных котельных, можно брать следующее:

	ккал/м·ч·град
Латунные трубки	90
Стальные трубки	50
Загрязнения	2

В отдельных случаях в водоводяных теплообменниках может иметь место переходный режим движения воды, характеризующийся числом Рейнольдса

$$10^4 > Re_т > 2\,300.$$

Таблица 6-5

Значения поправочного коэффициента

$Re_т$	2 100	2 200	2 300	2 400	2 500	4 000	5 000	6 000	8 000	10 000
φ	0,200	0,273	0,320	0,358	0,400	0,550	0,645	0,812	0,885	0,965—1,000

В этом случае коэффициенты теплоотдачи подсчитываются по формуле (6-11) или (6-16), но с введением поправочного понижающего коэффициента [Л. 26, 28], который приводится в табл. 6-5.

6-3. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ТРУБЧАТЫХ ПАРОВОДЯНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЯХ

В трубчатых пароводяных подогревателях, применяемых на электростанциях, имеет место пленочная конденсация водяного пара на поверхности трубных пучков. Подогреватели имеют вертикальное или горизонтальное расположение трубных пучков, собранных из прямых, U-образных или змеевиковых труб.

Коэффициент теплоотдачи от труб к воде, общий коэффициент теплопередачи в подогревателе и поверхность нагрева подогревателя подсчитываются по формулам и рекомендациям, приведенным выше для водоводяных теплообменников.

Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубы в зависимости от конструкции и расположения пучков подсчитывается различно, поэтому ниже эти расчеты рассмотрены раздельно.

Подогреватели с вертикальным трубным пучком

Практические расчеты коэффициента теплоотдачи от пара к стенке трубы в этих подогревателях могут производиться по следующим ниже формулам, приведенным к форме, удобной для практического применения [Л. 26].

При ламинарном течении пленки

$$\alpha_1 = 1{,}15\left(\frac{\lambda^3\gamma^2 r^2 \cdot 3\,600}{\mu\Delta t h}\right)^{0{,}25} = 1{,}15\frac{A}{\sqrt[4]{h\Delta t}}, \quad ккал/м^2 \cdot ч \cdot град. \tag{6-17}$$

При смешанном характере течения пленки (ламинарное сверху и турбулентное внизу)

$$\alpha_1 = 0{,}16B + \frac{C}{h\Delta t}, \quad ккал/м^2 \cdot ч \cdot град. \tag{6-18}$$

Здесь: α_1 — коэффициент теплоотдачи от пара к трубам, $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$;

λ, γ, μ — теплопроводность, удельный вес и динамическая вязкость пленки конденсата;

r — скрытая теплота парообразования, *ккал/кг;*

h — длина трубки, по которой непрерывно стекает конденсат (в вертикальных трубчатых подогревателях — длина трубок между перегородками), *м*;

Δt — разность температур между паром (температура насыщения, см. рис. 6-1) и стенкой трубы, °С;

A, B и C — коэффициенты, выражающие значения комплекса величин, зависящих только от температуры пленки конденсата, и определяемые по табл. 6-6 (в поверочных расчетах можно принимать их по температуре пара).

Таблица 6-6

Значения коэффициентов *A*, *B*, *C* и *D* в формулах (5-16), (5-17) и (5-20)

$t_{п.}$, °С	*A*	*B*	*C*	*D*	$t_{п.}$, °С	*A*	*B*	*C*	*D*
0	5 952	16 470	—	0,5578	160	11 390	39 170	10 870	0,0082
10	6 626	18 740	—	0,3140	170	11 420	39 700	10 320	0,0073
20	7 245	21 070	—	0,1925	180	11 420	40 150	9 810	0,0061
30	7 928	23 100	—	0,1273	190	11 410	40 500	9 250	0,0060
40	8 387	25 100	—	0,0879	200	11 340	40 780	8 750	0,0054
50	8 864	26 880	5 262	0,0639	210	11 230	40 850	8 295	0,0051
60	9 294	28 670	8 815	0,0478	220	11 100	40 900	7 840	0,0047
70	9 678	30 200	11 320	0,0369	230	10 950	40 800	7 385	0,0044
80	10 020	31 600	12 590	0,0290	240	10 780	40 770	6 895	0,0041
90	10 340	33 000	13 150	0,0234	250	10 590	40 620	6 475	0,0038
100	10 570	34 200	13 200	0,0194	260	10 340	40 350	5 955	0,0036
110	10 760	35 100	13 075	0,0165	270	10 040	40 050	5 562	0,0034
120	10 940	35 950	12 780	0,0142	280	9 732	39 650	5 082	0,0032
130	11 090	36 950	12 300	0,0122	290	9 411	39 300	4 600	0,0030
140	11 210	37 700	11 810	0,0106	300	9 009	38 750	4 145	0,0028
150	11 310	38 400	11 350	0,0092					

В формулах (6-17) и (6-18) теплота парообразования r, являющаяся функцией давления пара и не зависящая от температуры пленки конденсата, условно для упрощения подсчетов включена в комплекс, выражаемый коэффициентами A, B и C. Для поверочных расчетов подогревателей такое упрощение допустимо, так как практически разница между температурами на-

сыщения и пленки незначительна и, кроме того, входит в формулы со степенью 0,25.

Средняя температура пленки конденсата подсчитывается по формуле

$$t_{пл} = 0{,}5\ (t_п + t_{тс}),\ °C. \qquad (6\text{-}19)$$

Температуру стенки труб со стороны пара можно подсчитывать по упрощенной формуле

$$t_c = t_п - \frac{\alpha_2 (t_п - t^{ср}_{вод})}{\alpha_1 + \alpha_2},\ °C, \qquad (6\text{-}20)$$

где $t_п$ — температура насыщенного пара при расчетном давлении в подогревателе, °С;

$t^{ср}_{вод}$ — средняя температура воды в трубках, °С;

α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от пара к стенке и от стенки к воде, *ккал/м² · ч · град.*

Формула (6-20) выводится из уравнения (6-12) при подстановке в него значений:

$$K \approx \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2};\ \Delta t_{ср} \approx t_п - t^{ср}_{вод} \text{ и } q = \alpha_1 (t_п - t_c).$$

Погрешность в определении поверхности нагрева с подсчетом t_c по формуле (6-20), не учитывающей загрязнений, зависит от величины последних и обычно для станционных ПВП составляет $\sim 5\%$ в сторону запаса.

Характер течения пленки конденсата (ламинарный или турбулентный) определяется по величине Δt [Л. 26, 27]. При $\Delta t < \Delta t_{крит}$ имеет место ламинарное течение пленки, при $\Delta t > \Delta t_{крит}$ — смешанное.

Величина $\Delta t_{крит}$ определяется по формуле

$$\Delta t_{крит} = \frac{395}{h} D,\ °C. \qquad (6\text{-}21)$$

Значения коэффициента D приведены в табл. 6-6.

Практически для определения $t_{ст}$ предварительно подсчитывают коэффициент теплоотдачи от стенки к воде α_2 по формуле (6-16) и задаются величиной коэффициента теплоотдачи от пара к стенке α_1. В конце расчета проверяют значение α_1, и если оно не совпадает с предварительно принятой величиной, то расчет уточняют.

В подогревателях с трубками из углеродистой стали в формулы (6-17) и (6-18) должен вводиться коэффициент 0,8, учитывающий шероховатость труб, увеличивающую толщину конденсатной пленки и снижающую коэффициент теплоотдачи.

В поверочных расчетах коэффициенты A, B, C и D можно принимать по температуре пара в подогревателе (температуре насыщения) [Л. 26]. Формулы (6-17) и (6-18) составлены для медленно движущегося пара ($\gamma_п w < 30$) [Л. 29]. При значительной скорости пара вдоль поверхности конденсации вводится поправочный коэффициент [Л. 27]. В поверочных расчетах подогревателей с прямыми трубами этой поправкой можно пренебречь, так как она лежит в пределах требуемой точности подсчета.

Формулы для расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации пара относятся к насыщенному пару. При подводе к подогревателю пара с небольшим перегревом, что часто имеет место в практике, коэффициент теплоотдачи α_1 несколько увеличивается за счет уменьшения расхода пара и соответственного утонения пленки конденсата [Л. 30]. Влияние этого фактора на α_1 весьма незначительно и в поверочных расчетах может не учитываться.

Подогреватели с горизонтальным трубным пучком

В этих подогревателях коэффициент теплоотдачи можно определять по формуле [Л. 27, 31]

$$\alpha_1 = 0{,}725 \left(\frac{\lambda^3 \gamma^2 r 3\,600}{\mu \Delta t h d_н}\right)^{0{,}25} =$$

$$= 0{,}725 A_1 \left(\frac{r}{\Delta t h d_н}\right)^{0{,}25}, \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град, \quad (6\text{-}22)$$

где A_1 — коэффициент, принимаемый по табл. 6-7 по температуре пленки (в поверочных расчетах можно принимать его по температуре пара).

Таблица 6-7

Значения коэффициента A_1

t, °С	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
A_1	1 270	1 470	1 700	1 900	2 070	2 190	2 300	2 370	2 410	2 430	2 430

При трубках из обычной углеродистой стали при подсчете α_1 следует вводить коэффициент 0,8. Влияние перегрева пара на α_1 можно не учитывать.

В тех случаях, когда требуется более точный расчет коэффициента теплопередачи в пароводяном подогревателе, например в случаях, когда полученная по расчету поверхность нагрева пароводяного подогревателя не может быть подобрана с некоторым запасом, для подсчета величины α_1 рекомендуется пользоваться более точной формулой Лабунцова [Л. 51, 52, 53].

Подогреватели со змеевиковым трубным пучком

К этому типу подогревателей относятся регенеративные подогреватели высокого давления, выпускаемые в настоящее время Таганрогским котельным и Калужским турбинным заводами. Конструкции этих подогревателей предопределяют работу со значительными скоростями пара вдоль трубных пучков, что сильно интенсифицирует теплоотдачу от конденсирующегося пара к трубам. Методика расчета коэффициента теплопередачи в этих подогревателях в принципе не отличается от методики, рассмотренной выше, но расчетные формулы применяются иные, учитывающие скорости потока вдоль поверхности нагрева.

Расчет теплопередачи в змеевиковых пароводяных подогревателях (ПВД) подробно рассмотрен в книге С. С. Бермана «Расчет теплообменных аппаратов турбоустановок» (Госэнергоиздат, 1962); см. также [Л. 32].

6-4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ТЕПЛООБМЕННОЙ АППАРАТУРЫ

Пример расчета горизонтального пароводяного подогревателя

Исходные данные

Расход подогреваемой воды	164 *т/ч*
Начальная температура воды	104° С
Конечная температура воды	145° С
Давление греющего пара	8 *ат*

Расчет

Предварительно для ориентировки проделаем подсчет требуемой поверхности нагрева ПВП, задаваясь коэффициентом теплопередачи в нем 2 500 *ккал/м²·ч·град*:

$$H_{\text{ПВП}} = \frac{164\,000\,(145 - 104)}{2\,500\left(170 - \dfrac{145 + 104}{2}\right)} = 60 \ м^2.$$

Здесь 170 — температура насыщения при давлении 8 *ат*. При расходе воды 164 *т/ч*, или $\dfrac{164 \cdot 10^3}{939} = 175$ *м³/ч*, и скорости ее в ПВП 1,0 *м/сек* потребуется живое сечение для прохода воды 0,05 *м²* (здесь 939 — удельный вес воды при $t_{\text{в}}^{\text{ср}} = 125°$ С). Надо установить два ПВП с параллельной схемой включения.

Подходящими для данных условий являются горизонтальные ПВП Таганрогского котельного завода (нормаль ПН-551-63) [Л. 15].

Принимаем к установке два ПВП с поверхностями нагрева по 30,3 *м²*; турбиные пучки их выполняются из латунных труб длиной 2 000 *мм* и ∅16/14 *мм* в количестве 312 шт.; они имеют два хода по воде с живым сечением для прохода воды 0,024 *м²*. Паровое межтрубное пространство ПВП разделено горизонтальной перегородкой на две части, омываемые паром последовательно. Среднее число труб в вертикальном ряду в каждой части трубного пучка 8.

Средняя температура воды в ПВП

$$t_{\text{ср}} = \frac{104 + 145}{2} = 125° \text{ С};$$

средняя скорость воды в трубах

$$w_{\text{вод}}^{\text{ср}} = \frac{175}{3\,600 \cdot 0,024 \cdot 2} = 1,0 \ м/сек.$$

Соответственно этому имеем число Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{т}} = \frac{1,0 \cdot 0,014}{0,236} \cdot 10^6 = 59\,300,$$

т. е. поток будет турбулентным и коэффициент теплоотдачи от стенки к воде следует определять по формуле (6-16):

$$\alpha_2 = 12,8 \cdot \frac{(1,0 \cdot 939)^{0,8}}{0,014^{0,2}} = \frac{240}{0,425} = 7\,230 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Оценив предварительно величину коэффициента теплоотдачи от пара к стенке $\alpha_1 = 6\,000$ *ккал/м² · ч · град*, найдем температуру стенки трубки по формуле (6-20):

$$t_{\text{с}} = 170 - \frac{7\,230\,(170 - 125)}{6\,000 + 7\,230} = 170 - 24,6 \approx 145° \text{ С}.$$

Соответственно температура пленки конденсата по формуле (6-19)

$$t_{\text{пл}} = 0,5\,(170 + 145) = 157° \text{ С}$$

и разность температур пара и стенки

$$\Delta t = 170 - 145 = 25^\circ \text{ C}$$

Действительный коэффициент теплоотдачи от пара к стенке [формула (6-22)]

$$\alpha_1 = 0{,}725 \cdot 2\,400 \left(\frac{490}{25 \cdot 8 \cdot 0{,}016} \right)^{0{,}25} =$$

$$= 0{,}725 \cdot 2\,400 \cdot 3{,}48 = 6\,050 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Полученное значение α_1 близко к предварительно принятому; уточнения температуры стенки трубы не требуется. Общий коэффициент теплопередачи в ПВП по формуле (6-5) будет:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{6\,050} + \frac{0{,}001}{90} + \frac{1}{7\,230}} = 3\,040 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Средняя логарифмическая разность температур пара и воды

$$\Delta t_{ср} = \frac{(170 - 104) - (170 - 145)}{2{,}31 \lg \frac{66}{25}} = 42{,}3^\circ \text{ C}.$$

Количество тепла, передаваемое в ПВП при подогреве воды со 104 до 145° С, равно:

$$Q = 164\,000 (145 - 104) = 6{,}72 \cdot 10^6 \ ккал/ч.$$

Требуемая поверхность подогрева ПВП по формуле (6-1)

$$H = \frac{6{,}72 \cdot 10^6}{3\,040 \cdot 42{,}3} = 52{,}3 \ м^2.$$

Поверхность нагрева выбранных ПВП имеет небольшой запас против расчетной поверхности нагрева

$$\frac{2 \cdot 30{,}3}{52{,}3} \cdot 100 - 100 = 16\%.$$

Пример расчета вертикального пароводяного подогревателя

Исходные данные

Расход сетевой воды	340 $м^3/ч$
Перепад температур сетевой воды	47—90° С
Греющий пар с давлением 1,5 *ат* (абс.):	
Поверхность нагрева	180 $м^2$
Диаметр трубок	19/17,5 *мм*
Материал трубок	Латунь
Число хода по воде	4
Живое сечение одного хода воды	0,0614 $м^2$
Длина трубок между перегородками в корпусе	1,72 *м*

Расчет

1. Средняя скорость воды

$$\omega_{в}^{ср} = \frac{340}{3\,600f} = \frac{340}{3\,600 \cdot 0{,}0614} = 1{,}54 \ м/сек.$$

2. Средняя логарифмическая разность температур пара и подогреваемой воды.

$$\Delta t_{ср} = \frac{(110{,}8 - 47) - (110{,}8 - 90)}{2{,}3 \lg \frac{110{,}8 - 47}{110{,}8 - 90}} = 38^{\circ}\ С.$$

3. Средняя температура подогреваемой воды

$$t_{в}^{ср} = 0{,}5\,(t'_{в} + t''_{в}) = 0{,}5\,(47 + 90) = 68{,}5^{\circ}\ С.$$

4. Коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубки к воде для турбулентного потока по формуле (6-16)

$$\alpha_2 = \frac{9{,}68\,(1{,}54 \cdot 977{,}8)^{0{,}8}}{0{,}0175^{0{,}2}} =$$

$$= 9{,}68 \cdot \frac{347}{0{,}445} = 7\,540 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

5. Для определения температуры стенки трубки со стороны пара предварительно принимаем коэффициент теплоотдачи от пара к стенке $\alpha_1 = 5\,700$ *ккал/м²·ч·град.*

6. Средняя температура стенки трубки со стороны пара по формуле (6-20)

$$t_c = 110{,}8 - \frac{7\,540\,(110{,}8 - 68{,}5)}{7\,540 + 5\,700} = 86{,}7^{\circ}\ С.$$

7. Разность температур пара и стенки

$$\Delta t = 110{,}8 - 86{,}7 = 24{,}1^{\circ}\ С.$$

8. Температура пленки конденсата [формула (6-19)]

$$t_{пл} = 0{,}5\,(110{,}8 + 86{,}7) = 98{,}7^{\circ}\ С.$$

9. Коэффициент теплоотдачи от пара к стенкам труб по формуле (6-18)

$$\alpha_1 = 0{,}16 \cdot 33\,840 + \frac{13\,185}{1{,}72 \cdot 24{,}1} = 5\,731 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град,$$

где коэффициенты B и C взяты по табл. 6-6 при $t_{пл} = 98{,}7^{\circ}$ С.

Значение α_1 практически совпадает с предварительно заданным.

10. Общий коэффициент теплопередачи от пара к воде подсчитываем по формулам (6-5) и (6-6), принимая:

толщину стенки трубки $\delta_{ст} = 0{,}75$ *мм*;

коэффициент теплопроводности латунной трубки

$$\lambda_c = 90{,}0 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град};$$

толщину загрязнения со стороны воды $\delta_з = 0{,}3$ *мм* (накипь); теплопроводность накипи

$$\lambda_{заг} = 2 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град};$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{5\,731} + \frac{0{,}00075}{90{,}0} + \frac{1}{7\,540} + \frac{0{,}0003}{2}} =$$

$$= \frac{1}{0{,}000216 + 0{,}000008 + 0{,}00013 + 0{,}00015} =$$

$$= 2\,160 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

11. Потребная поверхность нагрева по формуле (6-1)

$$H = \frac{28{,}6 \cdot 10^6}{2\,160 \cdot 38 \cdot 2} = 174 \text{ м}^2.$$

12. Принятый запас поверхности нагрева против расчетного

$$\frac{180}{174} \cdot 100 - 100 = 3{,}5\%.$$

Пример расчета горизонтального водоводяного теплообменника

Исходные данные

Расход охлаждаемой воды	40 *м³/ч*
Расход нагреваемой воды	48 *м³/ч*
Температурный перепад охлаждаемой воды	104—70° С
То же нагреваемой	5—32° С
Тепловая нагрузка ВВТ	1,3 *Гкал/ч*

Подогреваемая вода проходит по трубкам ВВТ, а охлаждаемая — в межтрубном пространстве.

Для предварительного выбора конструкции ВВТ определяем нужное живое сечение по обоим теплоносителям, исходя из скорости их 1,5 *м/сек*:

$$f_{сыр} = \frac{48}{3\,600 \cdot 1{,}5} = 0{,}009 \text{ м}^2;$$

$$f_{подп} = \frac{40}{3\,600 \cdot 1{,}5} = 0{,}007 \text{ м}^2$$

и требуемую поверхность нагрева, принимая ориентировочно коэффициент теплопередачи $K = 1\,800$ *ккал/м² · ч · град*.

Средняя логарифмическая разность температур при заданных температурных перепадах и прямотоке будет равна:

$$\Delta t_{ср} = \frac{(104 - 5) - (70 - 32)}{2{,}3 \lg \frac{99}{38}} = 64^\circ \text{ С}.$$

Требуемая поверхность нагрева по формуле (6-1)

$$H = \frac{1{,}30 \cdot 10^6}{1\,800 \cdot 64} = 11{,}2 \ м^2.$$

К установке принимаем два водоводяных теплообменника ОГ-12 с поверхностями нагрева по 12 $м^2$, имеющие следующие расчетные характеристики:

Поверхность нагрева	12 $м^2$
Живое сечение одного хода в трубах	0,0071 $м^2$
То же межтрубного пространства	0,0139 $м^2$
Число последовательно включенных корпусов	2
Число ходов в трубах	4
Число ходов в межтрубном пространстве	4
Направление движения греющей и нагреваемой воды	Прямоточное
Диаметр труб	22×18 *мм*
Материал труб	Сталь

Расчет

Скорость сырой воды в трубах

$$w_{сыр} = \frac{48}{3\,600 \cdot 0{,}0071} = 1{,}88 \ м/сек.$$

Скорость подпиточной воды в межтрубном пространстве

$$w_{подп} = \frac{40}{3\,600 \cdot 0{,}0139} = 0{,}8 \ м/сек.$$

Средняя температура сырой воды

$$t^{ср}_{сыр} = (5 + 32) \cdot 0{,}5 = 18{,}5^\circ \text{ С}.$$

Средняя температура подпиточной воды

$$t^{ср}_{подп} = (104 + 70) \cdot 0{,}5 = 87^\circ \text{ С}.$$

Смачиваемый периметр одного хода межтрубного пространства теплообменника

$$U = \pi d_н n + D_{вн} + \frac{\pi D_{вн}}{2},$$

где $d_н$ — наружный диаметр труб (0,022 *м*);
n — число труб одного хода (28);
$D_{вн}$ — внутренний диаметр корпуса (0,255 *м*);

$$U = 3,14 \cdot 0,022 \cdot 28 + 0,255 + \frac{3,14 \cdot 0,255}{2} = 2,6 \text{ м}.$$

Гидравлический диаметр одного хода межтрубного пространства по формуле (6-8)

$$d_г = \frac{4 \cdot 0,0139}{2,6} = 0,021 \text{ м}.$$

Число Рейнольдса для потока подпиточной воды по формуле (6-7)

$$Re_{1\,одп} = \frac{0,8 \cdot 0,021 \cdot 10^6}{0,340} = 50\,000;$$

следовательно, поток будет турбулентным.

Величина кинематической вязкости воды ν определена при средней температуре ее 87° С.

Поток сырой воды при скорости 1,88 *м/сек* будет также турбулентным (не требует подсчета).

Коэффициенты теплопередачи подсчитываются по формуле (6-11). *Предварительно принимаем* входящее в формулу (6-11) отношение $(Pr_т/Pr_c)^{0,25}$ равным единице.

Коэффициент B_1 принят по табл. 6-2, $d_г$ — по табл. 6-3, а удельный вес воды — по табл. 6-1.

$$\alpha'_1 = 10,2 \cdot \frac{(0,8 \cdot 967)^{0,8}}{0,457} =$$

$$= 10,2 \cdot \frac{204}{0,457} = 4\,550 \text{ ккал/м}^2 \cdot ч \cdot град;$$

$$\alpha'_2 = 6,14 \cdot \frac{(1,88 \cdot 999)^{0,8}}{0,448} =$$

$$= 6,14 \cdot \frac{416,5}{0,448} = 5\,700 \text{ ккал/м}^2 \cdot ч \cdot град.$$

Учитывая наличие резервного теплообменника, расчетную величину загрязняющего слоя (накипи) на стороне сырой воды принимаем 0,25 *мм*. Общий коэффициент теплопередачи в теплообменнике K будет равен [по формуле (6-5)]:

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{4\,550} + \frac{0,002}{50} + \frac{1}{5\,700} + \frac{0,00025}{2}} = 1\,770 \text{ ккал/м}^2 \cdot ч \cdot град.$$

Подсчитываем действительное значение $Pr_т/Pr_c$ *и уточняем* полученные ранее значения коэффициентов теплоотдачи.

Таблица 6-8

Характеристики сетевых вертикальных подогревателей Саратовского завода (отраслевая нормаль котлотурбостроения № НО 876-64)

Характеристики	Тип сетевого подогревателя								
	ПСВ-45-7-15	ПСВ-63-7-15	ПСВ-90-7-15	ПСВ-125-7-15	ПСВ-200-7-15	ПСВ-315-3-23	ПСВ-315-14-23	ПСВ-500-3-23	ПСВ-500-14-23
Поверхность нагрева, $м^2$	45	63	90	125	200	315	315	500	500
Расчетный пропуск воды, $т/ч$	90	120	175	250	400	725	1 130	1 150	1 800
Допустимое избыточное давление и температура по пару, $ат/°С$	7/400	7/400	7/400	7/400	7/400	3/400	14/400	3/400	14/400
Допустимое избыточное давление и температура по воде, $ат/°С$	15/150	15/150	15/150	15/150	15/150	23/120	23/150	23/120	23/150
Диаметр труб, *мм*	19/17	19/17	19/17	19/17	19/17	19/17	19/17	19/17	19/17
Число ходов по воде	4/2	4/2	4/2	4/2	4/2	2	2	2	2
Число труб в одном ходу, *шт.*	57/114	80/160	114/228	160/320	255/510	603	606	965	965
Живое сечение для воды, $м^2$	0,013/0,026	0,018/0,036	0,026/0,052	0,036/0,072	0,057/0,114	0,136	0,136	0,216	0,216
Наружный диаметр корпуса, *мм*	720	816	1 020	1 020	1 232	1 544	1 544	1 644	1 644
Условный проход штуцеров по воде, *мм*	150	250	300	300	350	350	350	400	400
Условный проход парового штуцера, *мм*	200	200	350	350	450	600	450	800	500
Вес трубной системы, *т*	1,23	1,67	2,12	2,80	3,53	7,93	7,87	9,98	9,85
Длина конденсатной пленки, *м*	1,32	1,32	1,31	1,31	1,33	1,2	1,2	1,23	1,19

Примечания: 1. Все подогреватели имеют прямой пучок из латунных труб [Л. 68.]. 2. Первые пять типоразмеров выпускаются четыреходовыми, но допускают двухходовое исполнение (4/2). 3. Вес трубной системы указан вместе с водяной камерой, но без воды. 4. Длина конденсатной пленки — расстояние между двумя расположенными друг под другом перегородками.

Величина удельного теплового потока в теплообменнике по формуле (6-12)

$$q = 1\,770 \cdot 64 = 113\,000 \ ккал/м^2 \cdot ч,$$

где 64 — средняя логарифмическая разность температур, °С (была подсчитана раньше).

Температура стенки трубы со стороны греющего теплоносителя подпиточной воды по формуле (6-13)

$$t_c^{подп} = 87 - \frac{113\,000}{4\,550} = 62° \text{ С}.$$

То же со стороны нагреваемого теплоносителя (сырой воды) по формуле (6-14)

$$t_c^{сыр} = 18{,}5 + \frac{113\,000}{5\,700} = 38{,}3° \text{ С}.$$

Значение критерия Прандтля Pr_c при средних температурах теплоносителей и стенок труб принимаем по табл. 6-1:

$$Pr_т^{гр} = 2{,}05, \ Pr_c^{гр} = 2{,}9, \ Pr_т^{нагр} = 7{,}44, \ Pr_c^{нагр} = 4{,}55,$$

$$\left(\frac{Pr_т^{гр}}{Pr_c^{гр}}\right)^{0{,}25} = \left(\frac{2{,}05}{2{,}9}\right)^{0{,}25} = 0{,}915;$$

$$\left(\frac{Pr_т^{нагр}}{Pr_c^{нагр}}\right)^{0{,}25} = \left(\frac{7{,}44}{4{,}55}\right)^{0{,}25} = 1{,}13.$$

Действительные значения:

$$\alpha_1 = 4\,550 \cdot 0{,}915 = 4\,160, \ \alpha_2 = 5\,700 \cdot 1{,}13 = 6\,440 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град;$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{4\,160} + \frac{0{,}002}{50} + \frac{1}{6\,440} + \frac{0{,}00025}{2}} = 1\,785 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Требуемая поверхность нагрева теплообменника

$$H = \frac{1{,}30 \cdot 10^6}{1\,785 \cdot 64} = 11{,}4 \ м^2.$$

Таким образом, принятые к установке теплообменники удовлетворяют условиям их работы.

Глава седьмая

ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЭЦ И ПРОМЫШЛЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ

7-1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПАРОВЫЕ КОТЛЫ

В настоящее время паротурбинные электростанции промпредприятий, как правило, оборудуются энергетическими паровыми котлами на давление 100 и 140 *ат* (абс.) с перегревом пара 540 и 570° С. Котлы на средние параметры (40 *ат*, 440° С) применяются в единичных случаях при расширении небольших ТЭЦ.

На эти параметры пара отечественная промышленность выпускает серию энергетических паровых котлов по ГОСТ 3619-59. Все котлы этой серии изготовляют с естественной циркуляцией с развитой радиационной поверхностью нагрева и пароперегревателем, обеспечивающим поддержание температуры пара на заданном уровне с помощью регулятора перегрева.

Котлы высокого давления (100 *ат*) имеют камерные экранированные топки, предназначенные для факельного сжигания топлива, вводимого в топочную камеру либо через горелки турбулентного типа, либо через амбразуры шахтных топок. Твердое топливо подается в котел в виде угольной пыли, а жидкое топливо — в распыленном виде. За пароперегревателем расположена шахта, в которой размещены конвективные поверхности нагрева, использующие тепло отходящих газов парогенератора — водяные экономайзеры и воздухоподогреватели, являющиеся органически связанными элементами котельного агрегата. Котлы среднего давления выпускаются с факельными и слоевыми топками.

На рис. 7-1 представлена схема современного котельного агрегата — парогенератора. Такие котлы выпускаются на производительности 220, 160 и 120 *т/ч*. Конструкция котла, а также габаритные размеры его в значительной степени зависят от вида топлива, для сжигания которого он предназначен. Котельные агрегаты для сжигания угля, требующие больших топочных объемов и специальных устройств для шлакоудаления (шлаковые воронки и шлаковые камеры), по высоте значительно превосходят котлы, сжигающие жидкое топливо или газ.

На рис. 7-2 представлен разрез котла высокого дав-

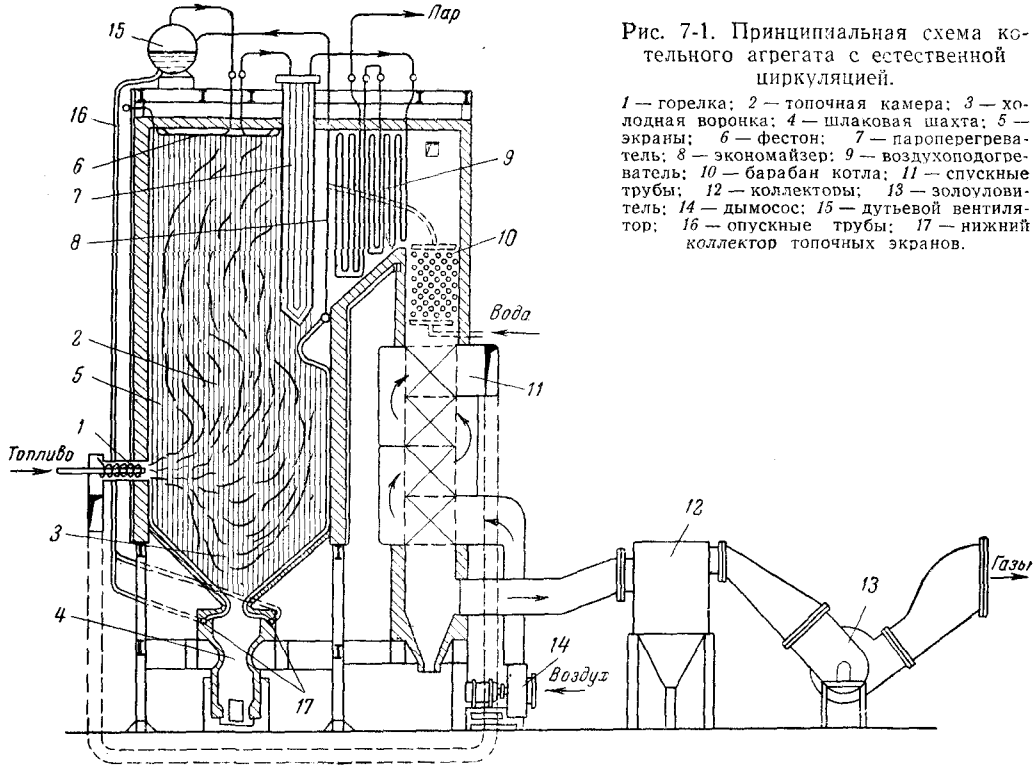


Рис. 7-1. Принципиальная схема котельного агрегата с естественной циркуляцией.

1 — горелка; *2* — топочная камера; *3* — холодная воронка; *4* — шлаковая шахта; *5* — экраны; *6* — фестон; *7* — пароперегреватель; *8* — экономайзер; *9* — воздухоподогреватель; *10* — барабан котла; *11* — спускные трубы; *12* — коллекторы; *13* — золоуловитель; *14* — дымосос; *15* — дутьевой вентилятор; *16* — опускные трубы; *17* — нижний коллектор топочных экранов.

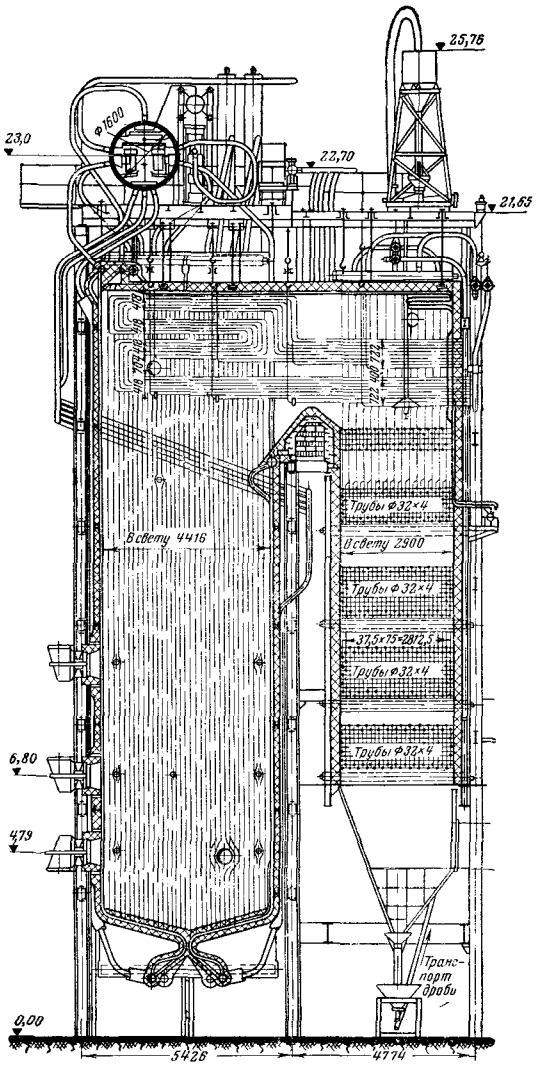


Рис. 7-2. Продольный разрез котла высокого давления 160 *т/ч* типа БКЗ-160-100ГМ с газомазутной топкой.

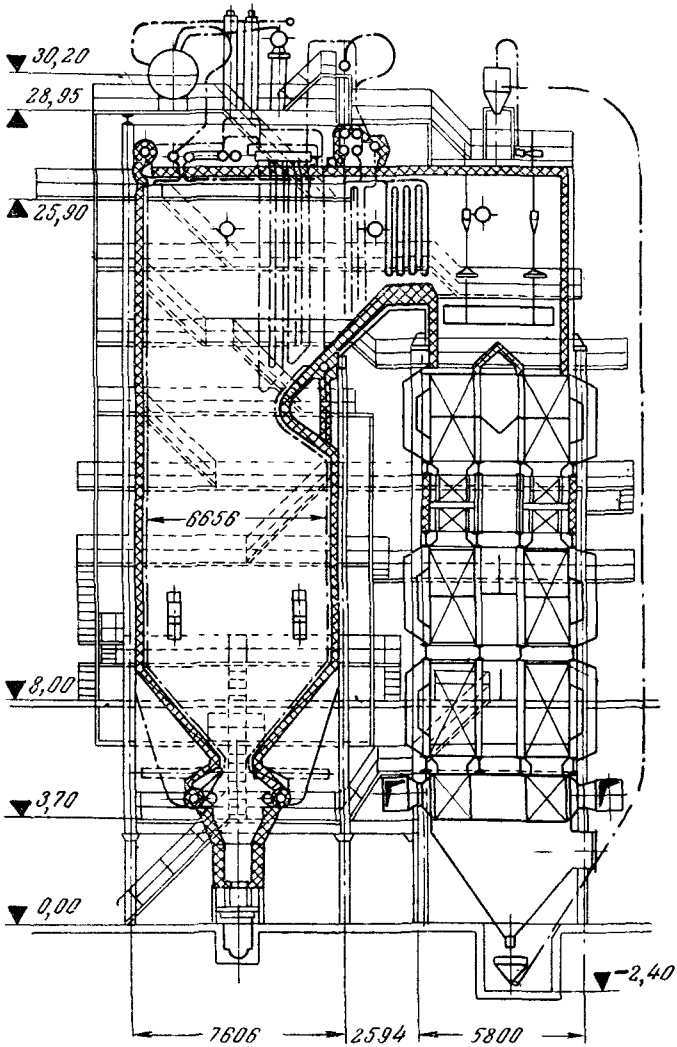


Рис. 7-3. Продольный разрез котла высокого давления 160 *т/ч* типа БКЗ-160-100ф с пылеугольной топкой.

ления паропроизводительностью 160 *т/ч* с топкой для сжигания газа или мазута. На рис. 7-3 представлен котел той же паропроизводительности с топкой для сжигания пылеугольного топлива. Показанные на рисунках размеры котлов позволяют произвести сравнение их габаритов.

Котельные агрегаты средних параметров на параметры 40 *ат* и 440° С выпускаются на паропроизводительности 35, 50 и 75 *т/ч*. Конструкция этих котлов принципиально не отличается от конструкции котлов высокого давления.

На рис. 7-4 представлен разрез котельного агрегата средних параметров паропроизводительностью 50 *т/ч* с топкой для сжигания пылеугольного топлива, а на рис. 7-5 — общий вид котла 75 *т/ч* с шахтномельничной топкой для сжигания бурого угля. Котлы средних параметров в большинстве имеют также камерные факельные топки; несколько типоразмеров их (табл. 7-1) выпускаются с топками для слоевого сжигания топлива. В качестве примера на рис. 7-6 показан общий вид *котла с топкой для слоевого сжигания.*

Более подробно о конструкции паровых котельных агрегатов см. [Л. 36].

7-2. ПИКОВЫЕ ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ

Водогрейные котлы на промышленных паротурбинных электростанциях, как правило, используются для покрытия пиковой части теплофикационной нагрузки. В отдельных случаях на станциях, не имеющих турбин с теплофикационными отборами пара или не располагающими достаточным количеством этого пара, водогрейные котлы покрывают частично или полностью основную часть тепловой нагрузки.

В настоящее время заводами СССР изготавливаются водогрейные котлы, характеристики которых приведены в табл. 7-2. Котлы ПТВМ выпускаются на 100 и 50 *Гкал/ч* башенной конструкции с факельными газомазутными топками. Котел ПТВП также башенный одноходовой конструкции с факельной пылевой топкой, оборудованной шахтными мельницами с проходными сепараторами. Котел рассчитан на сжигание в нем пыли промпродукта карагандинских углей ($Q_н^р$ =

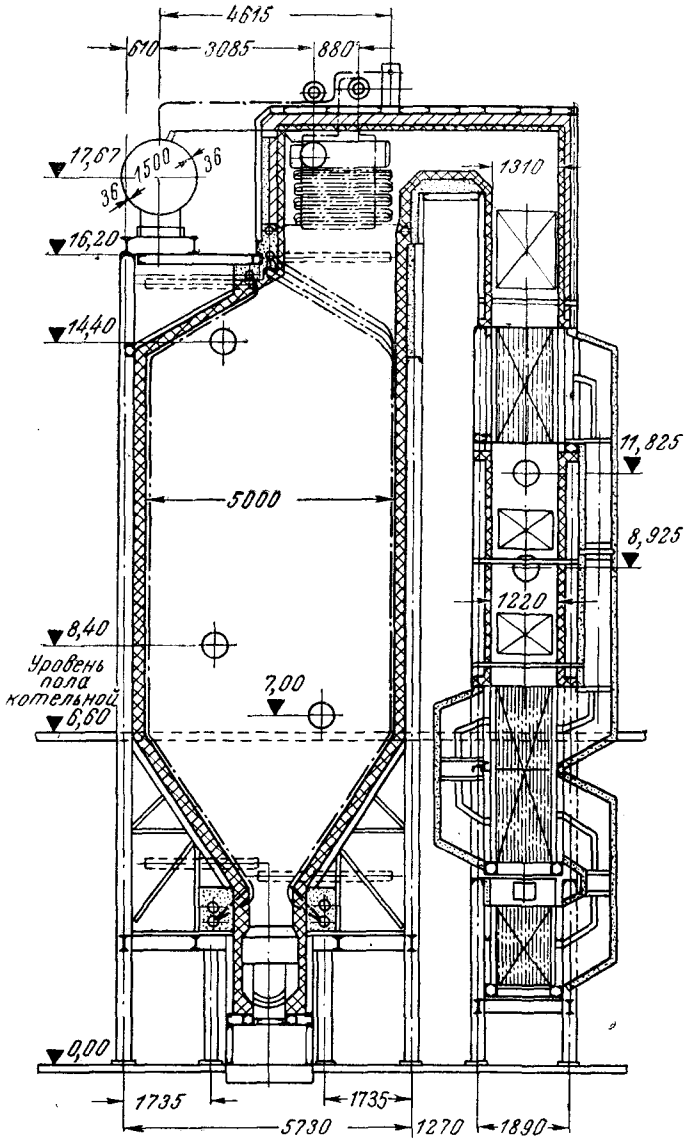


Рис. 7-4. Продольный разрез котла среднего давления 50 *т/ч* типа К-50-40 с пылеугольной топкой.

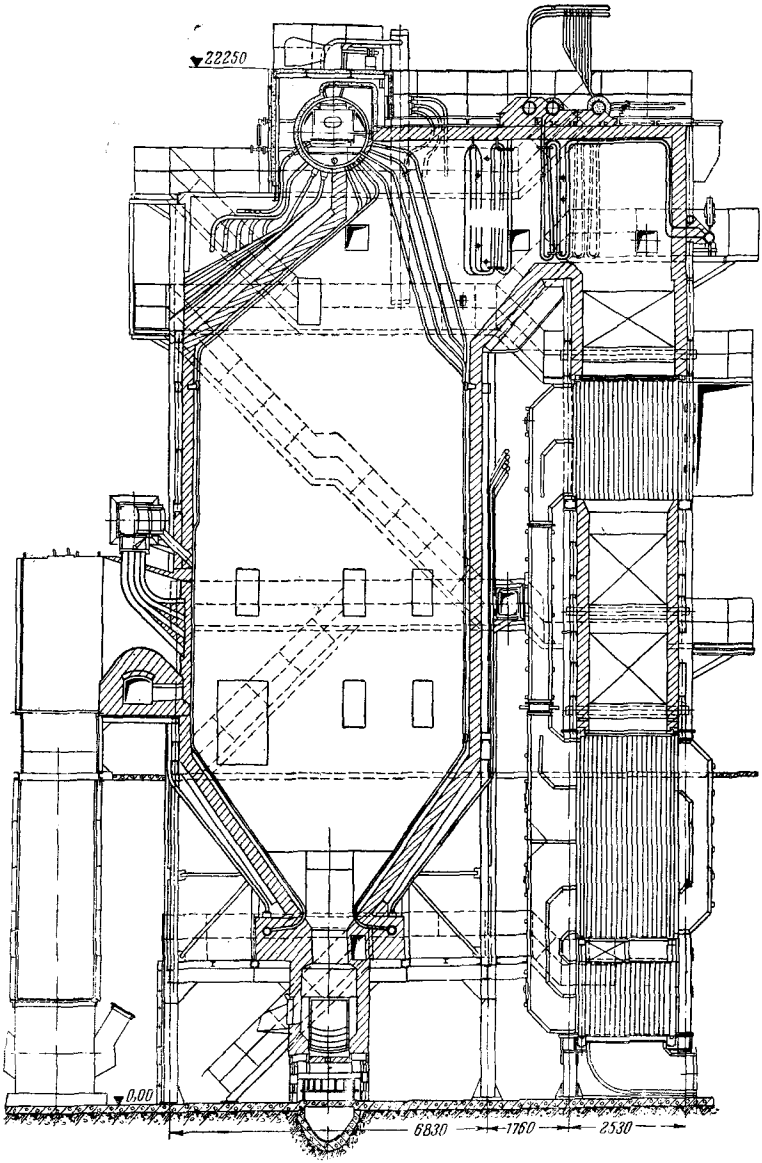


Рис. 7-5. Общий вид котла среднего давления 75 *т/ч* типа БКЗ-75-39ФБ с шахтномельничной топкой.

$=4\,500$ *ккал/кг*), а также других каменных углей с выходом летучих выше 25% и влажностью до 13%.

На рис. 7-7 представлен общий вид водогрейного котла башенной конструкции типа ПТВМ-50-1 для сжи-

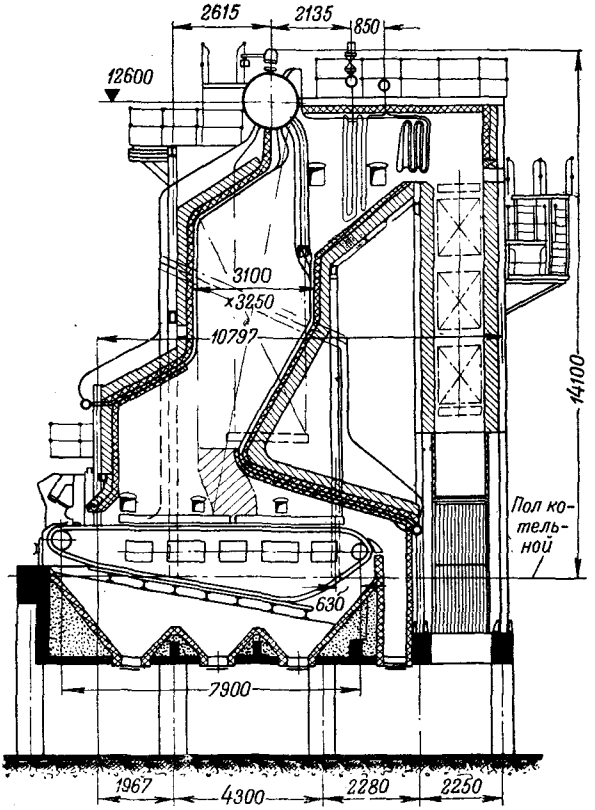


Рис. 7-6. Котел среднего давления со слоевой механической топкой для сжигания угля.

гания газа или мазута. При сжигании в этих котлах природного газа металлическая дымовая труба может устанавливаться на конструкции котла, как показано на рис. 7-7. В случае сжигания мазута, особенно высокосернистого, установка на котлах металлических дымовых труб не рекомендуется. Вследствие сернистой коррозии эти трубы не только сами быстро изнашиваются, но и способствуют коррозии поверхностей нагре-

445—1э

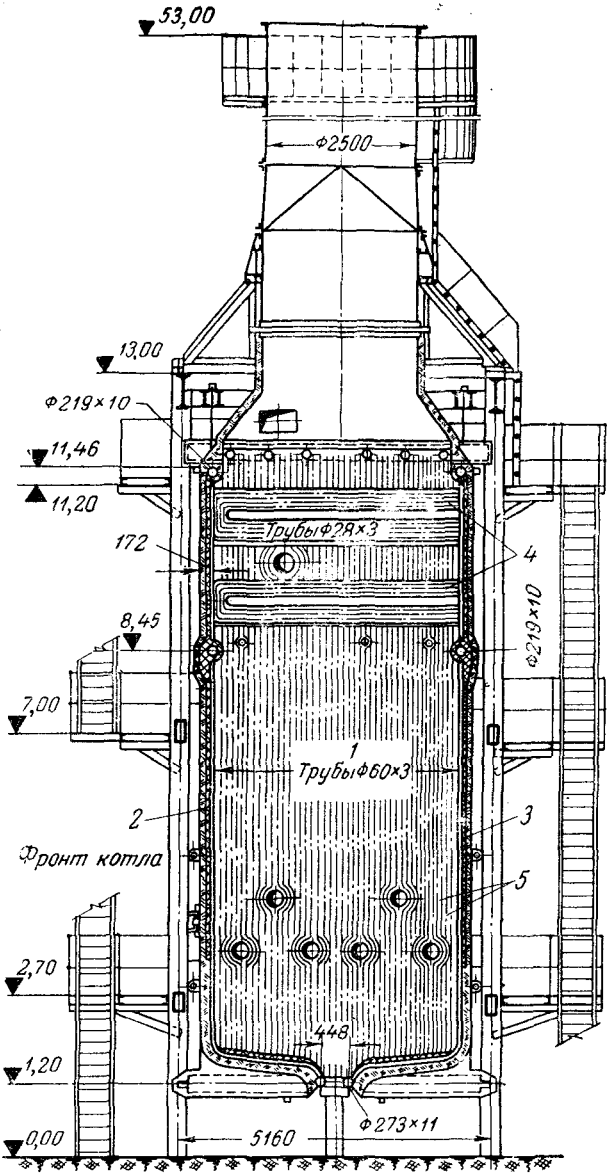


Рис. 7-7. Башенный газомазутный водогрейный котел типа ПТВМ-50-1.

1 — боковые экраны; *2* — фронтовой экран; *3* — задний экран; *4* — конвективные поверхности; *5* — горелки; *6* — металлическая дымовая труба.

Таблица 7-1

Энергетические паровые котлы для промышленных электростанций, изготавливаемые отечественными заводами по ГОСТ 3619-59 (тип Е)

Завод-изготовитель и тип котла	Паропроизводительность, *т/ч*	Вид топлива расчетный	Тип топки
Котлы с рабочими параметрами p=100 *ат*, $t_{п.п}$=540° С			
ЗиО, ПК-14	220	Природный газ	Факельная
		Мазут	„
		Доменный газ	„
		Ирша-бородинский или челябинский бурый уголь	Факельная с турбулентными горелками или шахтномельничными топками
		Богословский уголь	То же
То же, ПК-10-2	220	Природный газ	Факельная
		Мазут	„
		Каменный уголь	Факельная с турбулентными горелками
„ „ ПК-10ПР	220	Печорский уголь (интинский)	То же
„ „ ПК-10П-2	220	Донецкий тощий уголь	„ „
ТКЗ ТП-10*	220	Каменные угли	„ „
То же ТП-13А	220	То же	Факельная с муфельными горелками
„ „ ТП-13Б	220	Коксовый и доменный газы	Факельная
„ „ ТП-13Б	220	Каменный уголь	То же с турбулентными горелками
		АШ	То же
„ „ ТП-14А	220	Мазут	Факельная
		Бурые угли	Факельная шахтномельничная
„ „ ТП-16*	220	Доменный и коксовый газы	Факельная
		Каменный уголь	Факельная с турбулентными горелками
„ „ ТП-45А*	220	Экибастузский каменный уголь	То же
„ „ ТП-47	220	АШ	„ „
„ „ ТГМ-151А; Б	220	Природный газ и мазут	Факельная
ТГМ-151В (для сейсмических условий и с вынесенным воздухоподогревателем)	220	То же	То же

Продолжение табл. 7-1

Завод-изготовитель и тип котла	Паропроизводительность, *т/ч*	Вид топлива расчетный	Тип топки
ТКЗ, ТП-152А	220	Индийские лигниты	Факельная шахтно-мельничная
„ „ ТП-155	220	Индийские каменные угли	Факельная с турбулентными горелками
БКЗ, 220-100Ф	220	Каменные угли	То же
		Бурые угли	Факельная шахтно-мельничная
		Фрезерный торф	То же
То же, 160-100Ф	160	Каменные, бурые, тощие угли и АШ	Факельная с турбулентными горелками или шахтномельничная
То же, 160-100ГМ	160	Газ, мазут	Факельная
„ „ 120-100ГМ	120	То же	То же

Примечание. На параметры 140 *ат* и 570 °С для промышленных ТЭЦ Таганрогским и Барнаульским котлозаводами выпускаются котлы производительностью 420, 320 и 210 *т/ч* с факельными топками для сжигания газа, мазута и угля.

Котлы, отмеченные * сняты с производства в 1968 г.

Котлы с рабочими параметрами $p=40$ *ат*, $t_{п.п}=440°$ С

Бел КЗ, БКЗ75-ФБ	75	Каменные, бурые, тощие угли и АШ, лигниты	Факельная с турбулентными горелками или шахтномельничные
То же, БКЗ-75-ФБ Ж. Ш.	75	АШ и тощий уголь	Камерная, факельная с жидким шлаком
„ „ КМ-75	75	Газ, мазут	Факельная
		Древесная кора	Слоевая
		Бурые угли	Факельно-слоевая
„ „ БП-50-Б	50	АШ, тощие угли	Факельная с турбулентными горелками
„ „ ГМ-50-1	50	Газ, мазут	Факельная
„ „ Т-50-40	50	Фрезерный торф	Факельная шахтно-мельничная
„ „ К-50-40	50	Каменный уголь	Факельная с турбулентными горелками
„ „ Б-50-40	50	Бурый уголь	Факельная шахтно-мельничная
Бел КЗ, БГ-35	35	Газ	Факельная
То же, БМ-35	35	Мазут	То же
„ „ К-35-40 (блочный)	35	Каменный уголь	Факельная с турбулентными горелками
„ „ Б-35-40 (для сейсмичности 7 баллов)	35	Бурый уголь	То же

Продолжение табл. 7-1

Завод-изготовитель и тип котла	Паропроизводительность, *т/ч*	Вид топлива расчетный	Тип топки
Бел КЗ, С-35-40	35	Сланец	Факельная шахтно-мельничная
„ „ ТС-35у	35	АРШ, АСШ, АС	Слоевая с ЦЦР 8 000×4 550
„ „ ТС-35у	35	Каменные и бурые угли	Факельно-слоевая с ЦЦР 6 500×4 550
„ „ ТП-35у	35	Богумбаевские каменные угли	Факельная со среднеходными мельницами
„ „ ТП-35у	35	Каменные, бурые угли, фрезерный торф	Факельная шахтно-мельничная

Примечание. Изготовление котлов производительностью 220 *т/ч* конструкции ЗиО в период с 1957 по 1959 г. будет передано Барнаульскому заводу.

ва котла вследствие конденсации SO_3 и водяных паров на относительно холодной поверхности трубы. Стекая по трубе, серная кислота попадает на трубы конвективного пучка котла и разъедает их.

В случае сжигания в водогрейных котлах башенной конструкции мазута тяга должна осуществляться с помощью одной железобетонной дымовой трубы, устанавливаемой на группу котлов. При работе водогрейных котлов на общую трубу с паровыми котлами требуется установка дымососов (по одному на котел).

Необходимый для горения воздух подается в котел через горелки индивидуальными вентиляторами, число которых равно числу горелок (рис. 7-7). Водогрейные котлы снабжаются автоматикой электронного типа, которая поддерживает заданное значение температуры воды на выходе и нужное соотношение топливо — воздух. Регулирование нагрузки котлов производится отключением или включением горелок, а более точная подрегулировка — подачей топлива на две постоянно работающие горелки. Подробнее о конструкции водогрейных котлов см. [Л. 9].

Температура сетевой воды на входе в котел не должна быть ниже 60° С при сжигании газа и 100—110° С при сжигании высокосернистого мазута по условию предотвращения коррозии поверхностей нагрева. Количест-

во воды не должно быть меньше заданного в табл. 7-2. Указанный режим поддерживается с помощью рециркуляционных насосов [Л. 15].

На рис. 7-8,*а* и *б* представлены схемы циркуляции воды в котле: четырехходовая — для работы по основному режиму и двухходовая — для работы по пиковому режиму.

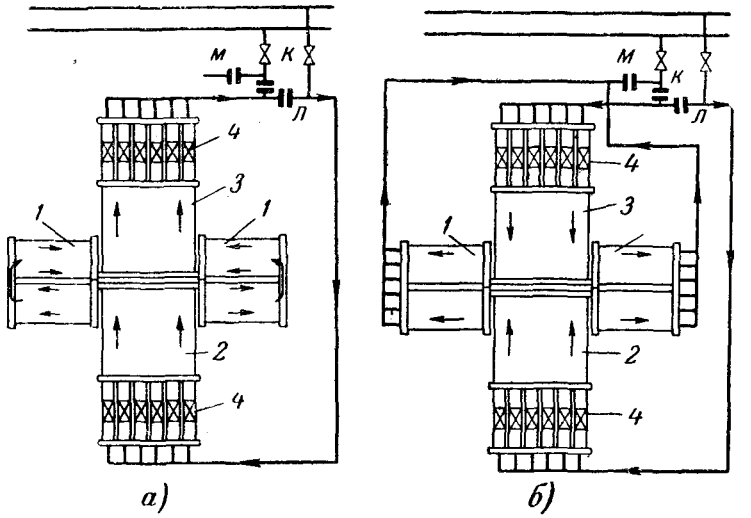


Рис. 7-8. Схема циркуляции котла ПТВМ-50-1.
а — при основном режиме; *б* — при пиковом режиме (обозначения те же, что и на рис. 7-7).

В основном режиме сетевая вода из теплосети подводится к фронтовому коллектору конвективной части *4* и отводится в теплосеть из заднего коллектора конвективной части котла, совершая четыре последовательных хода. Нижний коллектор боковых экранов *1* разделен внутренней перегородкой.

В пиковом режиме сетевая вода подается двумя параллельными потоками в оба коллектора конвективной части котла, а отводится из двух коллекторов боковых экранов. Переход с одной схемы на другую осуществляется путем установки заглушек, показанных на схемах.

Для периодической очистки котлов от наружных отложений на конвективных поверхностях нагрева в выпускаемых башенных газомазутных котлах применяется

Тип котла*	Топливо	Завод-изготовитель	Номинальная теплопроизводительность, *Гкал/ч*
ПТВМР-100	Газ, мазут	Бийский котельный	100
ПТВМ-50-1	То же	Дорогобужский котельный	50
ПТВМ-30	Мазут	То же	30
ТВГМ-30	Газ, мазут	„ „	30
ПТВП-100	Каменный уголь	Бийский котельный	100

* Согласно рекомендациям ВТИ [Л. 54] башенные котлы при работе на высо схеме и температура воды на входе должна быть не ниже 110° С.

** В числителе указан расчетный расход [воды при работе котла в пиковом работе котла в основном режиме (четырехходовая схема), подогрев воды от 70

обмывка их горячей сетевой водой, отбираемой перед котлом. Обмывка котлов должна производиться 1—2 раза в неделю. Продолжительность обмывки 15—20 *мин* с расходом воды 30 $м^3/ч$. Конструкция этих котлов предусматривает специальные устройства для обмывки их поверхностей нагрева. Промывочные воды имеют кислую реакцию, поэтому перед сбросом в канализацию обязательна нейтрализация их известью.

В топки водогрейных котлов, не имеющих устройств для обмывки поверхностей нагрева водой, при работе их на сернистом мазуте (основное топливо) должна производиться присадка магнезита, который уменьшает липучесть отложений на трубах котла и облегчает удаление их дробью, из расчета 0,4 *кг* магнезита на 1 *т* сжигаемого мазута. Схема подачи магнезита в водогрейные котлы представлена на рис. 7-9.

Котлы ПТВМ-30 и ТВГМ-30, представленные на рис. 7-10, имеют П-образную компоновку. Первый из них рассчитан на сжигание только мазута. Второй может работать как на мазуте, так и на газе. Конструктивно они состоят из двух смежных вертикальных шахт (передней и задней), разделенных кирпичной перегородкой. Передняя экранированная шахта является топочной камерой котла, а в задней шахте размещаются конвективные поверхности нагрева и под ними бункер дробеочистки с выходным газовым патрубком котла.

Таблица 7-2

ные котлы

Рабочее давление воды, *ат*	Расчетный расход воды, *м³/ч***	Температура воды, °С		Минимально допускаемый пропуск воды, *м³/ч*	
		Вход	Выход	Пиковый режим	Основной режим
20	2 140/1 235	104/70	150	1 500	750
20	1 200/620	105/70	150	1 000	500
20	370	70	150	—	300
20	370	70	150	—	300
25	2 140/1 235	104/70	150	1 500	750

косернистом мазуте в основном режиме должны включаться по двухходовой режиме (двухходовая схема), подогрев воды от 104 до 150° С, в знаменателе — при до 150° С.

Задний экран топки в верхней части образует фестон, через который продукты сгорания выходят в конвективную шахту котла. Котлы работают с искусственной тя-

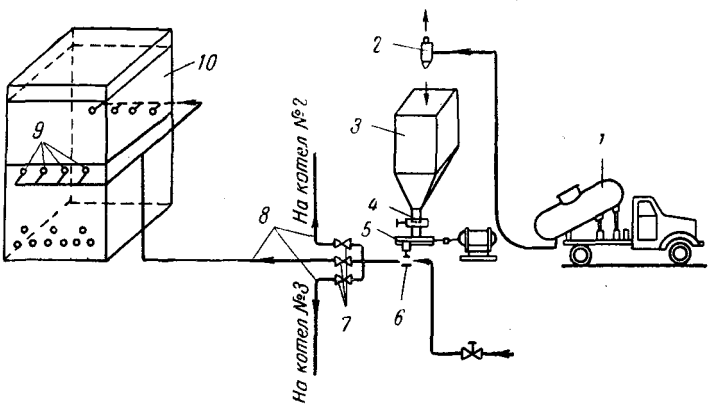


Рис. 7-9. Схема подачи магнезита в топку котла.

1 — автоцементовоз; *2* — циклон; *3* — расходный бункер; *4* — шибер; *5* — питатель; *6* — воздухопровод от вентилятора или компрессора; *7* — краны муфтовые; *8* — трубопроводы для подачи магнезита в котлы; *9* — лючок в верхней части топки котла; *10* — топка котла.

гой. На каждый котел устанавливается по одному дымососу двустороннего всасывания № 13,5. Для подачи воздуха к горелкам на каждый котел устанавливается

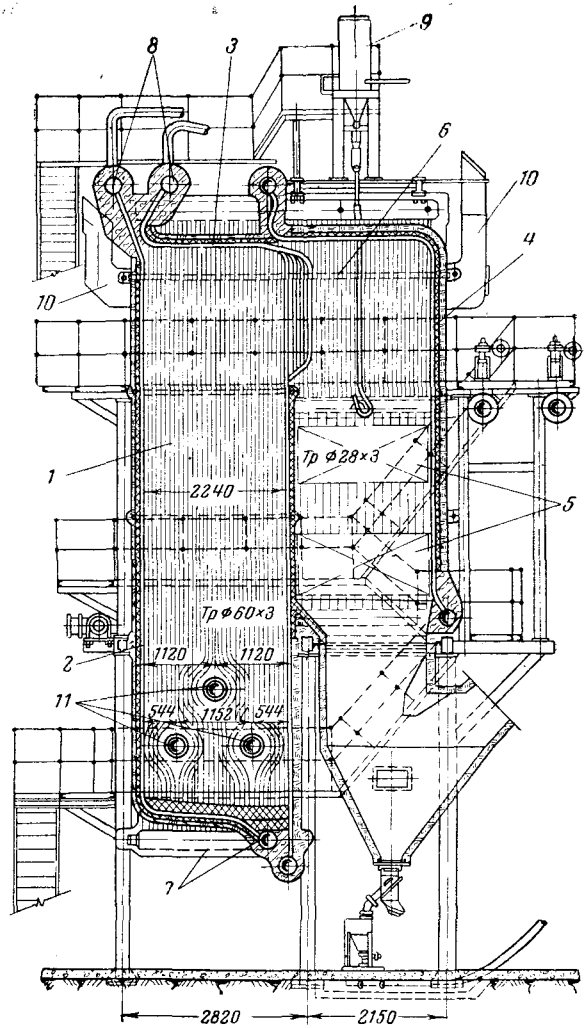


Рис. 7-10. П-образный модернизированный водогрейный котел конструкции ПКК треста Центроэнергомонтаж теплопроизводительностью 30 *Гкал/ч*.

1 — боковые экраны; *2* — фронтовой экран; *3* — задний экран; *4* — задний экран конвективной шахты; *5* — конвективные пакеты; *6* — боковой экран конвективной шахты; *7* — нижние коллекторы; *8* — верхние коллекторы фронтового и заднего экранов; *9* — дробеочистка; *10* — отводы от взрывных клапанов; *11* — горелки.

по два дутьевых вентилятора № 12. Очистка котла от отложений продуктов сгорания производится не обмывкой, а дробью, для чего котел снабжен дробеочисткой. Котлы этой конструкции имеют конвективный участок с шагом труб, бóльшим, чем в башенных котлах, что и обусловливает возможность применения для них дро-

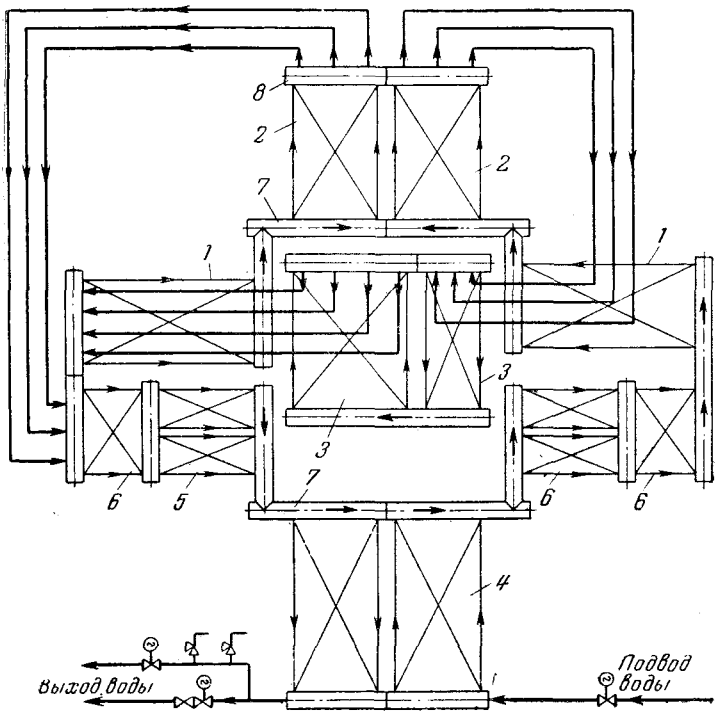


Рис. 7-11. Схема циркуляции модернизированного водогрейного котла 30 *Гкал/ч* (обозначения те же, что и на рис. 7-10).

беочистки. Ввод в котел магнезита обязателен (см. выше). Количество воды, проходящей через котел, не должно быть меньше указанного в табл. 7-2. Котел имеет прямоточную схему движения воды, представленную на рис. 7-11. При отопительном режиме поток воды имеет в котле десять ходов: пять при движении вверх и пять при движении вниз.

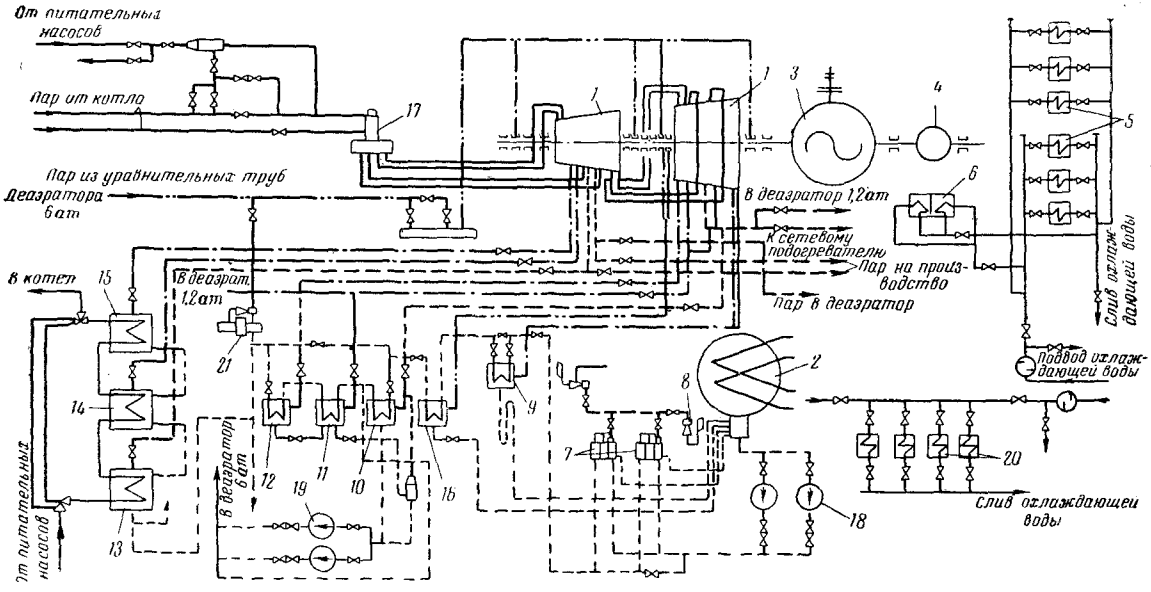


Рис. 7-12. Тепловая схема турбины типа ПТ-50-90/13.

1 — турбина паровая; *2* — конденсатор; *3* — генератор; *4* — возбудитель; *5* — газоохладитель; *6* — охладитель возбудителя; *7* — эжектор основной; *8* — эжектор пусковой; *9, 10, 11* и *12* — подогреватели низкого давления; *13, 14* и *15* — подогреватели высокого давления; *16* — подогреватель сальниковый; *17* — стопорный клапан; *18* — конденсатный насос; *19* — сливной насос; *20* — маслоохладитель; *21* — сальниковый охладитель с эжектором.

7-3. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

На современных промышленных паровых электростанциях используются турбогенераторы мощностью до 100 000 *квт* с параметрами до 130 *ат*, 565° С соответственно устанавливаемым котлам (см. § 7-1). Турбины изготавливаются отечественной промышленностью по ГОСТ 3618-58. На параметры 130 *ат* и 565° С для ТЭЦ выпускаются турбины мощностью 100 *Мвт* типа Т-100-130 с теплофикационным отбором пара 0,5—2,5 *ат* и типа Р-100-130 с противодавлением 15 *ат*; мощностью 50 *Мвт* типа Р-50-130 с противодавлением 13 *ат*, типов ПТ-60-130/13(7) и Т-50-130.

Турбины на параметры 90 *ат*, 535° С и 35 *ат*, 435°С мощностью до 60 *Мвт* выпускаются в трех модификациях:

ПТ — конденсационные с промышленным и теплофикационным отбором; ПР — с противодавлением и промышленным отбором; Р — с противодавлением. Характеристика их дана в табл. 7-3.

На рис. 7-12, 7-13 и 7-14 представлены тепловые схемы турбоустановок, характерные для перечисленных типов.

Следует обратить внимание на то, что турбины типа «р» (рис. 7-13) выпускаются без регенеративных подогревателей питательной воды. При установке этих турбин необходимо предусматривать установку подогревателей высокого давления отдельно (см. гл. 3).

Расход свежего пара турбинами зависит от развиваемой ими электрической мощности и загрузки регулируемых отборов пара. Для определения этих расходов при заданных режимах служат так называемые диаграммы режимов, составляемые заводами-изготовителями турбин [Л. 17].

На рис. 5-2, 5-4 и 7-15÷7-20 приведены такие диаграммы для турбин промышленных электростанций на параметры 90/535 и 35/435.

Отечественной промышленностью выпускаются также турбогенераторы, аналогичные рассмотренным, мощностью 6 *Мвт* на параметры пара 35 *ат*, 435° С. Однако установка таких машин, как отмечалось выше в гл. 3, как правило, экономически не оправдывается. Характеристики турбин 6 *Мвт* неоднократно помещались в теплотехнических справочниках и технической литературе и повторение их не представляет интереса.

Таблица 7-3

Характеристики паровых турбин для промышленных ТЭЦ, выпускаемых по ГОСТ 3618-58 (по данным заводов-изготовителей на 1966—1968 гг.)

Завод-изготовитель и тип турбины	Характеристика турбины при номинальной мощности и номинальных отборах пара									Теплосодержание пара (или температура) в регулируемых отборах и за турбиной при номинальном режиме		
	Номинальная мощность, *квт*	Пределы регулирования давления			Номинальная величина отбора		Максимальные отборы „П" и „Т„ (или выхлоп турбины „Р")		Расход пара при минимальном режиме, *т/ч* (с регенерацией)	„П"	„Т"	„К"
		промотбор „П", *ат*	теплофикационный отбор „Т", *ат*	противодавление, *ат*	отбор „П", *т/ч*	отбор „Т" или выхлоп, *т/ч*	„П", *т/ч*	„Т", *т/ч*				
Начальные параметры $p_1 = 90$ *ат*; $t_1 = 535°$ С; $n = 3\,000$ *об/мин*												
ЛМЗ, ПТ-60-90/13 (ВПТ-50-2)	60 000	13 / 10—16	1,2 / 0,7—2,5	—	165	115	250**	160**	392	725 *ккал/кг*	630 *ккал/кг*	580 *ккал/кг*
КТЗ, ПТ-25-90/10М (ВПТ-25-4)	30 000	10 / 8—13	1,2 / 0,7—2,5	—	70	50	130**	92**	160	715 *ккал/кг*	631 *ккал/кг*	559 *ккал/кг*
ТМЗ, ПР-25-90/10/0,9	25 000	10 / 8—13	—	0,9 / 0,5—2,5	65	63	100**	95**	161	—	—	—
КТЗ, ПТ-12-90/10М (ВПТ-12)	12 000	10 / 8—13	1,2 / 0,7—2,5	Нет	35	25	47,4**	45**	82,1	719 *ккал/кг*	642 *ккал/кг*	579 *ккал/кг*

Завод-изготовитель и тип турбины	Характеристика турбины при номинальной мощности и номинальных отборах пара									Теплосодержание пара (или температура) в регулируемых отборах и за турбиной при номинальном режиме		
	Номинальная мощность, *квт*	Пределы регулирования давления			Номинальная величина отбора		Максимальные отборы „П" и „Т" (или выхлоп турбины „Р")		Расход пара при минимальном режиме, *т/ч* (с регенерацией)			
		промотбор „П", *ат*	теплофикационный отбор „Т", *ат*	противодавление, *ат*	отбор „П", *т/ч*	отбор или выхлоп, *т/ч*	„П", *т/ч*	„Т", *т/ч*		„П"	„Т"	„К"
КТЗ, Р-12-90/31М*	12 000	—	—	29—33	—	—	—	—	189	—	—	401° С
КТЗ, Р-12-90/18*	12 000	—	—	15—21	—	—	—	—	131	—	—	340° С
КТЗ, Р-12-90/13*	12 000	—	—	10—16	—	—	—	—	113	—	—	305° С
КТЗ, Р-12-90/7*	12 000	Нет	Нет	5—9	Нет	Нет	—	—	90	—	—	245° С
КТЗ, ПР-12-90/15/7	12 000	12—18	Нет	5—9	75	Нет	100***	80**	117	739 *ккал/кг*	—	—
Начальные параметры $p_1 = 35$ *ат*; $t_1 = 535°$ С; $n = 3\,000$ *об/мин*												
КТЗ, ПТ-12-35/10 М (ЛМЗ ПТ-12)	12 000	10 / 8—13	1,2 / 0,7—2,5	—	50	40	80**	67**	108,8	—	—	—
КТЗ, ПТ-12-35/10Т****	12 000	13 / 11—15	1,2 / 0,7—2,5	—	50	40	—	—	112,0	—	—	—
КТЗ, Р-12-35-5*	12 000	—	—	4—7	—	—	—	—	115	—	—	224° С

* Турбина регенеративных отборов не имеет.
** Второй отбор закрыт.
*** Выхлоп турбины 18 *т/ч*.
**** В тропическом исполнении.

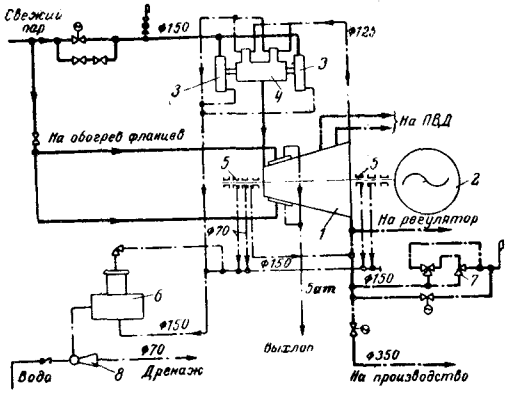


Рис. 7-13. Тепловая схема турбины типа Р-12-90/7.

1 — турбина паровая; *2* — генератор; *3* — стопорный клапан; *4* — клапаны регулирующие; *5* — лабиринтовые уплотнения; *6* — регулятор уплотнений; *7* — предохранительный клапан; *8* — подогреватель струйный (эжектор).

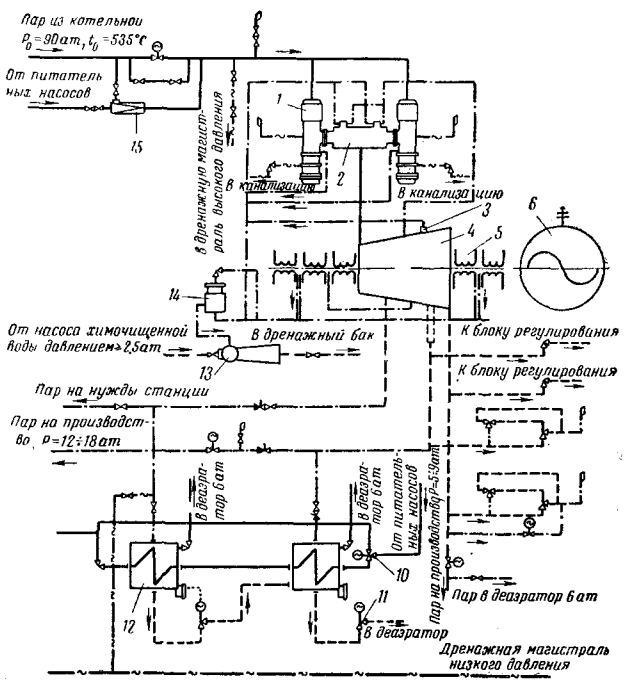


Рис. 7-14. Тепловая схема турбины типа ПР-12-90/15/7.

1 — клапан стопорный; *2* — клапаны регулирующие; *3* — диафрагма поворотная; *4* — турбина; *5* — концевые уплотнения турбины; *6* — генератор; *7* — воздухоохладитель; *8* — фильтр водяной; *9* — маслоохладитель; *10, 11* — клапаны регулирующие с электроприводом; *12* — подогреватель высокого давления; *13* — подогреватель струйный; *14* — регулятор уплотнений; *15* — устройство для промывки турбины.

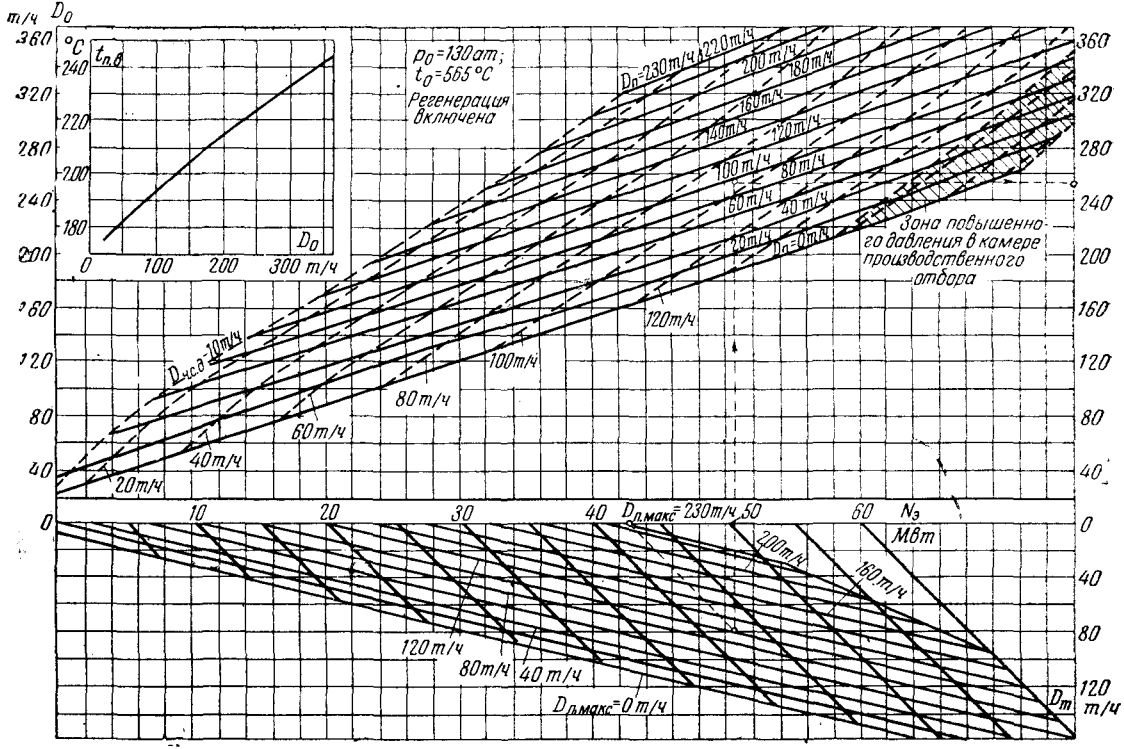


Рис. 7-15. Диаграмма режимов турбины ПТ-50-90/13.

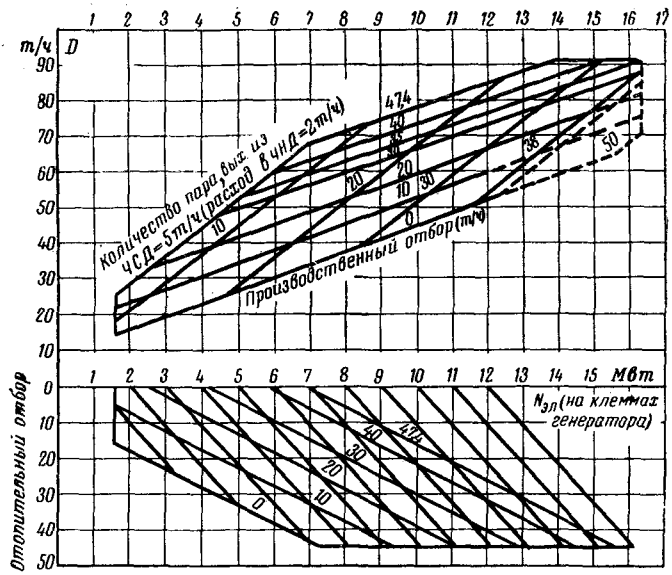


Рис. 7-16. Диаграмма режимов турбины ПТ-12-90/10.

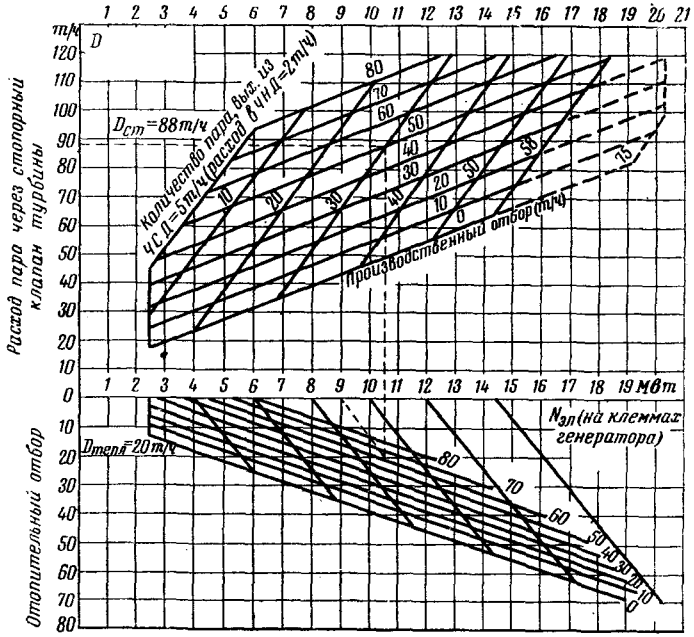


Рис. 7-17. Диаграмма режимов турбины ПТ-12-35/10.

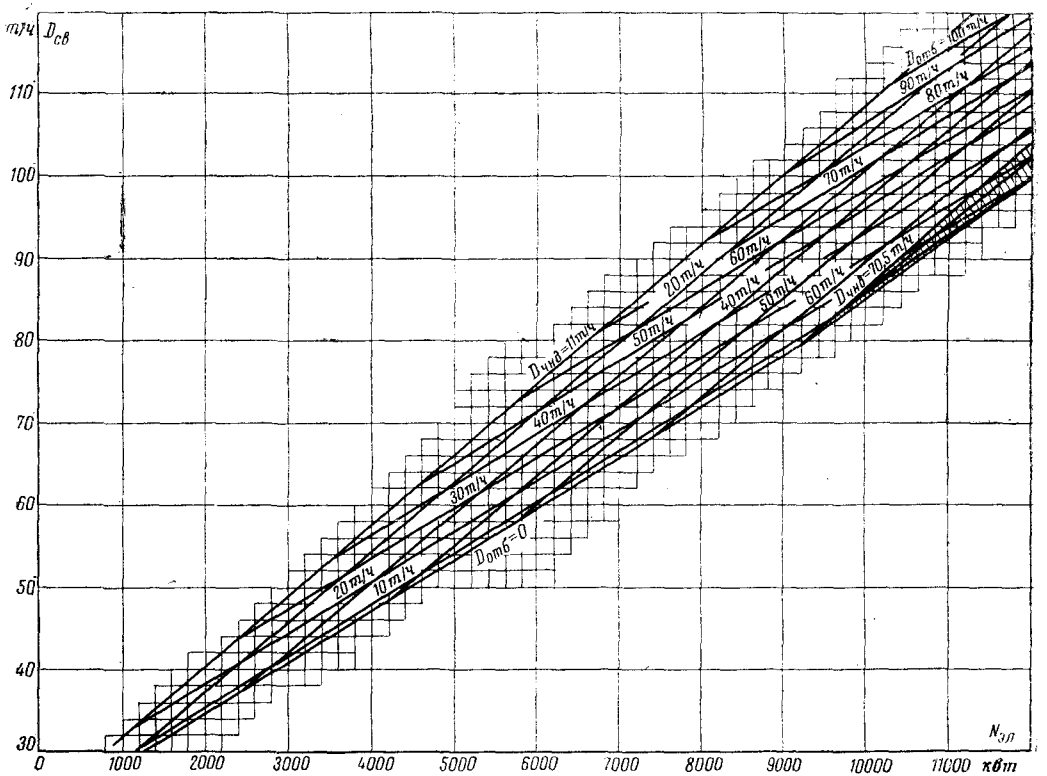


Рис. 7-18. Диаграмма режимов турбины ПР-12-90/15/7.

7-4. ПАРОВЫЕ КОТЛЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ

Промышленные котельные, снабжающие промпредприятия паром низкого давления (до 14 *ат* абс.), оборудуются паровыми котлами, изготавливаемыми отечественной промышленностью, производительностью до 50 *т/ч*. Котлы 50 *т/ч* выпускаются Белгородским котельным заводом с топочным устройством радиационного типа для факельного сжигания топлива с пароперегревателем и без него. Рабочее давление 14 *ат*.

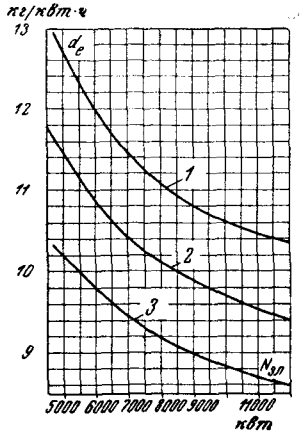


Рис. 7-19. Диаграмма режимов турбины Р-12-90/13.
p_0=90 *ат*; T_0=535° С; *1* — p_2=16 *ат*; *2* — p_2=13 *ат*; *3* — p_2=10 *ат*

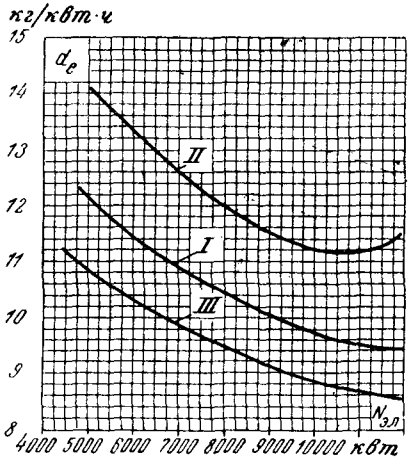


Рис. 7-20. Диаграмма режимов турбины Р-12-35/5.
I — p_0=35 *ат*; T_0=435° С; p_2=5 *ат*; *II* — p_0=35 *ат*; T_0=435° С; p_2=7 *ат*; *III* — p_0=35 *ат*; T_0=435° С; p_2=4 *ат*.

Котлы выпускаются в восьми модификациях:

1) с топкой для сжигания каменного и бурого углей и торфа без пароперегревателя;

2) то же с пароперегревателем до 250° С;

3) с газомазутной топкой и перегревателем на 250° С;

4) с мазутной топкой и перегревателем на 250° С.

Котел ГМ-50-14 с газомазутной топкой представлен на рис. 7-21, котел К-50-14 с пылеугольной топкой — на рис. 7-22.

Бийский котельный завод выпускает котлы паропроизводительностью 6,5; 10 и 20 *т/ч* типа ДКВР на давления 14 и 24 *ат* с перегревом пара соответственно до 250 и 370 °С или без пароперегревателей (более мелкие

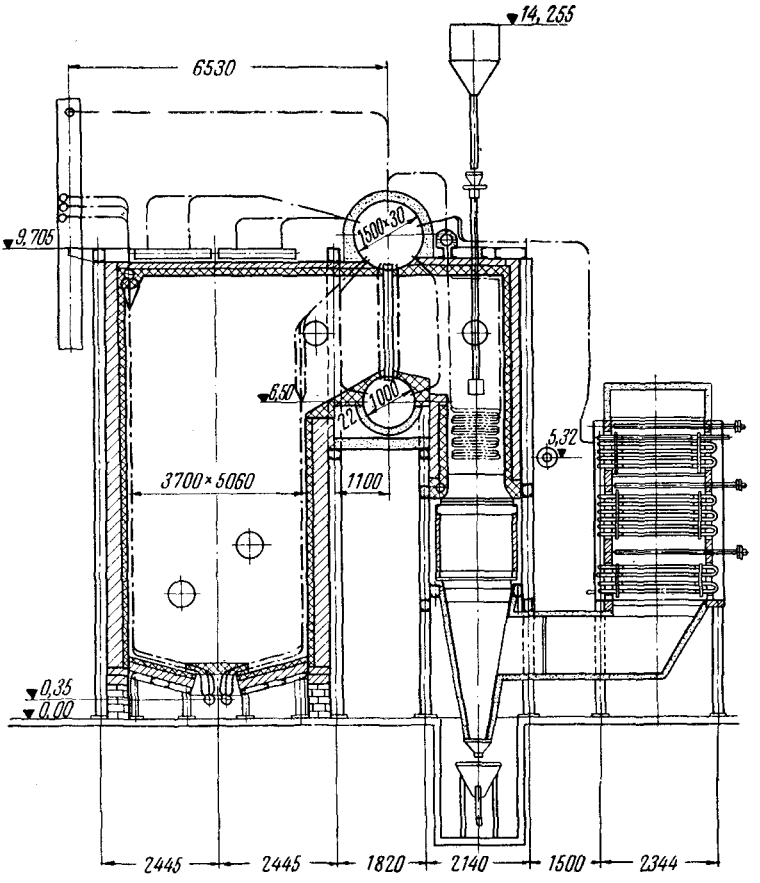


Рис. 7-21. Котел низкого давления 50 *т/ч* типа ГМ-50-14 с газомазутной топкой.

котлы ДКВР для установок централизованного теплоснабжения не применяются).

Котлы ДКВР-6,5-13 (23) и ДКВР-10-13 (23) могут быть оборудованы топкой с пневмомеханическим забрасывателем и неподвижной колосниковой решеткой с поворотными колосниками типа ПМЗ-РПК для сжигания каменного и бурого углей в слое, а также газомазутной топкой и специальными топками для сжигания щепы и древесной коры (система Померанцева) и фрезерного торфа (система Шершнева).

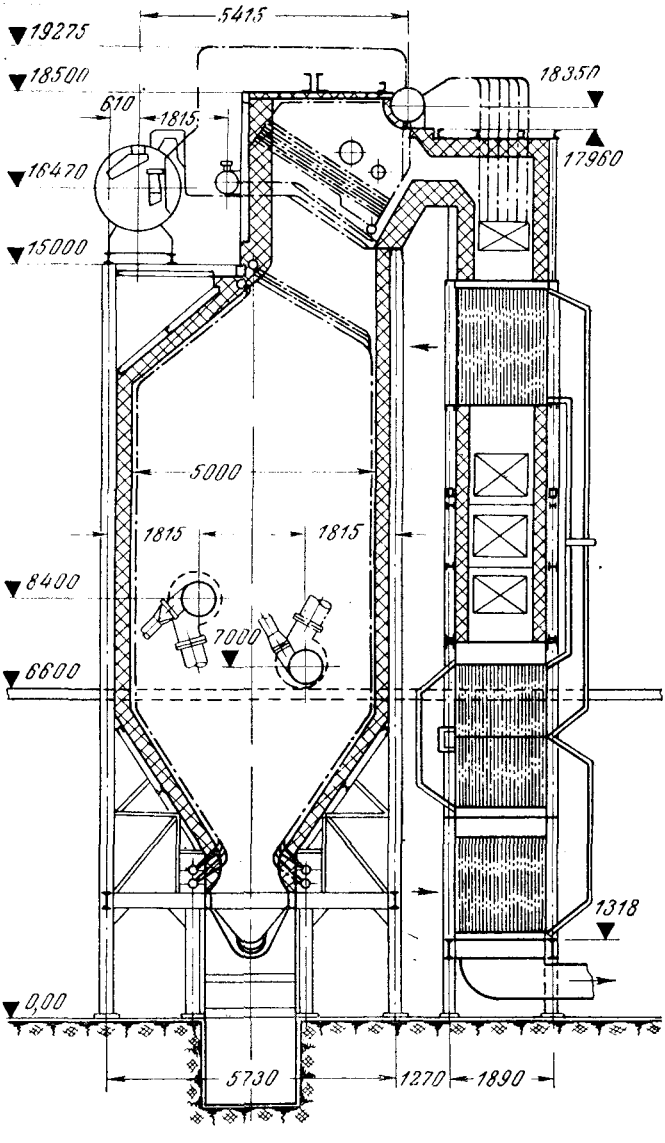


Рис. 7-22. Котел низкого давления 50 *т/ч* типа К-50-14 с пылеугольной топкой (6 600 — уровень пола обслуживания котельной).

На рис. 7-23 представлена компоновка котла ДКВР-10-13 с топкой ПМЗ-РПК.

На рис. 7-24 показана топка системы Померанцева к котлу ДКВР, а на рис. 7-25 — компоновка этого котла с газомазутной топкой.

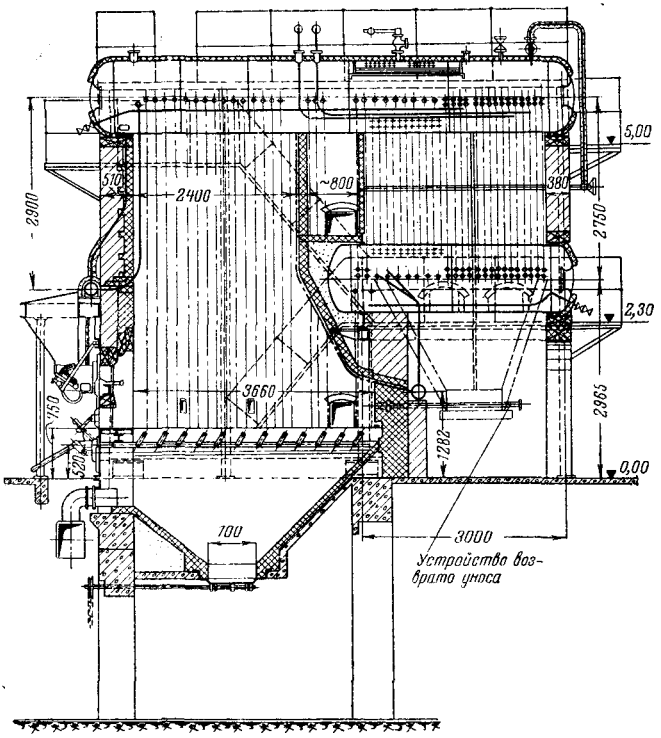


Рис. 7-23. Котел ДКВР-10-13 с топкой ПМЗ-РПК для угля.

Котлы ДКВР-10-13 (23), кроме того, могут быть скомпонованы с механизированными топочными устройствами для слоевого сжигания каменных и бурых углей и антрацитов, а именно: для бурых и каменных углей (кроме антрацитов) — топка типа ПМЗ-ЛЦР с ленточной цепной решеткой обратного хода и пневмомеханическим забрасывателем (рис. 7-26), для антрацитов — топка типа ЧЦР с цепной решеткой (рис. 7-27 — см. вклейку).

Котлы ДКВР паропроизводительностью 20 *т/ч* предназначаются для компоновки только с указанными вы-

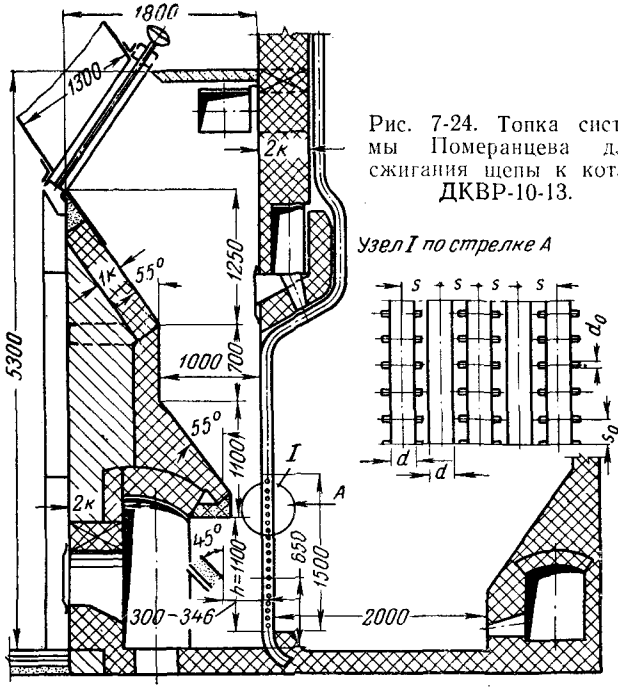


Рис. 7-24. Топка системы Померанцева для сжигания щепы к котлу ДКВР-10-13.

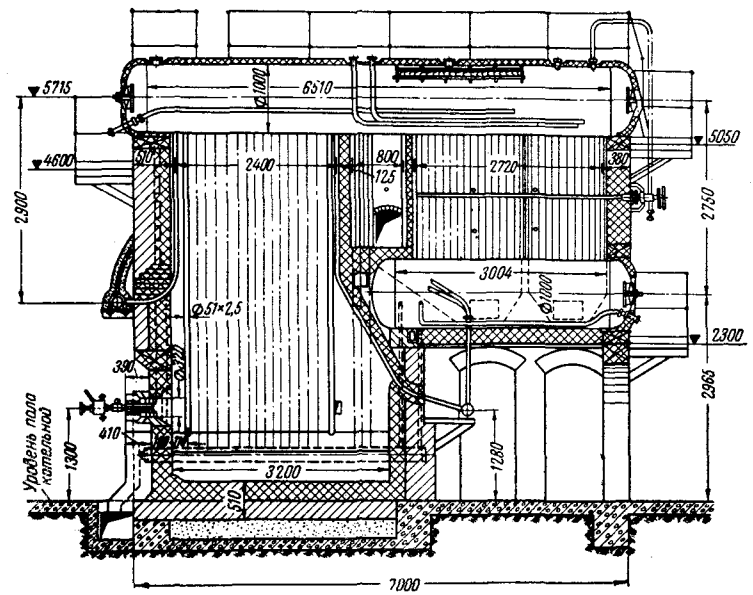


Рис. 7-25. Котел ДКВР-10-13 с газомазутной топкой.

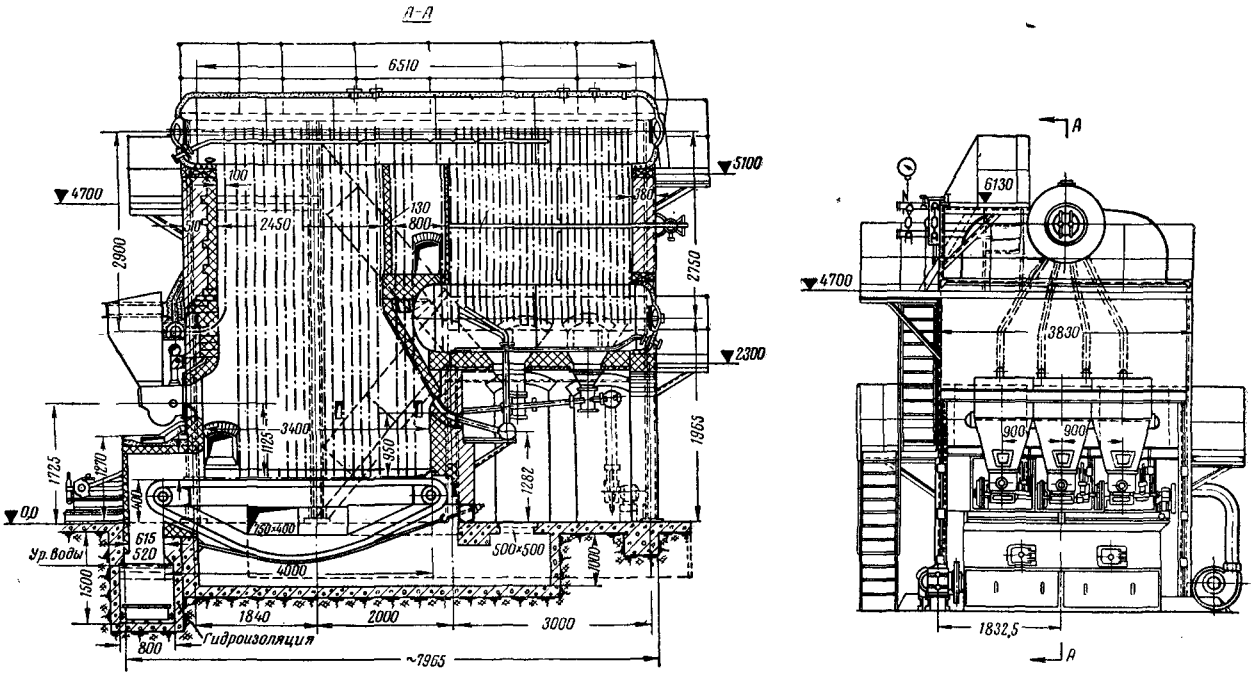


Рис. 7-26. Котел ДКВР-10-13 с топкой ПМЗ-ЛЦР.

ше механизированными топочными устройствами и газомазутной топкой.

Котлы ДКВР-6,5 имеют циркуляционную схему с одноступенчатым испарением; котлы ДКВР-10-13 выпускаются в двух модификациях: с одноступенчатым и двухступенчатым испарением (вторая ступень — выносные циклоны). Котлы ДКВР-20 имеют схему с двухступенчатым испарением. Вместе с котлами ДКВР поставляются регуляторы питания и сигнализаторы предельных уровней воды в барабане.

Топочные устройства к котлам ДКВР Бийским котельным заводом не поставляются. При работе котлов ДКВР на мазуте или газе паропроизводительность их может быть увеличена на 30—40%.

В промышленных котельных устанавливаются также водогрейные котлы, покрывающие всю тепловую нагрузку отопительного сезона. Характеристики и номенклатура водогрейных котлов, а также общие виды их были приведены выше.

Глава восьмая

ТРУБОПРОВОДЫ ТЭЦ И ПРОМЫШЛЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ

В осуществлении технологического процесса тепловых энергоустановок — электростанций и промышленных котельных — трубопроводы выполняют весьма ответственную роль. С их помощью соединяется в единый технологический комплекс все основное и вспомогательное оборудование установки. Поэтому при проектировании тепловых электростанций и промышленных котельных вопросам надежности и безаварийной работы трубопроводов должно уделяться особое внимание.

В основе проекта трубопроводов энергоустановки лежит их плоскостная схема, которая фиксирует все необходимые коммуникации для пара и воды, места и типы устанавливаемой запорной и регулирующей арматуры и диаметры трубопроводов (рис. 8-1). На основании схемы трубопроводов разрабатываются их рабочие чертежи, по которым изготовляются трубопроводы на заводе или на месте монтажа энергоустановки.

Проектирование трубопроводов тепловых энергоустановок в настоящее время полностью нормализовано. Все элементы трубопроводов как сами трубы, так и их опоры и приводы к арматуре выполняются по так называемым межведомственным нормалям (МВН), что значительно облегчает проектирование и изготовление трубопроводов.

Расчет диаметров трубопроводов производится на основании данных пароводяного баланса энергоустановки, которым определяются количества и параметры транспортируемых пара и воды. Материал и толщины стенок трубопроводов выбираются в зависимости от давления и температуры среды, проходящей по трубопроводу, в соответствии с правилами Госгортехнадзора. Обычно, исходя из расходов пара, воды или конденсата, определенных в расчетах тепловой схемы, и допустимых скоростей их, предварительно определяют требуемые диаметры трубопроводов по формуле (8-1), а затем подбирают по нормалям трубопроводы, соответствующие параметрам среды, проходящей через них, и повторным расчетом по формуле (8-2) проверяют фактические скорости; они не должны быть больше допустимых.

$$d = \sqrt{\frac{4Q_{сек}}{\pi w}},\ м; \qquad (8\text{-}1)$$

$$w = \frac{Q_{сек} \cdot 4}{\pi d_{вн}^2},\ м/сек, \qquad (8\text{-}2)$$

где $Q_{сек}$ — секундный расход среды, протекающей по трубопроводу, $м^3/сек$;

$d_{вп}$ — внутренний диаметр трубопровода, $м$.

Согласно рекомендациям института Теплоэлектропроект в настоящее время применяются следующие скорости пара и воды в трубопроводах ТЭЦ [Л. 55]:

1) перегретый пар высоких параметров (100—140 *ат*) — от 40 до 60 *м/сек;*

2) перегретый пар повышенных, средних и низких параметров (до 40 *ат*) — от 40 до 70 *м/сек;*

3) насыщенный пар низких параметров — от 20 до 40 *м/сек*;

4) питательная вода котлов в напорном трубопроводе — от 2,5 до 4,0 *м/сек*;

5) питательная вода котлов во всасывающих трубопроводах насосов — от 0,6 до 1,5 *м/сек*;

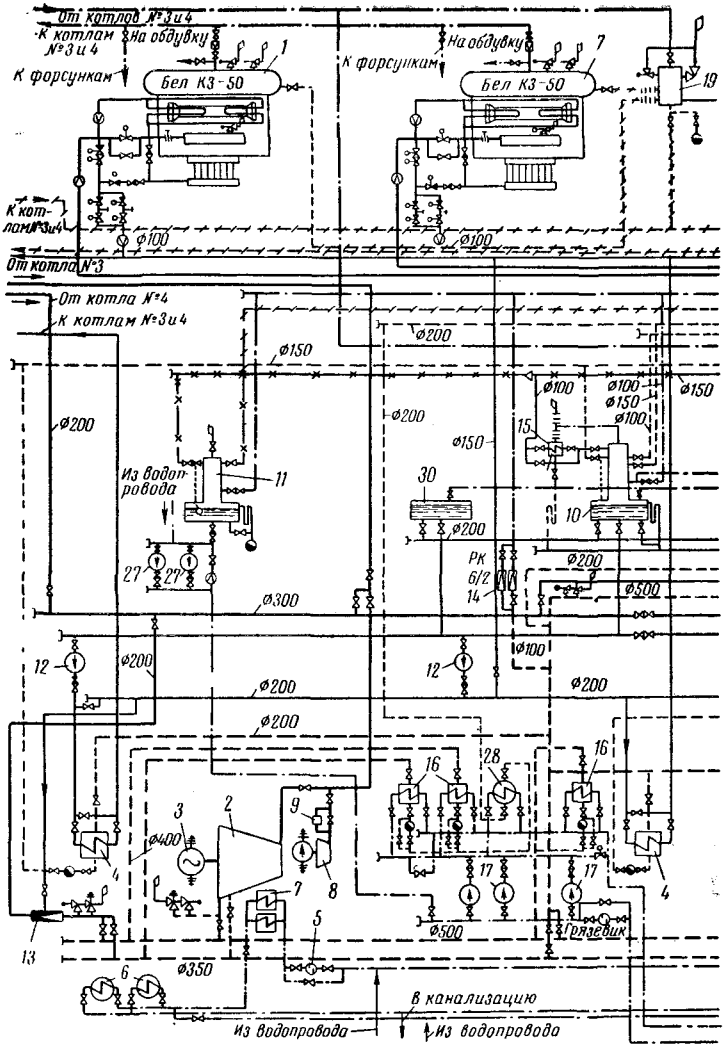
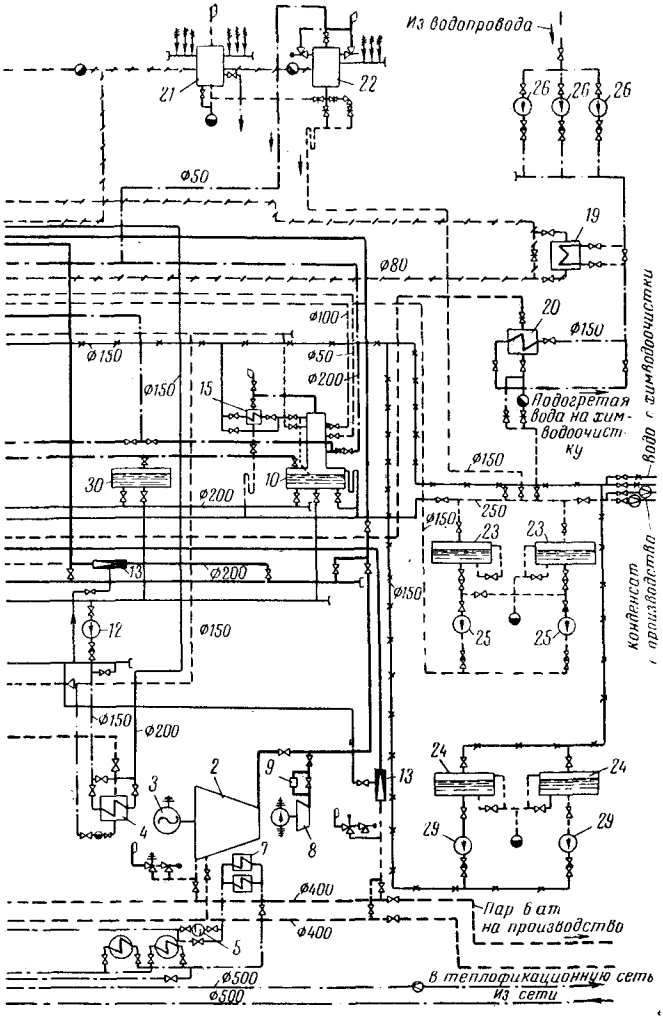


Рис. 8-1. Схема трубопроводов

1 — котельный агрегат на давление 40 *ат* и перегрев пара до 440° С; *2* — подогреватель высокого давления; *5* — фильтр водяной; *6* — маслоохлади турбонасос; *9* — паромасляный регулятор; *10* — атмосферный деаэратор тельный электронасос; *13* — РОУ; *14* — РУ; *15* — охладитель выпара *18* — расширитель непрерывной продувки; *19* — теплообменник непрерывной ботер; *22* — расширитель дренажей; *23* — бак производственного конден сос; *26* — насос сырой воды; *27* — подпиточный насос; *28* — охладитель воды; *30* — баки деаэрированной



промышленной ТЭЦ.

турбина с противодавлением; *3* — генератор переменного тока; *4* — тель; *7* — воздухоохладитель генератора; *8* — пусковой масляный питательной воды; *11* — деаэратор подпиточной воды; *12* — пита-деаэратора; *16* — подогреватель сетевой воды; *17* — сетевой насос; продувки; *20* — пароводяной подогреватель сырой воды; *21* — бар-сата; *24* — бак химически очищенной воды; *25* — конденсатный на-конденсата; *29* — перекачивающий насос химически очищенной питательной воды.

6) вода в остальных трубопроводах — от 2,0 до 3,0 *м/сек*.

Гидравлический расчет трубопроводов, т. е. определение потерь напора на отдельных участках, выполняется лишь в тех случаях, когда требуется знать точное значение величины сопротивления трубопровода для выбора вспомогательного оборудования или проверить достаточность располагаемых напоров насосов и т. п.

При составлении схемы трубопроводов нужно стремиться к наибольшей простоте ее и вместе с тем надежности. Устанавливаемая на трубопроводах арматура должна обеспечивать возможность выполнения всех режимных операций в энергоустановке, возможность выключения из технологического процесса оборудования и аварийных участков трубопроводов без нарушения технологического процесса станции или котельной.

Не следует устанавливать на трубопроводах лишнюю арматуру, так как она не только удорожает установку, но и снижает ее надежность. Об этом нужно помнить при составлении схемы трубопроводов и очень тщательно проверять надобность в установке запорной арматуры. Трубопроводная сеть электростанции должна полностью удовлетворять правилам технической эксплуатации [Л. 33] и нормам технологического проектирования электростанций [Л. 34].

Промышленные электростанции, как правило, имеют схему трубопроводов с поперечными связями между группами технологического оборудования, обеспечивающую взаимозаменяемость оборудования, применяемого в установке. Такая схема является наиболее универсальной и обеспечивает наилучшее использование оборудования (рис. 8-1). Согласно нормам технологического проектирования ТЭЦ все паропроводы и питательные трубопроводы электростанций должны выполняться однолинейными. Главные магистральные паропроводы и питательные линии секционируются задвижками, позволяющими в случае надобности изолировать аварийный участок трубопровода и ограничить влияние аварии на технологический процесс установки. На промышленных ТЭЦ главные паропроводы должны выполняться по схеме с переключательной магистралью, секционированной задвижками, представленной на рис. 8-2.

Электростанции, на которых установлены котлы со слоевыми топками, по правилам Госгортехнадзора

[Л. 14] должны иметь двойные питательные магистрали.

Арматура высокого и повышенного давления изготавливается бесфланцевой, что повышает надежность соединений трубопроводов, удешевляет их стоимость и упрощает обслуживание, так как исключается необходимость в постоянном наблюдении за фланцевыми соединениями и устранении в них расстройств уплотнений и других неполадок. В дальнейшем и для трубопроводов низкого давления также предполагается выпускать бесфланцевую арматуру.

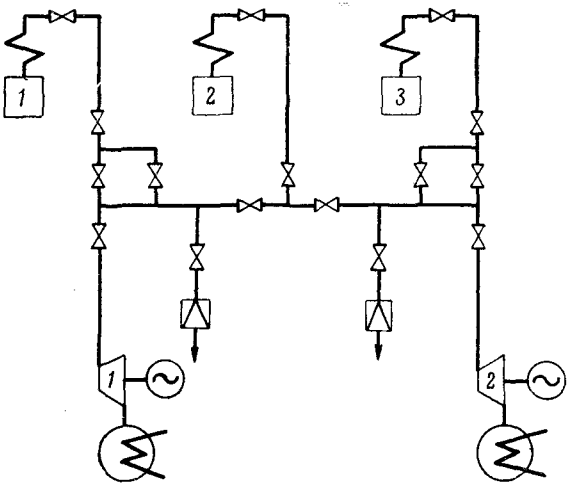


Рис. 8-2. Схема главного паропровода ТЭЦ с переключательной магистралью.

Устанавливаемая на трубопроводах арматура должна иметь приводы, обеспечивающие закрытие и открытие ее одним человеком за время, установленное правилами эксплуатации. Запорная арматура, требующая дистанционного управления, должна иметь электропривод. Арматура, управляемая по месту, должна иметь приспособления, обеспечивающие удобное обслуживание ее и, если нужно, соответствующие площадки обслуживания. Если требуется постоянное регулирование от руки, то арматуру рекомендуется устанавливать на уровне и поблизости от места постоянного пребывания эксплуатационного персонала. Рациональным расположением арматуры в некоторых случаях удается избежать

сооружения дорогостоящих площадок для обслуживания ее.

Арматура диаметром 400 *мм* и выше во всех случаях должна иметь электропривод. На потоках теплоносителей, требующих автоматического регулирования, должны устанавливаться специальные клапаны с приводом от исполнительных механизмов — авторегуляторов.

Все насосы, работающие параллельно или на сеть, из которой возможны обратные потоки воды при остановке насосов, должны иметь с напорной стороны обратные клапаны, устанавливаемые за напорным патрубком насоса и отключающие задвижки за обратным клапаном. Со всасывающей стороны насосов устанавливаются отключающие задвижки (см. рис. 8-1).

Схема трубопроводов должна обеспечивать равномерное распределение между деаэраторами химически очищенной воды, добавляемой в цикл станции. Для этого необходимо предусматривать уравнительные линии между деаэраторными баками достаточно больших диаметров, соединяющие их водяные объемы и паровые пространства над уровнем воды (рис. 8-1). Крепление трубопроводов производится на специальных опорах, конструкция которых также нормализована. Трубопроводные опоры должны иметь достаточную прочность, соответствующую весовой нагрузке, передаваемой на них от трубопроводов, обеспечивать свободное перемещение трубопроводов при расширении от нагрева, предотвращать вибрацию трубопроводов при прохождении по ним воды или пара и воспринимать компенсационные усилия (неподвжные опоры).

Особо важное значение при проектировании имеет решение вопросов компенсации линейных удлинений горячих трубопроводов. При конструировании трубопроводов надо стремиться к сокращению числа искусственных компенсирующих устройств, использованию возможной естественной гибкости трубопроводов и самокомпенсирующей способности их. Этим вопросам посвящена специальная техническая литература [Л. 35]. В настоящей работе, ограниченной по объему, не представляется возможным рассмотреть эту тему самостоятельно.

Все паропроводы и трубопроводы горячей воды с температурой ее выше 50° С изолируются специальными материалами, обладающими низкой теплопроводностью, для уменьшения потерь тепла в окружающую среду и

создания безопасных условий для обслуживающего персонала. Выбор изолирующих материалов и толщины покрытия производится в зависимости от температуры изолируемых поверхностей [Л. 9].

Трубопроводы промышленных котельных также выполняются по схеме с поперечными связями. Главный паропровод, как правило, выполняется одинарным по схеме с одинарной секционированной магистралью при установке трех и больше котлов паропроизводительностью до 20 *т/ч* и переключательной паровой магистралью при установке котлов паропроизводительностью 20 *т/ч* и выше. Остальные паропроводы выполняются одинарными и отделяются от главного питающего паропровода запорными органами. Присоединительные паропроводы котлов также выполняются одинарными. Питательные магистральные трубопроводы в котельных с камерным сжиганием топлива выполняются одинарными с секционирующими задвижками.

Руководящие указания по проектированию трубопроводов промышленных котельных см. [Л. 16].

Глава девятая

КОМПОНОВКИ ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЭЦ И ПРОМЫШЛЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ

9-1. КОМПОНОВКИ ОБОРУДОВАНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПАРОТУРБИННЫХ ТЭЦ

Оборудование ТЭЦ — котлы, турбины, вспомогательное тепломеханическое и электромеханическое оборудование, оборудование автоматизации тепловых процессов — в основном размещается в главном корпусе ТЭЦ, который имеет четыре основных цеха: 1) котельный цех; 2) турбинный цех; 3) электроцех; 4) цех КИП и автоматики.

К котельному цеху относятся котельные агрегаты со всем их вспомогательным оборудованием, пылеприготовительные установки (на станциях с твердым топливом), водопитательные установки и оборудование топливоподачи, размещаемое в главном корпусе.

К турбинному цеху относятся турбоагрегаты с их вспомогательным оборудованием, теплофикационные и редукционные установки.

К электроцеху относятся главное распределительное устройство, распределительное устройство собственных нужд, открытая повысительная подстанция и главный электрический щит управления ТЭЦ.

Цех КИП и автоматики объединяет щитовое хозяйство ТЭЦ с аппаратурой теплового контроля и автоматического управления технологическими процессами на станции и теплоизмерительную лабораторию.

Служебный корпус ТЭЦ с помещениями для эксплуатационного персонала, лабораториями и помещениями для административно-управленческого персонала компонуется либо в блоке с главным корпусом, либо отдельно в зависимости от местных условий промышленного комплекса, в который входит ТЭЦ.

Вспомогательные цехи ТЭЦ, как-то: водоподготовка (химводоочистка), топливоподача, мазутное хозяйство, водоснабжение и маслохозяйство, размещаются вне главного здания. У небольших промышленных станций мощностью до 24 *Мвт* химводоочистка иногда размещается в служебном корпусе.

Компоновка тепломеханического оборудования ТЭЦ, т. е. взаимное расположение его в помещении, предназначенном для его установки, должна удовлетворять восьми главным условиям:

1) обеспечивать надежность и удобства эксплуатации устанавливаемого оборудования;

2) обеспечивать минимально возможную протяженность трубопроводных коммуникаций и кабельных линий;

3) обеспечивать минимальные затраты на строительные конструкции, здания и вспомогательные сооружения;

4) обеспечивать наряду с другими мероприятиями технического порядка (например, автоматизацией) максимальное сокращение обслуживающего персонала;

5) обеспечивать минимальный расход металла на газовоздухопроводы, площадки, опорные конструкции под оборудование;

6) удовлетворять требованиям техники безопасности, санитарным и противопожарным нормам;

7) обеспечивать возможность расширения ТЭЦ, не нарушая эксплуатации действующего оборудования;

8) обеспечивать возможность проведения планово-предупредительного и аварийного ремонтов оборудования в условиях действующей станции.

Наиболее рациональными с точки зрения сокращения длины трубопроводных и кабельных коммуникаций, а также удобства обслуживания оборудования для ТЭЦ следует считать параллельное расположение котельного и машинного цехов, расположение служебного корпуса в постоянном торце или оторванно от него и примкнутая (к машинному залу) компоновка главных распределительного устройства и электрического щита управления.

Для крупных промышленных электростанций (50 и 100 *Мвт*), работающих на твердом топливе, в настоящее время наиболее распространенной является компоновка с двумя раздельными этажерками (деаэраторной и бункерной), располагаемыми вдоль котельной. Пример такой компоновки представлен на рис. 9-1. Деаэраторная и бункерная этажерки при этой компоновке расположены между котельным и машинным отделениями. Котлы устанавливаются хвостовыми частями в сторону наружной стены котельной.

Все вспомогательное оборудование, имеющее вращающиеся части, как-то: углеразмольные мельницы, дымососы, вентиляторы, питательные и другие насосы, размещаются на нулевой отметке.

Дымососы и дутьевые вентиляторы ТЭЦ, сжигающих газ или мазут, согласно нормам технологического проектирования [Л. 34] должны устанавливаться на открытом воздухе во всех климатических районах. То же для ТЭЦ, сжигающих твердое топливо, в районах с расчетной отопительной температурой выше —28° С. На открытом воздухе устанавливаются также сухие золоуловители во всех климатических районах. Мокрые золоуловители должны устанавливаться на открытом воздухе в районах с расчетной температурой отопления —15° С. При этом орошающие сопла скруббера и нижняя часть золоуловителей должны быть закрыты.

В деаэраторной этажерке на первом этаже устанавливаются оборудование распределительного устройства и трансформаторы собственных нужд ТЭЦ. Второй этаж деаэраторной этажерки используется для размещения станционных турбопроводов высокого давления, РОУ и щитов КИП и автоматики.

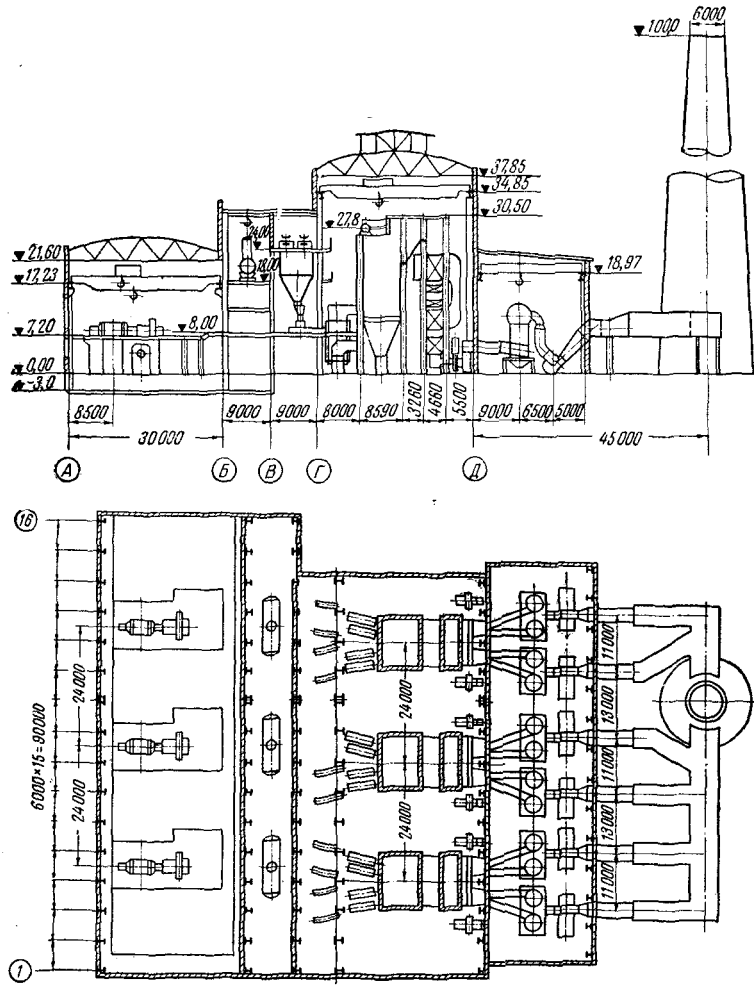


Рис. 9-1. Компоновка главного корпуса промышленной ТЭЦ высокого давления на угле мощностью 75 *Мвт* с котлами 220 *т/ч* и турбинами ПР-25-90/10/09.

Верхняя площадка деаэраторной этажерки предназначается для установки деаэраторов питательной воды паровых котлов и подпиточных деаэраторов теплосети. Отметка этой площадки устанавливается, исходя из условия создания необходимого подпора пита-

тельной воды перед питательными насосами. На станциях высокого давления она должна быть не меньше 18 *м*, а на станциях средних параметров — не меньше 14 *м*.

Основным назначением бункерной этажерки является размещение угольных и пылевых бункеров, а также бункерной галереи, которая служит для установки ленточных конвейеров, подающих и распределяющих топливо по бункерам. Отметка бункерной галереи определяется потребной емкостью угольных бункеров, которая регламентируется нормами технологического проектирования промышленных электростанций в зависимости от условий топливоснабжения ТЭЦ. В пролете бункерной этажерки на нулевой отметке устанавливается оборудование пылеприготовления, а на второй отметке питатели топлива, узлы питания котлов и щиты управления котельными агрегатами (если на ТЭЦ нет центрального теплового щита КИП и автоматики). Эта отметка бункерной этажерки является основной отметкой обслуживания котельных агрегатов.

Высота котельного помещения определяется габаритными размерами устанавливаемых котлов по высоте и габаритами мостового крана, устанавливаемого над ними. Установка мостовых кранов над котлами паропроизводительностью 120 *т* и выше обязательна.

Высота машинного отделения определяется отметками обслуживания турбогенераторов и установки мостового крана над турбинами и его габаритами.

К сооружениям главного корпуса относятся также дымовые трубы, которые для ТЭЦ, как правило, выполняются из железобетона и располагаются на земле.

Для небольших станций могут быть применены кирпичные дымовые трубы. Размеры дымовых труб (диаметр устья) обычно выбираются из условия обслуживания одной трубой четырех-пяти котельных агрегатов. Высота труб регламентируется нормами Госсанинспекции [Л. 37]. При сжигании в котлах топлив, содержащих серу и золу, высота труб окончательно принимается по расчету на загазованность или запыленность золой воздушного бассейна, выполняемому по методике, разработанной Институтом имени Эрисмана [Л. 15]. Диаметр выходного сечения дымовых труб должен определяться из расчета получения экономичных скоростей газов при полной загрузке трубы согласно указаниям,

приведенным в нормах аэродинамического расчета котельных установок [Л. 56].

Газоходы от дымососов котлов к дымовым трубам, как правило выполняются наземными, кирпичными или железобетонными.

Строительные конструкции главного здания станции выполняются из сборного железобетона либо металла. В настоящее время для конструкций промышленных электростанций принят модульный шаг колонн здания 6 и 12 *м*, которого необходимо строго придерживаться при проектировании здания ТЭЦ. В целях унификации конструкций здания пролеты котельных, машинных залов, бункерных и деаэраторных этажерок также стандартизованы:

котельная 15, 18, 21, 24, 27 ,30 *м*;
машинный зал 12, 15, 18, 21, 24, 30, 36, 39 *м*;
бункерная этажерка 6, 7, 8, 9 *м;*
деаэраторная этажерка 6, 9 *м*.

Выбор того или иного пролета определяется типами и компоновкой устанавливаемого оборудования. При компоновке оборудования в машинном зале ТЭЦ, кроме указаний, данных выше, нужно соблюдать следующие правила:

1) стремиться к получению длины машинного зала, равной длине котельной; для этого можно применять как продольное, так и поперечное расположение турбогенераторов;

2) максимально возможно снижать отметку обслуживания турбогенераторов по согласованию с заводами—поставщиками турбогенераторов;

3) обеспечивать монтажные площадки для ремонтов и ревизий турбогенераторов в зоне действия мостового крана;

4) обеспечивать возможность выема ротора генератора, для чего выдерживать габарит приближения по указаниям заводов—изготовителей генераторов;

5) обеспечивать высоту подкрановых путей, достаточную для обслуживания турбогенератора и его вспомогательного оборудования краном;

6) в тех случаях, когда высота подкрановых путей машинного зала, определенная из условия обслуживания турбогенераторов, недостаточна для выема трубных систем бойлеров, для последних должны предусма-

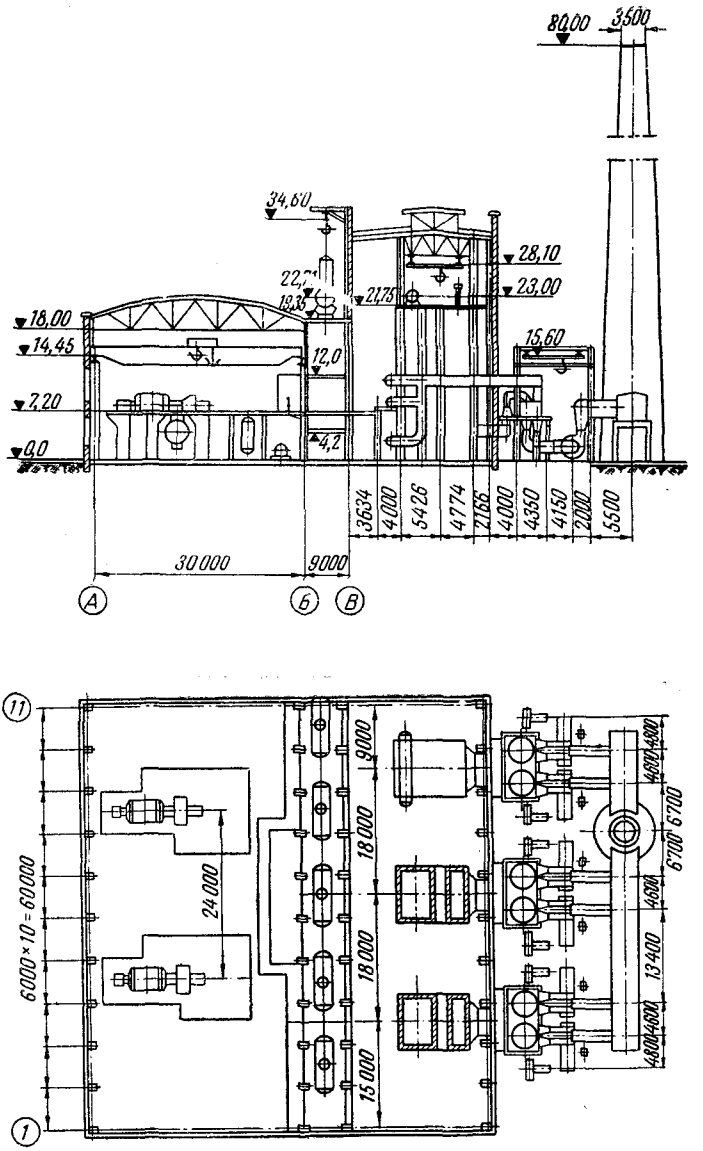


Рис. 9-2. Компоновка главного корпуса промышленной газомазутной ТЭЦ высокого давления мощностью 50 *Мвт* с котлами 160 *т/ч* и турбинами 25 *Мвт*.

триваться местные грузоподъемные устройства (монорельсы с кошками);

7) для машинных залов с турбогенераторами 12 000 *квт* и выше предусматривать ввод железнодорожных путей на монтажную площадку.

Электростанции, работающие на жидком или газообразном топливе, не имеют бункерной этажерки, что значительно облегчает и удешевляет строительные конструкции главного корпуса. На рис. 9-2 показана компоновка ТЭЦ высокого давления мощностью 50 *Мвт* с газомазутными котлами (типовой проект ГСПИ Промэнергопроект). Кроме принципиального отличия этой компоновки от предшествующей (см. рис. 9-1), т. е. отсутствия бункерной этажерки, следует обратить внимание на следующее: кровля котельной опирается на каркасы котлов; мостовой кран заменен подвесной кран-балкой; отсутствуют несущие металлические конструкции задней наружной стены котельной, их заменяет легкий каркас для крепления ограждающих сборных плит; воздухоподогреватель (регенеративный) вынесен из здания котельной, за счет чего пролет котельной сокращен до 20 *м* (примерно на 10 *м*); деаэраторы установлены на открытом воздухе, за счет чего строительные конструкции деаэраторной этажерки значительно сокращены.

Этажерки — наиболее дорогие сооружения главного корпуса ТЭЦ, поэтому стремления конструкторов тепловых электростанций направлены на сокращение размеров этажерок, что и нашло отражение в рассмотренной компоновке.

На небольших промышленных ТЭЦ среднего давления (12—24 *Мвт*), работающих на твердом топливе и с пылесистемами с прямым вдуванием (шахтные мельницы, среднеходные мельницы, молотковые мельницы с воздушнопроходными сепараторами), возможно удешевление строительных конструкций ТЭЦ за счет исключения из компоновки главного корпуса деаэраторной этажерки и замены ее площадкой для деаэраторов в котельном помещении. Пример такой компоновки ТЭЦ показан на рис. 9-3. В этой компоновке распределительное устройство собственных нужд размещается в пролете бункерной этажерки.

Для южных районов с непродолжительным отопительным периодом и высокой расчетной температурой

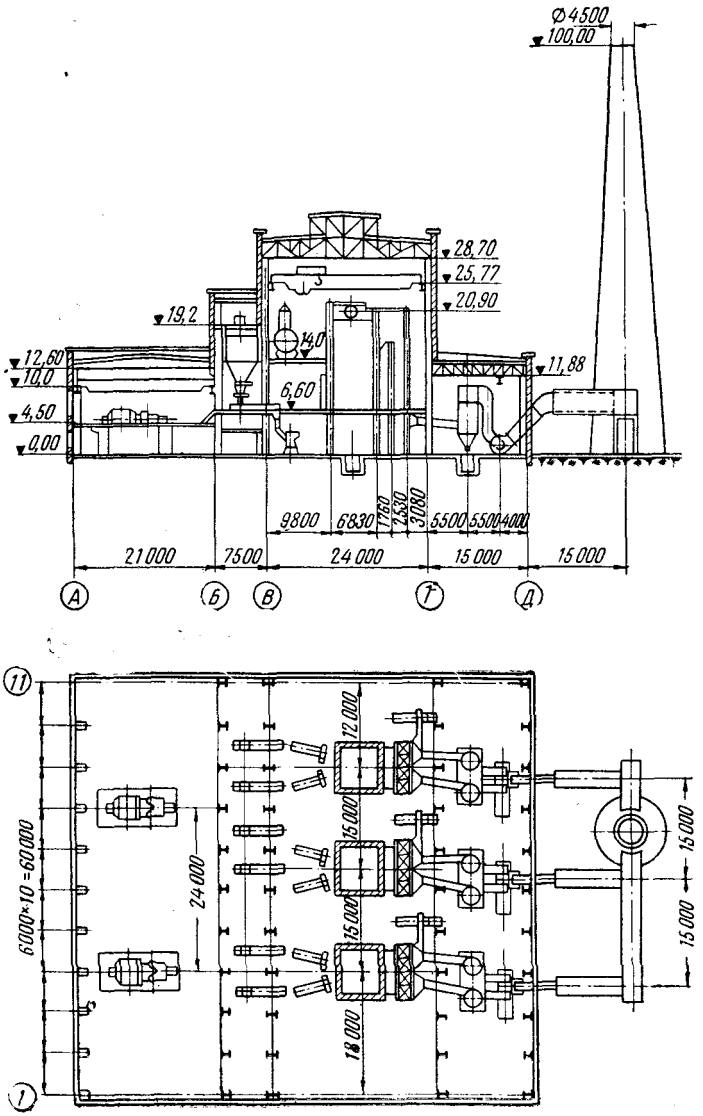


Рис. 9-3. Компоновка главного корпуса промышленной ТЭЦ среднего давления мощностью 24 *Мвт* с котлами 75 *т/ч* и турбинами 12 *Мвт* без деаэраторной этажерки.

для систем отопления рекомендуется применение полуоткрытых, а в отдельных случаях и открытых компоновок станций. Примером компоновки газомазутной ТЭЦ с открытой установкой котлов может служить компоновка ТЭЦ с турбинами по 12 *Мвт* и котлами по 75 *т/ч*, представленная на рис. 9-4.

Резкое сокращение затрат на строительные конструкции главного здания ТЭЦ можно получить в случае применения парогазового цикла с установкой вместо энергетических паровых котлов высоконапорных парогенераторов и газовых турбин. На ТЭЦ с парогазовым циклом нет высокого котельного помещения, чем и определяется большая экономия на строительных конструкциях. Пример компоновки парогазовой ТЭЦ высокого давления мощностью 75 *Мвт* показан на рис. 9-5.

Критерием оценки совершенства той или иной компоновки ТЭЦ служат показатели удельной кубатуры главного здания на установленный киловатт мощности. Для рассмотренных выше примеров компоновок ТЭЦ этот показатель по главному корпусу имеет следующие значения:

рис. 9-1 — ТЭЦ высокого давления: 75 *Мвт*, на угле $a=3{,}0$ *м³/квт*;

рис. 9-2—ТЭЦ высокого давления: 50 *Мвт*, на газе $a=1{,}6$ *м³/квт*;

рис. 9-3 — ТЭЦ среднего давления: 24 *Мвт*, на угле $a=3{,}3$ *м³/квт*;

рис. 9-4— ТЭЦ среднего давления: 24 *Мвт*, на газе (полуоткрытая) $a=0{,}8$ *м³/квт*;

рис. 9-5 — ТЭЦ высокого давления: 75 *Мвт*, с парогазовым циклом $a=0{,}6$ *м³/квт*.

Служебный корпус, сооружаемый отдельно стоящим или со стороны постоянного торца здания электростанции, обычно имеет два-три этажа, на которых размещаются все подсобные помещения (раздевалки, души, санузлы, комнаты обслуживающего персонала), а также лаборатории, ремонтные мастерские и другие вспомогательные помещения. В служебном корпусе ТЭЦ в отдельных случаях может быть размещена также химводоочистка, если схема ее и габариты оборудования не требуют сооружения отдельного здания. Второй торец главного здания (временный) должен всегда оставаться свободным для возможности расширения станции.

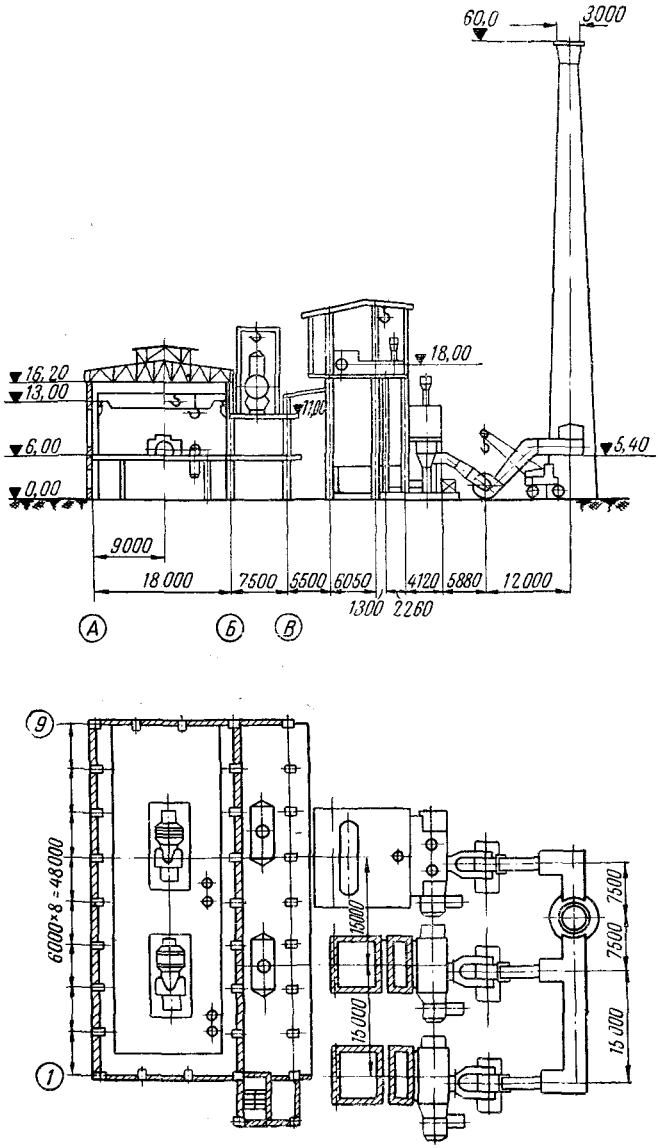
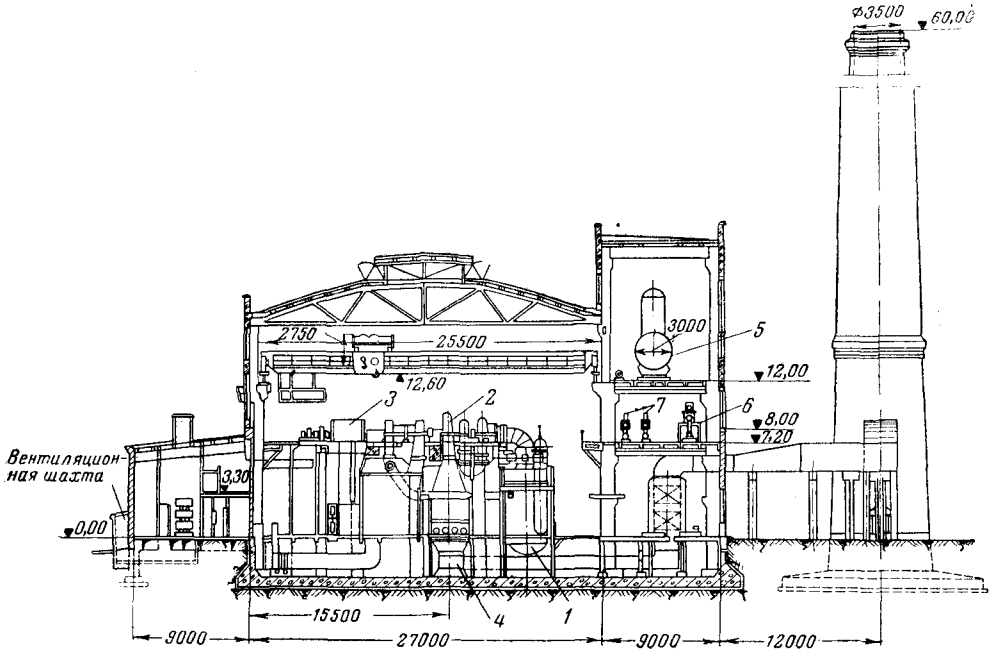
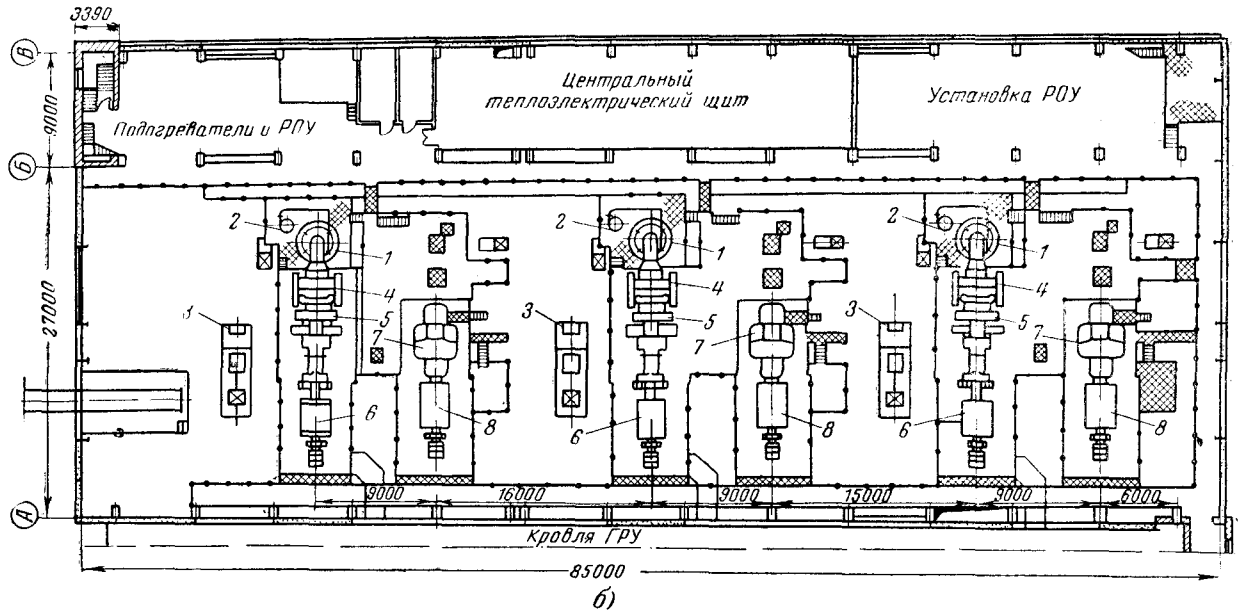


Рис. 9-4. Компоновка главного корпуса промышленной ТЭЦ среднего давления мощностью 24 *Мвт* с открытой установкой котлов.


Ф3500
60,00
2750
25500
3000
5
12,60
12,00
3
2
7
6
8,00
7,20
Вентиляционная шахта
3,30
0,00
15500
4
1
3000
27000
9000
12000

а)



б)

Рис. 9-5. Компоновка ТЭЦ высокого давления с парогазовым циклом.

а — поперечный разрез: *1* — парогенератор; *2* — газовая турбина; *3* — генератор; *4* — водяной экономайзер; *5* — деаэратор; *6* и *7* — РОУ.

б — план: *1* — парогенератор; *2* — сепаратор; *3* — насос; *4* — газовая турбина; *5* — компрессор; *6* — генератор газовой турбины; *7* — паровая турбина; *8* — генератор паровой турбины.

9-2. КОМПОНОВКИ ОБОРУДОВАНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ

Компоновка оборудования промышленных котельных низкого давления с паровыми и водогрейными котлами также должна удовлетворять восьми условиям, перечисленным в § 9-1.

Здание котельной проектируется с шагом колонн 6 *м*; пролет помещения собственно котельной в зависимости от устанавливаемых котлов принимается от 12 до 24 *м*, а длина его определяется числом устанавливаемых котельных агрегатов при типовой компоновке их в котельных ячейках.

Котельные, сжигающие твердое топливо, перед фронтом котлов имеют бункерную этажерку, ширина и высота которой определяются условиями получения достаточной емкости угольных бункеров с углами, обеспечивающими подачу топлива в топочные устройства котлов или к мельницам пылеприготовительных установок [Л. 57]. Первый и второй этажи бункерной этажерки обычно используются для установки вспомогательного оборудования котельной, электрических устройств и трансформаторов. В котельных, оборудованных котлами низкого давления паропроизводительностью 50 *т/ч* деаэраторы питательной воды и подпиточные деаэраторы размещаются в пролете котельной на деаэраторной этажерке вдоль фронта котлов (параллельно бункерной). Большая высота котельного помещения, предопределяемая конструкцией этих котлов, позволяет разместить деаэраторы в основном котельном помещении. Верхняя отметка деаэраторной этажерки определяется требованиями по обеспечению достаточного подпора воды перед питательными насосами, устанавливаемыми на отметке 0,00, и габаритами оборудования и трубопроводов, размещаемых в деаэраторной этажерке под деаэраторами. Обычно она составляет 8—10 *м*.

Оборудование химводоочистки и помещения для эксплуатационного персонала размещаются в торце котельной. Как основное котельное, так и вспомогательные помещения должны иметь возможность расширения.

Дымососы и золоулавливающие устройства обычно устанавливаются на открытом воздухе и соединяются с дымовой трубой наземными кирпичными боровами (для промышленных котельных нормы на открытую уста-

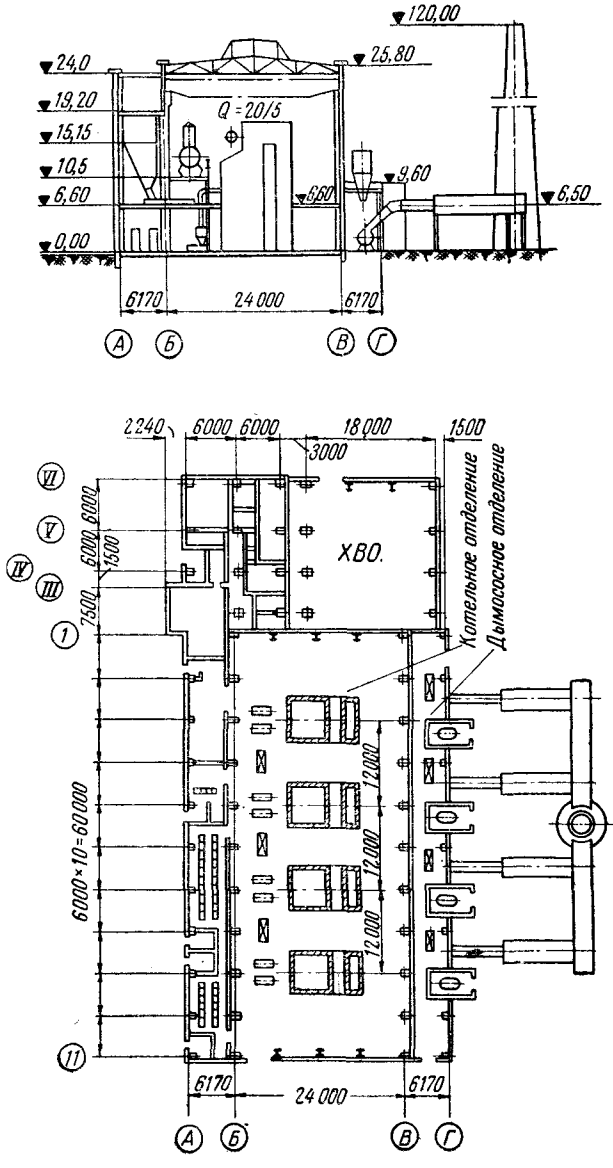


Рис. 9-6. Компоновка паровой котельной, работающей на угле с котлами низкого давления ($p=14$ *ат*) паропроизводительностью по 50 *т/ч*.

новку туго-дутьевых машин и золоуловителей те же, что и для ТЭЦ, см. § 9-1).

Как правило, промышленные котельные с котлами паропроизводительностью 50 *т/ч* оборудуются системой гидравлического золошлакоудаления с отдельно стоящей багерной насосной.

Пример компоновки рассмотренной котельной представлен на рис. 9-6.

Котельные, оборудованные котлами типа ДКВР, по сравнению с рассмотренными выше, не имеют высокого

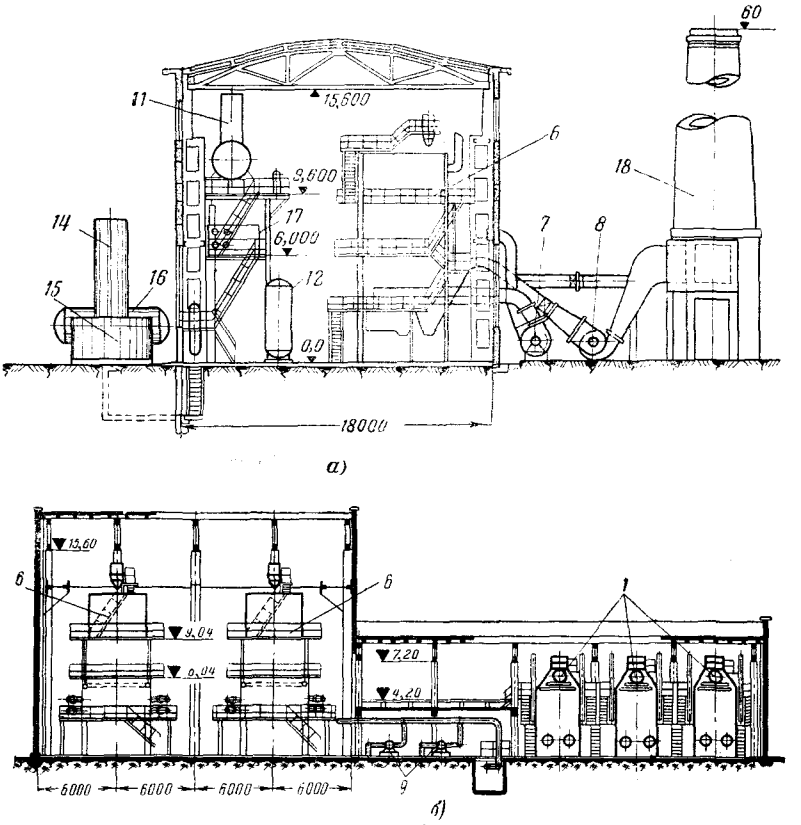
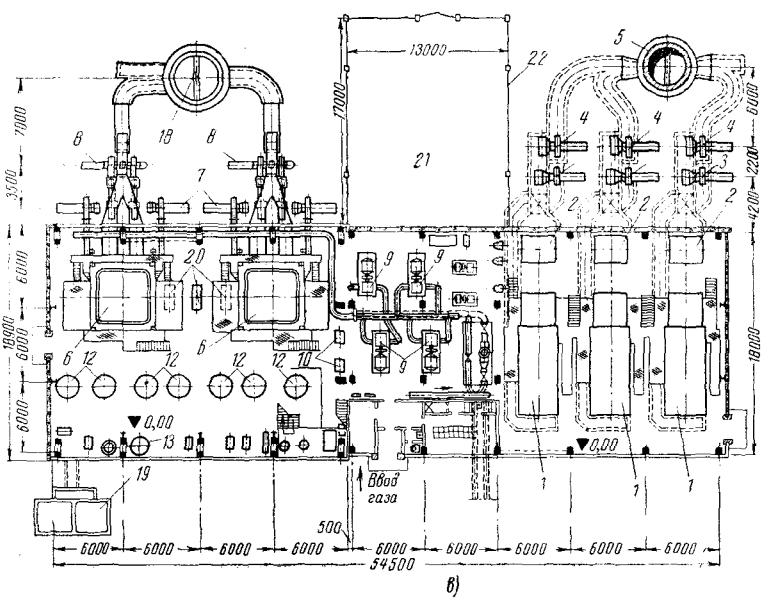


Рис. 9-7. Компоновка газомазутной котельной смешанного типа ной компоновки теплопроизводи

а — поперечный разрез; *б* — продольный разрез; *в* — план; *1* — паровой котел; паровых котлов; *6* — водогрейный котел; *7* — дутьевой вентилятор; *8* — дымо химводоочистки; *13* — солерастворитель; *14* — декарбонизатор; *15* — бак; *16* — грейных котлов; *19* — бункер мокрого хранения соли; *20* — рециркуляционный

котельного помещения, и поэтому размещение в нем деаэраторов, требующих установки на отметке 7—8 *м*, затруднено. В таких котельных деаэраторы устанавливаются в торце котельной. При этом должны резервироваться площади для установки новых деаэраторов при расширении котельной или должна предусматриваться возможность расширения помещений для вспомогательного оборудования.

Компоновки паровых котельных с газомазутными котлами отличаются от компоновок угольных котельных отсутствием бункерной этажерки. В газомазутных котельных с котлами паропроизводительностью 50 *т/ч*, так же как и в угольных паровых котельных, деаэраторы устанавливаются на этажерке перед фронтом котлов с отметкой верхней площадки 8—10 *м*. В компоновках газомазутных котельных, оборудованных котлами ДКВР, все вспомогательное оборудование и служебные помещения размещаются в одном из торцов котельной;



в)

с паровыми котлами ДКВР 20-13 и водогрейными котлами П-образ-тельностью по 30 *Гкал/ч*.

2 — водяной экономайзер; *3* — вентилятор; *4* — дымосос; *5* — дымовая труба сос; *9* — сетевой насос; *10* — подпиточный насос; *11* — деаэратор; *12* — фильтр цистерна с серной кислотой; *17* — промывочный бак; *18* — дымовая труба водонасос; *21* — электрическое распредустройство; *22* — сетчатые ограждения.

при этом должна быть обеспечена возможность установки нового вспомогательного оборудования при расширении котельной.

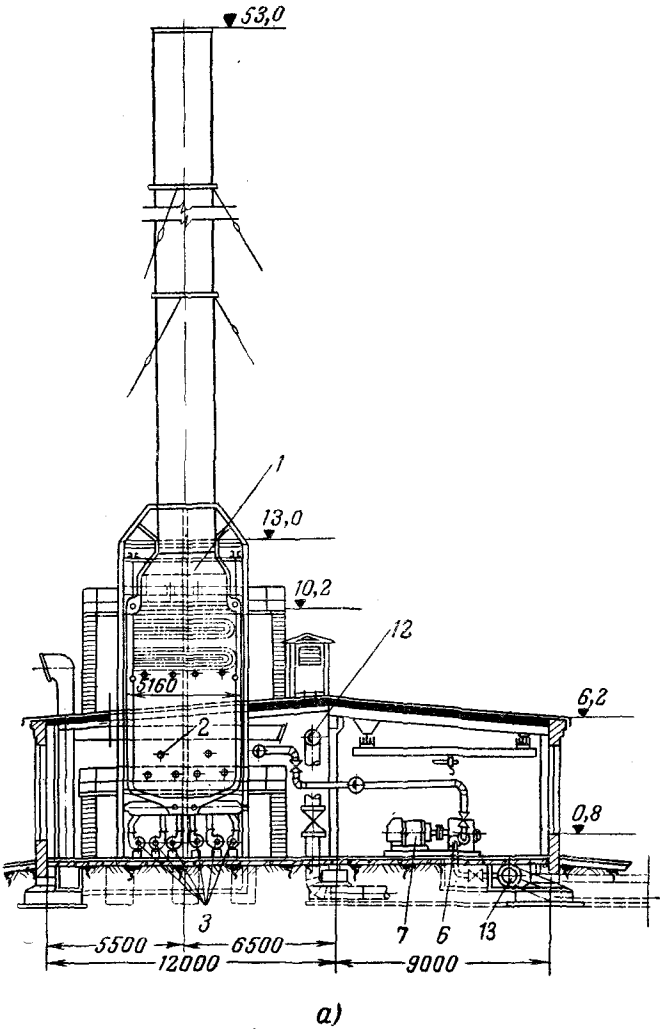


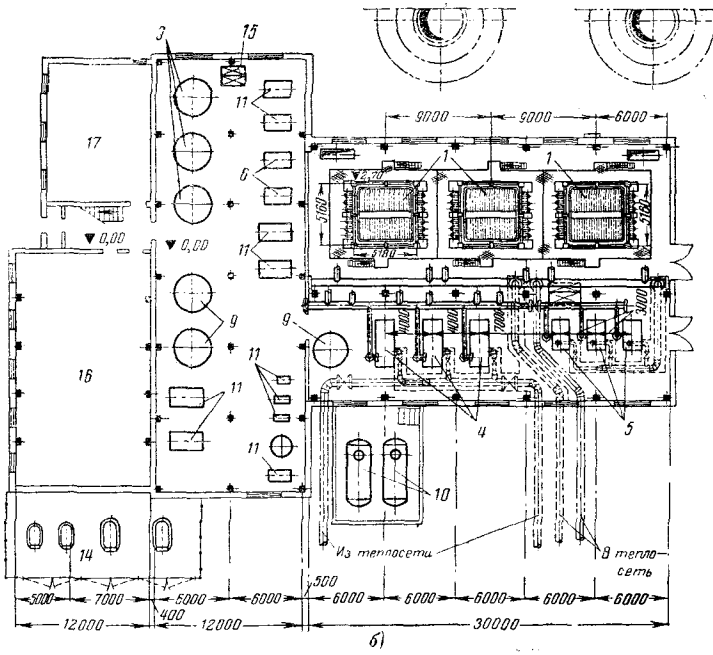
Рис. 9-8. Компоновка водогрейной котельной,

1 — водогрейный котел ПТВМ-50-1; *2* — газомазутная горелка; *3* — подпиточный насос; *7* — вакуумный деаэратор; *8* — декарбонизатор; лектор сетевой воды выходной; *13* — коллектор сетевой воды воз ческое распредустройство;

Во всех компоновках как угольных, так и газомазутных котельных один торец котельного помещения всегда должен быть свободным. Ввод транспортеров или трубопроводов топливоподачи с временного торца не разрешается.

Котельные смешанного типа с паровыми и водогрейными котлами должны компоноваться так, чтобы оба торца котельной оставались свободными. В одной половине основного котельного здания устанавливаются паровые котлы, в другой — водогрейные.

Расширение паровой части котельной производится в одну сторону, а водогрейной — в другую. Пример компоновки такой производственной котельной с паровыми котлами типа ДКВР и водогрейными котлами П-образной конструкции на мазуте приведен на рис. 9-7. Следует рекомендовать сетевые и подпиточные насосы раз-



б)

работающей на газе, с башенными котлами.

дутьевой вентилятор; *4* — сетевой насос; *5* — рециркуляционный насос; *6* — *9* — фильтр химводоочистки; *10* — бак серной кислоты; *11* — насос; *12* — кол-вратный; *14* — трансформаторная; *15* — щит КИП и автоматики; *16* — электри. *17* — служебно-бытовые помещения.

мещать в основном помещении котельной, имеющем возможность расширения, а не между котельными, как показано на рис. 9-7.

Пролеты между котельными надо предоставить для установки вспомогательного оборудования паровой части котельной и размещения служебных помещений с учетом перспективы на расширение котельной.

Пример компоновки чисто водогрейной котельной на газовом топливе (резервное — мазут) с водогрейными котлами башенной конструкции приведен на рис. 9-8. Котельная имеет полуоткрытую компоновку котлов с индивидуальными трубами, опирающимися на каркасы котлов, и предназначается для работы с открытой схемой водоразбора, что нашло отражение в развитой химводоочистке, занимающей большую площадь. Деаэраторы вакуумного типа устанавливаются на открытом воздухе над помещением химводоочистки, там же размещаются баки химводоочистки — декарбонизатор, промывочные баки и др. Установка деаэраторов на открытом воздухе допускается для всех климатических районов [Л. 16, п. 10.31—6]. При этом как сами деаэраторы, так и все трубопроводы их должны быть хорошо изолированы и защищены металлическими кожухами (из жести или алюминия).

При проектировании котельных, кроме рекомендаций, приведенных в данном параграфе, следует руководствоваться указаниями Сантехпроекта в [Л. 16].

Глава десятая

АВТОМАТИЗАЦИЯ, КОНТРОЛЬ И УПРАВЛЕНИЕ

10-1. ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ

Комплекс современных технических средств, которыми обеспечивается возможность правильной и надежной эксплуатации и технико-экономического учета работы оборудования теплоснабжающих установок, включает:

а) приборы для контроля параметров и состояния оборудования;

б) устройства для дистанционного управления агрегатами и их вспомогательным оборудованием;

в) устройства для тепловой защиты, которые предупреждают развитие аварийных режимов при работе оборудования или производят полное или частичное отключение их, если не обеспечивается ликвидация аварийного состояния;

г) автоматические регуляторы — аппараты, которые обеспечивают такое автоматическое управление технологическим процессом, при котором поддерживается заданная потребителем нагрузка, и необходимые качественные показатели работы агрегата или установки в целом.

Теплосиловое оборудование современных котельных и ТЭЦ рассчитано на обязательную работу с перечисленными выше элементами комплексной автоматизации. Сложность тепловых процессов, многообразие технологических и конструктивных вариантов оборудования, единичные мощности агрегатов и всей системы теплоснабжения в целом не позволяют однозначно решать вопросы комплексной автоматизации. Наряду с этим построение схем теплоснабжающих установок и конструирование отдельных агрегатов требуют правильного подхода для успешного использования технических средств комплексной автоматизации и соответствующего анализа рабочих режимов, особенно в переходных процессах, когда переход системы от состояния равновесия к новому состоянию достигается за счет взаимодействия средств регулирования и самого объекта — агрегата или системы теплоснабжения.

За счет применения автоматического регулирования и других средств комплексной автоматизации достигается основной эффект — снижение численности обслуживающего персонала.

Вопросам собственно автоматического регулирования, конструкциям измерительных приборов и авторегуляторов посвящено большое количество специальной литературы [Л. 43—50], поэтому в рамках данной главы рассматриваются лишь основные технические решения, которые могут быть положены в основу при проектировании технологической части системы теплоснабжения промпредприятий.

Естественно, что резкой границы между отдельными видами средств комплексной автоматизации практически не существует. Так, измерительные приборы могут быть одновременно регулирующими или защитными,

сигнальными и пр. Однако в практике сооружения теплоснабжающих установок почти всех типов принято применять в качестве собственно авторегулирующих устройств отдельную систему аппаратов, например аппаратуру автоматизации тепловых процессов электронной системы. Это позволяет повысить надежность обслуживания агрегатов и сконструировать аппаратуру, наиболее подходящую для управления тепловыми процессами.

В последние годы очень большое внимание уделяется вопросам автоматической защиты оборудования от ненормальных и аварийных режимов. Это объясняется внедрением группового или централизованного обслуживания агрегатов, уменьшением числа дежурных, а также тем, что наиболее совершенное современное оборудование практически не может уже управляться вручную персоналом и при отказе в работе автоматики, поддерживающей нормальный режим, должно быть переведено в облегченный режим (например, снижения нагрузки) или вовсе отключено за очень короткое время. Вследствие этого для защитных устройств чаще всего устанавливают отдельную измерительную аппаратуру повышенной чувствительности и надежности действия. В то же время контрольно-измерительные приборы агрегата часто могут быть совмещенными для целей собственно контроля (показание параметра) и технико-экономического учета (запись параметра). Для этого один и тот же прибор сочетает записывающую и стрелочную показывающую шкалы. Часто измерительные приборы и отдельные регуляторы выполняют функции сигнальных устройств отклонения контролируемых параметров от нормы, а наиболее ответственные параметры сигнализируются отдельными аппаратами; в большей части это относится к сигналам аварийного характера.

Технические средства управления механизмами оборудования, как правило, электрические и разрабатываются в составе электротехнической части проекта теплоснабжающей установки. Сюда относится управление электроприводами насосов, арматуры, заслонок, шиберов и пр. В случае автоматического управления приводом или регулирующим органом система ручного дистанционного управления сочетается с аппаратурой авторегулирования, а выбор режима управления («ручное дистанционное» или «автоматическое») производится оператором с пункта управления и контроля.

10-2. ОРГАНИЗАЦИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ УПРАВЛЕНИЯ

Выбор схемы организации технических средств управления определяют следующие факторы:

1) компоновка здания и агрегатов установки;

2) тепловая схема установки и взаимосвязь агрегатов;

3) количество агрегатов технологического оборудования и их единичная мощность;

4) возможность полной или частичной автоматизации агрегатов в соответствии с их заводским исполнением или реконструкцией;

5) порядок и перспектива дальнейшего развития (расширения) теплоснабжающей установки за счет увеличения количества однотипных или более мощных агрегатов;

6) назначение теплоснабжающей установки в системе предприятия или энергосистеме (например, котельная промпредприятия, изолированная ТЭЦ, ТЭЦ в энергосистеме).

В настоящее время повсеместно стараются избегать схемы организации управления с индивидуальным обслуживанием каждого агрегата для установки любого типа. Применяется преимущественно групповое или централизованное управление всей установкой или ее цехами. Практически принятая схема организации управления определяет расположение и количество пунктов оперативного обслуживания — щитов теплотехнического контроля и управления и соответствующую этому расстановку дежурного персонала.

Для промышленных котельных любого типа наиболее выгодной является схема организации с групповыми щитами управления и контроля. Такая схема обычно не требует устройства специального помещения для щитов, не вызывает необходимости прокладки длинных дорогостоящих коммуникаций к щитам и позволяет легко установить в котельной необходимое количество щитов контроля и управления по мере развития котельной. При значительном количестве котельных агрегатов (например, более 4) рекомендуется в дополнение к оперативным щитам обслуживания организовывать щит старшего дежурного котельной, сосредоточив на нем только общие измерения по всей установке в целом и возможность диспетчерской связи с теплопотребляющим предприятием.

Для оборудования современных промышленных ТЭЦ групповое управление агрегатами решается иначе, чем для котельных. Как правило, при организации групповых щитов управления (рис. 10-1) на групповом щите — пункте управления совмещается управление некоторым количеством котельных агрегатов с совпадающим по потреблению пара количеством турбинных агрегатов. При такой схеме создается прямая возможность технологической координации работы агрегатов котельной и машинного зала и в то же время сам пункт управления — щит

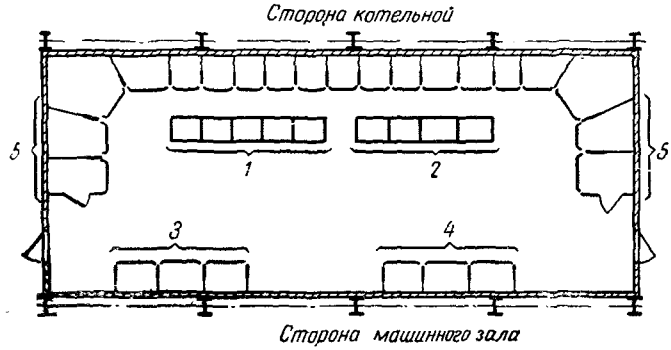


Рис. 10-1. Расположение панелей группового щита контроля и управления ТЭЦ.

1 — оперативные панели и пульты котлов; *2* — оперативные панели и пульты турбин; *3* — панели регистраторов и регуляторов котельной; *4* — панели регистраторов и регуляторов машзала; *5* — панели вспомогательного оборудования.

можно расположить примерно в центре обслуживаемого технологического оборудования, что, конечно, выгодно с точки зрения экономии кабельных коммуникаций. Кроме того, обычно групповой щит управления делается на количество агрегатов, соответствующее проектируемому этапу строительства станции, так что при дальнейшем значительном расширении ее такой групповой щит повторяется. Практика проектирования и строительства ТЭЦ с турбинными агрегатами 12—50 *Мвт* показала, что подобная схема с групповым управлением вполне себя оправдывает, если на каждом групповом щите сосредоточено до четырех котельных и четырех турбинных агрегатов. При большей концентрации оборудования на каждом групповом щите обслуживание становится затрудненным для персонала и, следовательно, при-

водит к необходимости иметь дополнительных дежурных на увеличенное количество агрегатов.

Схема с групповыми щитами управления получила дальнейшее развитие для ТЭЦ, предназначенных для конкретного промпредприятия, особенно в случае обслуживания металлургических заводов, когда агрегаты ТЭЦ содержат также турбокомпрессоры-воздуходувки (ТЭЦ — ПВС). В этом случае групповые щиты дополняются центральным диспетчерским щитом ТЭЦ — ПВС (или ТЭЦ с большим количеством агрегатов). На диспетчерском щите сосредоточиваются общие показатели работы станции и осуществляется диспетчерская связь теплопотребляющего предприятия со станцией. Обычно это выполняется через центральный диспетчерский пункт промпредприятия.

Длительное время и по сей день многими организациями разрабатываются вопросы полной централизации управления для ТЭЦ. При этом предусматривается сооружение на ТЭЦ центрального теплоэлектрического щита, т. е. единого общего пункта управления станции, как это представлено на рис. 10-2. С технологической точки зрения это наиболее совершенная схема управления и контроля станции, так как при сосредоточении тепловой и электрической частей в общем щитовом помещении создается оптимальная возможность координации работы агрегатов тепловой станции с поперечными связями. Однако громоздкость необходимого щитового помещения (в котором нужно иметь резерв для щитов расширения ТЭЦ), большая длина и большое количество коммуникаций создают очень серьезные трудности для реализации подобной схемы управления и удорожают ее.

Схема организации с центральным теплоэлектрическим щитом наиболее легко осуществима для станций с простой электротехнической частью (например, при выдаче электроэнергии на генераторном напряжении) и относительно небольшой единичной мощностью оборудования с турбогенераторами мощностью не более 6 *Мвт*. При подобном оборудовании центральный теплоэлектрический щит, как показано на рис. 10-3, не требует большого помещения.

При реализации той или иной схемы организации контроля и управления одними из наиболее трудных вопросов являются выбор места для щитового помеще-

ния и обеспечение необходимых габаритов его. При этом сталкиваются противоречивые требования: с одной стороны, щитовое помещение должно допускать возможность хорошей компоновки в нем необходимых панелей и пультов, с другой — это помещение не должно вызы-

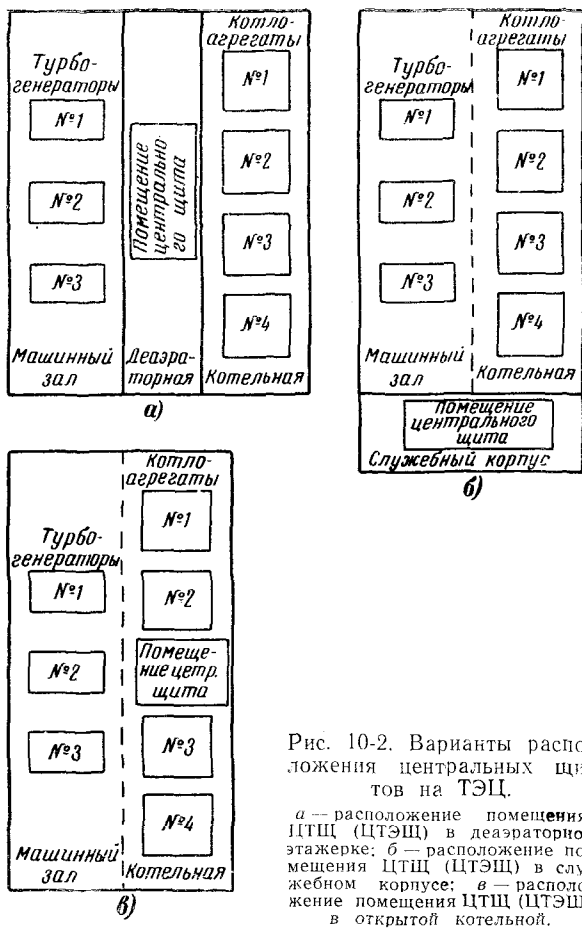


Рис. 10-2. Варианты расположения центральных щитов на ТЭЦ.

а — расположение помещения ЦТЩ (ЦТЭЩ) в деаэраторной этажерке; *б* — расположение помещения ЦТЩ (ЦТЭЩ) в служебном корпусе; *в* — расположение помещения ЦТЩ (ЦТЭЩ) в открытой котельной.

вать неоправданного увеличения главного здания ТЭЦ и усложнения его строительных конструкций. С этой точки зрения интересным является решение, показанное на рис. 10-2,*в*, когда центральный щит располагается между котельными агрегатами при открытой установке

последних. Щит размещается в специальном щитовом помещении на уровне отметки основного обслуживания, а первые этажи используются под кабельные подводы (второй этаж) и тепловую лабораторию.

Дополнительно отметим, что в соответствии с принятым расположением щитов контроля и управления и общей схемой организации управления станция осна-

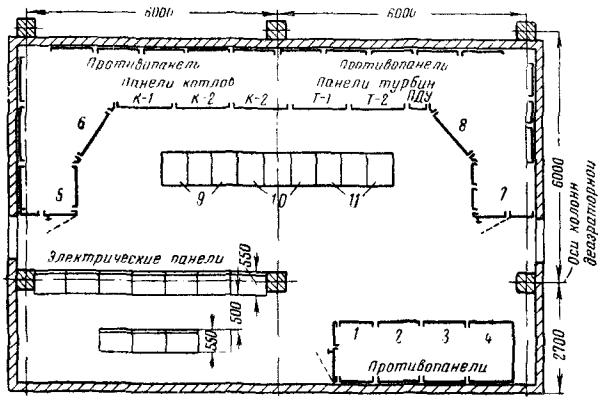


Рис. 10-3. Помещение центрального теплоэлектрического щита ТЭЦ.

1 — регуляторы машинного зала; *2* — регуляторы котла № 1; *3* — регуляторы котла № 2; *4* — регуляторы котла № 3; *5* — регистраторы котла № 1; *6* — регистраторы котлов № 2—3; *7* — регистраторы машинного зала; *8* — теплофикация и РОУ; *9* — пульт котла № 1; *10* — пульт котла № 2; *11* — пульт котла № 3.

щается средствами связи, к которым относятся коммутатор оперативной телефонной связи, радиопоисковая связь с обходным персоналом и внутрицеховые переговорные телефонные устройства.

10-3. АВТОМАТИЗАЦИЯ И КОНТРОЛЬ АГРЕГАТОВ ТЭЦ

Средства теплотехнического контроля агрегатов можно разделить на следующие основные группы:

а) Измерения и соответствующие им приборы, которые обеспечивают возможность наблюдения за основными оперативными параметрами работы оборудования. К этой группе относятся контрольно-измерительные приборы (КИП), имеющие показывающие шкалы, по которым легко наблюдаются мгновенные значения параметра, а также регистрирующие приборы, которые приме-

няются для определения не только мгновенного значения, но и характера отклонения параметра от нормы. Последних значительно меньше, чем первых, и они применяются для особо ответственных параметров, например для наблюдения за температурой перегрева пара за котлом.

В последние годы все шире применяются приборы, снабженные одновременно показывающей стрелочной шкалой и диаграммой для записи. Это вызвано усложнением оборудования, большинство параметров работы которого должно оцениваться персоналом именно по характеру изменения во времени.

б) Вторая группа приборов предназначена для балансовых и технико-экономических расчетов и возможности проведения анализов работы агрегатов за тот или иной промежуток времени. Это самопишущие приборы, зачастую снабженные интеграторами для отсчета суммарной производительности.

в) Приборы-сигнализаторы, в качестве которых либо используются приборы первых двух групп, либо ставятся отдельные приборы специально для осуществления сигнализации отклонения параметров от нормы.

Для агрегатов тепловых электростанций перечень всех необходимых для эксплуатации оборудования измерений приведен в «Правилах технической эксплуатации электрических станций, сетей и подстанций», а также дополнительно в различного рода эксплуатационных инструкциях и циркулярах. Вследствие этого более подробное рассмотрение приборов контроля здесь не приводится. Отметим лишь, что все основные приборы контроля (КИП) в современных установках располагаются на щитах контроля и управления, а небольшое количество их устанавливается вблизи мест измерения у агрегатов. Сказанное относится к измерениям, имеющим второстепенное значение, которые требуются только для редких периодических наблюдений.

Автоматическое регулирование работы агрегатов рассмотрим более подробно, так как этот процесс более сложен и даже элементарное знакомство с ним только на основании «Правил» или «Инструкций по эксплуатации» практически невозможно. Для возможности рассмотрения схем автоматического регулирования кратко остановимся на структуре и составе современного автоматического регулятора тепловых процессов. В энерге-

тике преимущественное распространение в последние годы получила электронная система регулирования, состоящая из ряда унифицированных элементов, конструкция и схема которых видоизменяются в зависимости от конкретного назначения регулятора в схеме.

Электронные регуляторы (рис. 10-4) имеют типовую структурную схему, при которой чувствительные элементы *1* и *2* измеряют и преобразуют изменения параметров в электрический сигнал, который поступает к измерительному блоку *3* регулятора. В случае необходимости в этом блоке производится суммирование сигналов, полученных от нескольких первичных элементов. Суммированный электрический сигнал усиливается в электронном усилительном устройстве *4* регулятора и передается силовому устройству *5*, которое с помощью контактора *6* или другого пускового устройства включает в работу сервомотор *7* для привода регулирующего органа *8*. Для установки нужного значения поддерживаемого регулятором параметра служит так называемый задатчик *9*. О степени перемещения регулирующего органа судят по указателю положения *10*, который электрически связан с выходным валом сервомотора *7*. Электронный регулятор снабжен, кроме указанного, дополнительным устройством *11*, которое предназначено для осуществления так называемой обратной связи. Это устройство необходимо для выключения действия регулятора при достижении необходимого воздействия регулятора на регулирующий орган.

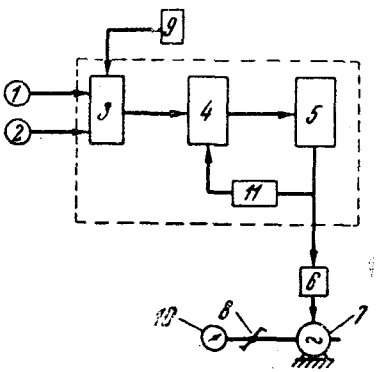


Рис. 10-4. Структурная схема электронного регулятора.

Электронная система регулирования имеет ряд вспомогательных устройств, как-то: дифференциаторы, позволяющие получить импульс не по абсолютной величине отклонения параметра, а по скорости отклонения его; следящие приборы, необходимые для осуществления синфазного перемещения двух регулирующих органов; устройства динамической связи, которые оказывают опе-

режающее воздействие одного регулятора на другой во время переходного процесса. Кроме того, имеются переключатели и ключи управления, которые позволяют переходить с режима автоматического управления на дистанционное ручное управление процессом.

Котельный агрегат с точки зрения регулирования его работы можно разделить на три основных участка. Это — регулирование процесса горения, регулирование питания котла водой и регулирование температуры перегрева пара. В случае наличия у котла отдельной системы пылеприготовления, например с промбункером, четвертым участком регулирования является эта система.

При построении схем автоматического регулирования процесса горения следует четко различать понятия паровой нагрузки котлоагрегата и его тепловой нагрузки, которая характеризует состояние теплового и материального балансов в системе котла.

Тепловая нагрузка характеризует количество тепла, которое воспринимается парообразущей системой котла в единицу времени и вследствие этого отражает работу агрегата в течение переходного режима. Нетрудно заключить, что при установившемся режиме величины тепловой и паровой нагрузок должны быть одинаковыми.

При осуществлении схем регулирования процесса горения паровых котлов измерение паровой нагрузки не составляет труда и осуществляется любым способом, пригодным для измерения количества выработанного пара.

Измерение тепловой нагрузки для подачи соответствующего импульса в схему регулирования производится следующим образом: измеряют расход пара и давление в барабане; при этом импульс давления преобразуется дифференциатором (см. выше) в импульс скорости изменения давления. Оба эти импульса суммируются и характеризуют тепловую нагрузку.

Применительно к работе паровых котлов в условиях ТЭЦ, т. е. на общую паровую магистраль, требуется так выполнять автоматизацию котлов, чтобы они могли полностью или частично участвовать в регулировании паровой нагрузки котельной или работать в состоянии базового режима, если это требуется по экономическим соображениям. Поэтому схема регулирования процесса горения каждого отдельного котлоагрегата обычно свя-

зана с паровой магистралью через специальный главный или корректирующий регулятор, общий для всех котлов станции.

На рис. 10-5 приведена схема автоматического регулирования процесса горения котельного агрегата, работающего на твердом пылевидном топливе и имеющего индивидуальную систему пылеприготовления с промбункером. В этой схеме предусматривается, что данный котлоагрегат работает параллельно с рядом других, вследствие чего давление в общей паровой магистрали *1*

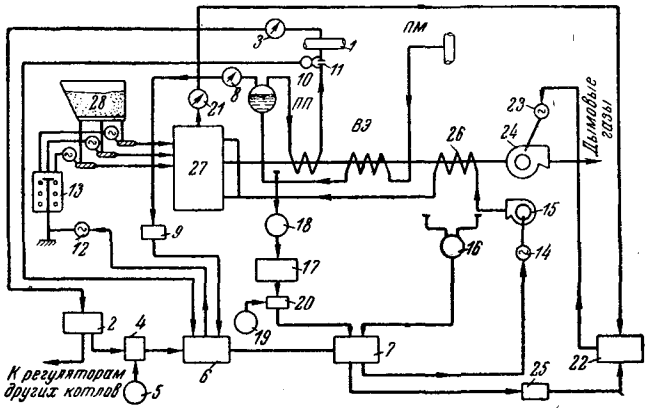


Рис. 10-5. Схема автоматизации процесса горения пылеугольного котлоагрегата ТЭЦ (*ПП* — пароперегреватель; *ВЭ* — водяной экономайзер; *ПМ* — паровая магистраль).

измеряется для подачи импульса к главному (корректирующему) регулятору *2*. Измерение производится при помощи специального манометра *3*, который преобразует измеренный импульс давления в соответствующий электрический, подводимый к электронному корректирующему прибору. Этот прибор выполняется заводом с выходным устройством для одновременной подачи электрического командного импульса к индивидуальным регуляторам нескольких котлов.

Для возможности перевода котлов в базовый режим командный импульс к регуляторам котлов передается через переключатель управления *4*. Можно разорвать последним электрическую цепь, идущую от корректирующего главного регулятора, и одновременно подключить цепи индивидуальных регуляторов желаемого

котла к специальному задатчику ручного управления *5*, с помощью которого может быть установлена некоторая постоянная величина входного сигнала, определяющая величину нагрузки котла, находящегося в базовом режиме. От главного регулятора или задатчика тепловой нагрузки импульс поступает к следующему электронному регулирующему прибору *6* — регулятору тепловой нагрузки и одновременно к регулятору воздуха *7*. При этом подключение импульса от главного регулятора к регулятору воздуха выполнено не непосредственно, а фактически через регулятор тепловой нагрузки. Это сделано для того, чтобы в случае ручной установки задатчикам необходимой тепловой нагрузки одновременно соответствующий импульс был направлен к регулятору воздуха, вследствие чего заданное соотношение «топливо — воздух» не будет нарушено.

Регулятор тепловой нагрузки *6*, кроме импульса от главного регулятора *2* или задатчика *5*, получает еще два импульса, о которых говорилось выше. От чувствительного манометра *8* через устройство *9*, называемое дифференциатором, к регулятору тепловой нагрузки поступает импульс по скорости изменения давления в барабане; третий импульс к регулятору тепловой нагрузки подается по расходу пара от котла с помощью расходомера *10*, который работает от измерительной диафрагмы *11*.

Таким образом, регулятор тепловой нагрузки в своем выходном устройстве вырабатывает сигнал, суммирующий воздействие перечисленных импульсов, и подает его в качестве командного импульса для включения электропривода *12*, так называемого плоского контроллера *13*, который производит необходимое изменение числа оборотов двигателей пылепитателей, а следовательно, и их производительности. В свою очередь регулятор воздуха *7*, получив импульс, прошедший через регулятор тепловой нагрузки, вырабатывает сигнал для изменения производительности дутьевых вентиляторов котла. Для этого управляющий сигнал от выхода электронного прибора *7* подается к сервомотору *14*, который механически сочленен с направляющим аппаратом *15* дутьевого вентилятора. Если котлоагрегат имеет два дутьевых вентилятора, ход исполнительных механизмов обоих направляющих аппаратов согласуется электрически с помощью специального следящего устройства.

Для обратной связи в регуляторе воздуха *7* используется перепад давлений воздуха на участке воздухоподогревателя котла *26,* который характеризует фактическую производительность вентилятора. Этот перепад измеряется дифференциальным манометром *16*, электрически включенным на вход прибора *7.*

Оптимальный воздушный режим топки *27* должен устанавливаться с учетом содержания свободного кислорода в топочных газах. Для этой цели регулятор воздуха *7* получает еще один дополнительный импульс от регулятора — корректора воздуха *17*, на вход которого подан сигнал автоматического кислородомера *18.* Как и у остальных регуляторов, этот прибор имеет ручной задатчик *19* и переключатель *20* перехода узла коррекции с режима автоматического регулирования на заданный постоянный.

Автоматическое регулирование разрежения в топочной камере осуществляется с помощью самостоятельного электронного регулятора. Импульс изменяющегося разрежения подается к дифференциальному тягомеру *21,* а электрический сигнал от его индукционного датчика — на вход электронного прибора *22.* Воздействие электронного регулятора *22* производится с помощью сервомотора *23* на направляющий аппарат *24* дымососа котла.

Вследствие наличия способности к самовыравниванию разрежения в топке авторегулятор разрежения не имеет устройства обратной связи. Наличие самовыравнивания разрежения в топочной камере котла объясняется в основном тем, что при изменениях разрежения в топке изменяются и присосы воздуха в топку через неплотности обмуровки. Между регулятором воздуха и регулятором разрежения имеется устройство динамической связи *25,* которое обеспечивает подачу к регулятору разрежения опережающего импульса от регулятора воздуха. Это улучшает процесс регулирования, так как при этом начавший работать регулятор воздуха как бы помогает регулятору разрежения начать перемещение своего сервомотора в ту или иную сторону в зависимости от изменения воздушного режима.

На рис. 10-5 не показан участок регулирования, относящийся к системе пылеприготовления, который имеет свои регулирующие приборы, обеспечивающие нормальную работу пылесистемы с промбункером *28* и шаровой мельницей [Л. 45]. Эти регуляторы автомати-

чески управляют загрузкой мельницы и величиной разрежения перед нею, а в случае необходимости поддерживают постоянную температуру аэросмеси за мельницей. Схема авторегулирования питания котлоагрегата водой представлена на рис. 10-6 и сводится к поддержанию постоянного уровня в барабане котла.

Положение уровня в барабане котла в первую очередь зависит от такого фактора, как временный или постоянный небаланс расхода пара и поступления воды,

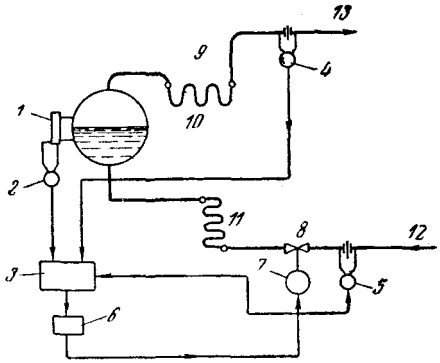


Рис. 10-6. Схема автоматизации питания котлоагрегата ТЭЦ.

1 — сосуд постоянного уровня; *2* — дифманометр-уровнемер; *3* — электронный блок; *4* — паромер; *5* — водомер; *6* — магнитный усилитель; *7* — сервомотор; *8* — регулирующий клапан; *9* — пароперегреватель; *10* — барабан котла; *11* — водяной экономайзер; *12* — питательный трубопровод; *13* — паропровод.

что прямо приводит к изменению уровня в барабане. У современных котлов объем барабана относительно невелик, что обусловливает очень быстрое изменение уровня. Так, например, для котла высокого давления производительностью 120—230 *т/ч* скорость понижения зеркала воды в барабане составляет около 30 *сек* на 200 *мм* высоты уровня. В то же время на котлах низкого давления устаревших типов это время составляет около 4—6 *мин* и более. Вследствие этого ручное управление питанием на современных котлах практически невозможно.

Имеются еще два фактора, влияющие на положение уровня: паросодержание в пароводяной смеси и интенсивность парообразования в экономайзере. Следователь-

но, наиболее правильно можно организовать схему регулирования питания, учитывая как положение уровня в барабане, так и паропроизводительность котла и фактическое поступление в него питательной воды. Такая схема авторегулирования питания называется соответственно трехимпульсной и получила преимущественное распространение вследствие надежности действия на агрегатах всех мощностей.

Схема трехимпульсного электронного регулятора питания представлена на рис. 10-6 и состоит из следующих элементов: к барабану котла присоединен стандартный уравнительный сосуд *1* для отбора импульса к уровнемеру *2*. Уровнемер преобразует величину колебаний уровня в соответствующий импульс электрического тока, подаваемый на вход серийного электронного блока *3*. Аналогично этому к электронному блоку подводятся импульсы от паромера *4* и водомера *5*. В электрической схеме регулятора *3* эти импульсы суммируются и действуют через пускатель *6* на исполнительный механизм *7* регулирующего клапана *8* подачи питательной воды.

Применение электронных трехимпульсных регуляторов для автоматизации питания обеспечивает широкие возможности управления процессом при самых тяжелых режимах работы агрегата. Это достигается тем, что степень воздействия двух дополнительных импульсов (расходов пара и воды) можно изменять в широких пределах при наладке регулирования, в основном путем подгонки электрического режима.

В заключение укажем, что автоматическое регулирование температуры перегрева пара как участок регулирования характеризуется значительным запаздыванием в изменениях конечной температуры пара при различных режимах — возмущениях. Это заставило конструкторов котельных агрегатов значительно усложнить схему собственно пароперегревателя котла для улучшения динамических свойств этого участка котельного агрегата. Так, появились впрыскивающие пароохладители с впрыском собственного конденсата, сложные схемы «перебросов» пара по сторонам газового тракта котла и пр. Такие кардинальные решения привели к практической возможности регулирования температуры перегрева пара одним регулятором, работающим в основном по конечной температуре пара за котлом.

Внедряемое в последние годы групповое и централизованное управление оборудованием, а также значительное усложнение схем и конструкций агрегатов привели к необходимости предусмотреть специальные мероприятия, которые обеспечивают локализацию аварийных состояний или производят автоматическое отключение агрегата при наличии аварии. Эти функции выполняют устройства технологической защиты оборудования. При этом следует отметить, что в ряде случаев локализацию

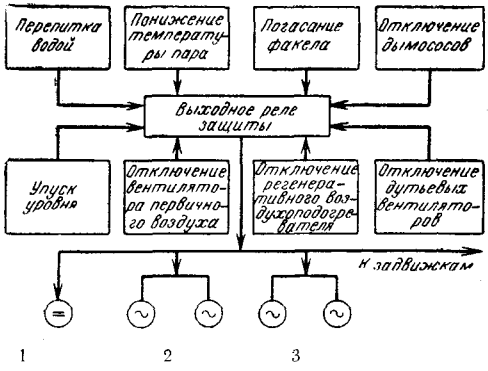


Рис. 10-7. Структурная схема тепловой защиты котлоагрегата ТЭЦ.

1 — пылепитатели; *2* — дутьевые вентиляторы; *3* — мельничные вентиляторы.

аварийного режима может произвести только автоматическое устройство, а не дежурный персонал, который может не успеть скоординировать свои действия по управлению агрегатом. В соответствии с этим Техническим управлением по эксплуатации Министроства энергетики и электрификации СССР в 1964 г. были составлены сводные требования по выполнению технологических защит для оборудования ТЭЦ.

Принципиально защита агрегата выполняется на базе измерения одной или нескольких величин — параметров, которые могут характеризовать аварийное состояние. Если локальные действия на данном участке агрегата не приводят к положительному результату, то защита производит полное отключение его. Зачастую средства защиты включают специальные приборы повышенной точности и быстроты срабатывания.

На рис. 10-7 представлена структурная схема защиты котлоагрегата, действие которой приводит к отклю-

чению его. Рассматривая схему, надо иметь в виду, что на ней не показаны операции, которые производятся, кроме отключения двигателей собственных нужд. При останове котлоагрегата дополнительно необходимо:

а) закрыть парозапорную задвижку и запорные задвижки на подводе питания (если сработала защита от аварийного уровня);

б) закрыть задвижки на линиях впрыска собственного конденсата и линии подвода воды к узлу впрыска;

в) открыть задвижку на продувке пароперегревателя, а в случае перепитки котла водой — задвижку на аварийном сливе воды из барабана.

Действие защит котлоагрегата, производящих локальные операции, сводится, как правило, к мероприятиям, позволяющим отключить часть топливоподающих устройств, открыть предварительно слив воды из барабана, включить дополнительные мазутные форсунки для подсвета при потускнении пылеугольного факела в топке и пр. Конкретная схема защиты котлоагрегата зависит от его конструкции, схемы газовоздушного и пароводяных трактов, а также от типа топочного устройства.

Паровая турбина является высокоавтоматизированным агрегатом. При этом все основные регуляторы входят в общую конструкцию установки. К ним относятся: авторегулятор поддержания скорости вращения ротора турбины, регуляторы поддержания заданного давления в отборах, давления масла в системе смазки, подачи пара на лабиринтовые уплотнения, уровня в конденсаторе и др. Вследствие этого вопрос автоматизации и защиты турбинных установок следует рассматривать с точки зрения установки дополнительных устройств, которые необходимы для группового или централизованного обслуживания, если они по тем или иным причинам частично отсутствуют у турбин выпуска прежних лет.

10-4. АВТОМАТИЗАЦИЯ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ

В последнее время вопросу автоматизации и защиты водогрейных котлоагрегатов, работающих на газовом и жидком топливах, уделялось большое внимание, что позволило перейти на практике от ранее имевшихся сложных и малонадежных схем к относительно простым.

Вопрос заключается в том, что регулирование процесса горения в топке водогрейного газомазутного котла

производится изменением количества одновременно работающих горелок и соответствующего им количества небольших дутьевых вентиляторов. Производительность каждого такого вентилятора соответствует производительности горелки. Этим обеспечиваются хорошая возможность поддержания оптимального соотношения «топливо — воздух» и экономичное расходование электроэнергии на подачу дутья. Для удобства автоматического управления газомазутные горелки и их вентиляторы объединены в одновременно включаемые группы по четыре горелки и четыре вентилятора. При этом необходимые для включения горелок и вентиляторов заслонки механически сблокированы и имеют общий для данной группы электропривод.

Таким образом, поддержание заданной за котлом температуры сетевой воды обеспечивается управлением включения групп горелок. Одна из групп работает постоянно, являясь вначале растопочной, а затем обеспечивающей устойчивость факела в топке. Следует отметить, что температура воды за котлом задается «по диспетчерскому графику» и поддержание ее в течение заданного периода производится указанным выше способом. Практические попытки автоматизировать процесс полностью (например, с учетом изменений температуры наружного воздуха) показали малую эффективность такой автоматизации, главным образом вследствие наличия очень большой инерции регулируемого процесса. При осуществлении регулирования «по диспетчерскому графику» схема автоматизации упрощается без видимых ухудшений удобства обслуживания котла даже при групповом управлении несколькими агрегатами с одного теплового щита.

Схема автоматизации поддержания температуры воды за водогрейным котлом представлена на рис. 10-8. В схеме для упрощения показано лишь по одной горелке с каждой стороны топочной камеры.

Автоматический регулятор *1* посредством температурного датчика *4* контролирует постоянство температуры воды в трубопроводе за котлом. При отклонении температуры от заданного значения регулятор с помощью соответствующей коммутационной аппаратуры производит включение или отключение групп горелок, т. е. воздействует на электроприводы дутьевых вентиляторов *2* и заслонок на топливе *5*. Работа

автоматического регулятора разрежения водогрейного котла любого типа не отличается от работы их на энергетических котлах (см. выше). Следует лишь указать, что воздействие регулятора осуществляется или на направляющий аппарат дымососа, или на шибер в индивидуальном газоходе за котлом.

Технологическая защита для водогрейных котлов выполняется по весьма несложной схеме, которая обеспечивает:

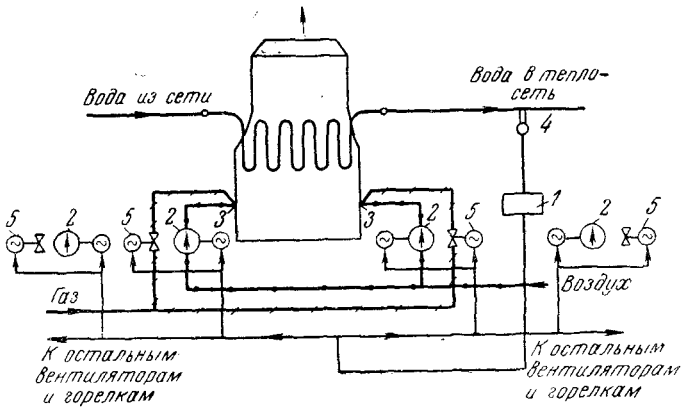


Рис. 10-8. Схема автоматизации водогрейного котла.

а) отключение агрегата при разрыве труб поверхностей нагрева; для этого за котлом устанавливается сигнализирующий водомер, который подает электрический импульс при снижении расхода воды за котлом; воздействие через соответствующие реле производится на закрытие задвижек до и после агрегата и прекращение подачи топлива;

б) отключение котла при аварийном понижении давления газового или мазутного топлива перед горелками котла; реле защиты при этом получают импульс от электроконтактного манометра, установленного в топливоподающем трубопроводе;

в) включение аварийного регулятора, воздействующего на открытие задвижки на линии рециркуляции воды в котле; датчик регулятора контролирует повышение температуры воды за котлом, и при недопустимом повышении ее осуществляется дополнительный пропуск воды через котел за счет рециркуляции, что приводит

к снижению температуры воды до допустимых пределов;

г) контроль погасания факела в топке; в случае полного срыва горения происходит отключение агрегата; для котлов, работающих на газе, этого выполнить не удается вследствие отсутствия надежного датчика — фотореле для контроля газового факела.

10-5. АВТОМАТИЗАЦИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЭЦ И ПАРОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ

В составе питательно-деаэраторной установки автоматизация сводится в основном к следующему:

а) Обеспечение автоматического включения резервного питательного насоса (помимо имеющихся заводских устройств автоматического регулирования и защиты в собственно насосном агрегате); это достигается путем автоматического включения двигателя насоса при падении давления воды в питательных магистралях. Импульс подается контактным манометром контроля давления воды и вводится в схему включения двигателя насоса. Пуск насоса при этом осуществляется на обратном клапане. Следует отметить, что наличие такой автоматики не исключает необходимости электрической блокировки двигателя резервного насоса с двигателями работающих насосов, что повышает общую надежность работы насосной группы.

б) Поддержание постоянного давления в головке деаэратора и уровня в аккумуляторном баке. Несмотря на относительную простоту осуществления такого авторегулирования, наиболее эффективное решение было найдено лишь после накопления эксплуатационного опыта. Вопрос сводится к тому, что пришлось отказаться от индивидуального регулирования давления и уровня у каждого из деаэраторов ТЭЦ и перейти к схеме группового регулирования, которая представлена на рис. 10-9. Такая схема свободна от недостатков индивидуального регулирования, которое практически не возможно наладить для устойчивой работы. Это объясняется тем, что параллельно включенные регуляторы уровня и давления «раскачивают» друг друга, перебрасывая нагрузку от одного деаэратора к другому. В схеме на рис. 10-9 имеются лишь один регулятор давления и один регулятор уровня, которые являются общими для

группы деаэраторов одного давления. При этом регуляторы воздействуют не на один свой регулирующий клапан, а на два или даже более, т. е. как это требуется по производительности. Клапаны включаются в работу последовательно один за другим. Необходимым условием для схемы включения автоматизированных деаэраторов является наличие уравнительных линий греющего пара и питательной воды, что дает возможность иметь

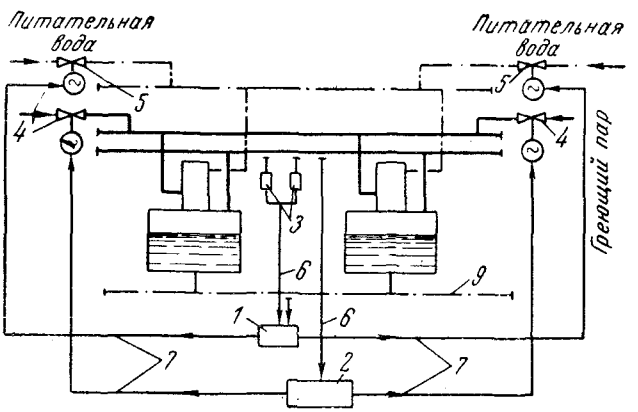


Рис. 10-9. Принципиальная схема автоматизации деаэраторов.

1 — регулятор давления; *2* — регулятор уровня; *3* — сосуд постоянного уровня; *4* — регулирующий клапан на линии греющего пара; *5* — регулирующий клапан на линии подачи питательной воды; *6* — импульсная линия к датчику регулятора; *7* — командная линия от регулятора; *8* — уравнительная паровая линия; *9* — уравнительная водяная линия.

усредненные импульсы для авторегуляторов и обеспечивать равномерное распределение пара и воды между агрегатами. Эти линии должны выполняться самостоятельно и не могут быть заменены коллекторами подвода пара и отвода воды к насосам. Из двух сосудов постоянного уровня *3*, которые изображены на схеме, один является резервным.

Автоматическое регулирование редукционно-охладительных установок (РОУ) показано на рис. 10-10. Схема состоит из двух авторегуляторов. Авторегулятор давления *1* мятого пара за установкой посредством датчика-манометра *2* воспринимает изменения давления пара и воздействует сервомотором *3* на редукционный клапан *4* установки, чем достигается поддержание

заданного давления. Второй авторегулятор (5) воспринимает с помощью температурного датчика 6 изменения величины температуры пара за установкой и посредст-

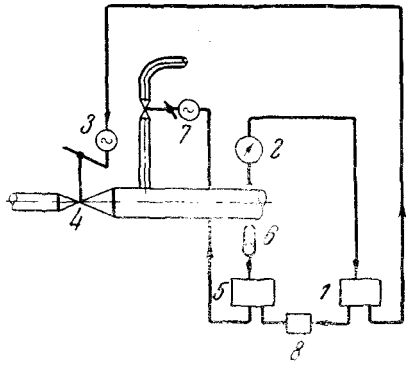


Рис. 10-10. Схема автоматического регулирования РОУ.

вом сервомотора 7 управляет регулирующим клапаном 8 впрыска охлаждающей воды в пар пониженного давления. Для улучшения качества регулирования на регуля-

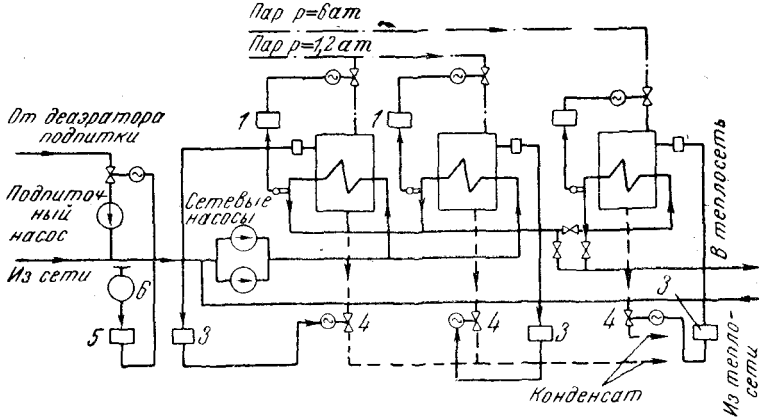


Рис. 10-11. Автоматическое регулирование бойлерной установки ТЭЦ.

тор температуры 5 подается опережающий импульс от авторегулятора давления 1 посредством дифференциатора 8. Это позволяет частично исключить влияние запаздывания при регулировании температуры.

В случае если редукционная установка является быстровключающейся (БРОУ), система автоматики дополняется так называемым быстровключающимся клапаном, который открывается автоматически при падении давления в магистрали пара пониженного давления (например, при резервировании отбора или противодавления турбины).

Автоматическое регулирование теплофикационных установок на ТЭЦ сводится к следующему (см. схему на рис. 10-11):

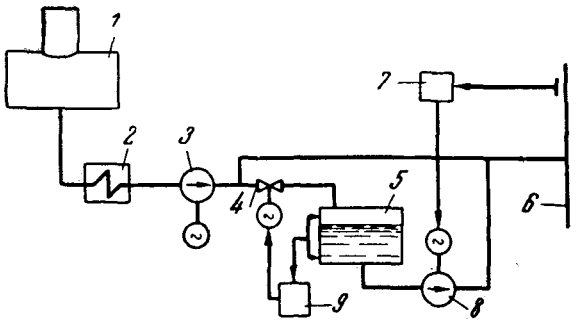


Рис. 10-12. Автоматическое регулирование узла подпитки при открытой схеме водоразбора.

а) Авторегуляторы *1* и *2* управляют подводом греющего пара к корпусу подогревателей — основных и пикового, чем обеспечивается нужная, заданная диспетчером температура сетевой воды за установкой.

б) Авторегуляторы *3* воздействуют на клапаны *4* отвода конденсата из корпусов подогревателей в зависимости от положения уровня конденсата в корпусе подогревателя, который поддерживается с точностью около 80—110 *мм*.

в) Авторегулятор *5* является регулятором подпитки теплосети. Манометрический датчик регулятора *6* измеряет давление перед сетевыми насосами (или в другой характерной точке), а воздействие осуществляется на клапан *7* перед подпиточным насосом *8*, который подает деаэрированную воду в теплосеть.

В случае работы теплосети с открытым водоразбором узел регулирования подпитки видоизменяется, как это показано на рис. 10-12. В этом случае вода от деаэратора подпитки *1* через подогреватель *2* подается в сеть

постоянно работающим насосом *3*. При этом задвижка *4* на линии в аккумуляторный бак *5* закрыта и вода поступает в трубопровод *6* обратной сетевой воды. При увеличении разбора давление в сетевом трубопроводе *6* падает и электроконтактный манометр *7* подает импульс на включение подпиточного насоса, который будет работать, восполняя потерю давления; при повышении давления выше нормы манометр *7* отключит насос *8*, так как надобность в подпитке отпадет.

Уровнемер *9* управляет открытием задвижки *4* на линии к баку *5*. При достижении минимального уровня задвижка открывается, а при максимальном уровне она вновь закрывается.

Для возможности автоматизации небольших паровых котлов, например типа ДКВР или других, применяется упрощенная схема автоматики типа «Кристалл». Эта аппаратура позволяет автоматизировать процесс горения котлов, работающих как на газомазутном, так и на твердом топливе, осуществлять авторегулирование питания, а при необходимости регулировать температуру перегрева пара. Система представляет собой комплекс приборов, с помощью которых можно получать импульсы по расходу, уровню, давлению, разрежению или температуре. Сигналы от датчиков поступают к собственно регулирующему прибору — транзисторному усилителю типа УТС, от которого просуммированный командный импульс поступает к соответствующему сервоприводу регулирующего органа. Таким образом, элементы системы позволяют осуществлять набор и составление необходимых технологических схем авторегулирования. Учитывая небольшую мощность агрегатов, схемы собираются простейшие, например для процесса горения осуществляется схема «топливо — воздух», регулирование питания выполняется по одному импульсу от уровня воды в барабане и т. д.

Существенным отличием системы автоматики «Кристалл» является наличие исполнительных механизмов электрогидравлического действия. В этих механизмах перемещение регулирующего органа производится гидравлическим поршневым приводом, управляемым распределительным электрогидрореле. Такая система довольно проста в эксплуатации и хорошо соответствует всему относительно простому вспомогательному оборудованию промышленных паровых котельных.

Следует отметить, что серийный выпуск автоматики «Кристалл» для котлов типа ДКВР налажен на Московском заводе тепловой автоматики (МЗТА) таким образом, что эта аппаратура выпускается заводом комплектно со щитом управления котла, на котором, кроме устройств автоматики, имеются также необходимые теплоизмерительные и защитные приборы. Заводской тип такого исполнения Щ-ДКВР-3. Подобная комплектная поставка несомненно представляет большие удобства для заказа и проектирования и во многом способствует широкому внедрению этой системы в практику эксплуатации промышленных паровых котельных.

Поскольку в инструкциях завода и специализированной литературе [Л. 5, 8] система «Кристалл» широко освещена, мы более подробно на ней здесь не останавливаемся.

В заключение отметим, что в рамках данной главы не рассматриваются вопросы автоматизации установок химической подготовки воды и устройств топливоподачи. В части автоматизации ХВО в настоящее время еще нет законченных разработок и комплектного выпуска аппаратуры для эффективной комплексной автоматизации, главным образом вследствие отсутствия автоматических приборов-анализаторов обрабатываемой воды, работы над которыми ведутся рядом конструкторских и исследовательских организаций.

Некоторые решения по частичной автоматизации ХВО приведены в специальной литературе [Л. 60].

Автоматизация тракта устройств топливоподачи сводится в основном к осуществлению технологических защитных блокировок и выполнению программной последовательности запуска и останова механизмов тракта. Полная автоматизация топливоподачи с автоматизацией загрузки бункеров котельной требует значительных работ по подготовке для работы тракта в автоматическом режиме, соответственно бо́льшего количества электроприводов и расхода электрического кабеля. Кроме того, трудным вопросом является осуществление устройства для надежного измерения уровня топлива в бункерах — основного показателя, по которому работает схема для автозагрузки. Поэтому подобные мероприятия целесообразно внедрять на наиболее крупных установках, где вложенные затраты смогут окупиться в допустимые сроки (см. [Л. 59]).

Для обслуживания современных технических средств контроля и автоматизации на станции должен быть организован самостоятельный цех тепловых измерений и автоматики, в составе которого должна находиться тепловая лаборатория. На лабораторию возлагаются текущая поверка и ремонт приборов, а на наиболее крупных станциях — и проведение госповерки и соответствующего маркирования аппаратуры.

Глава одиннадцатая

ОРГАНИЗАЦИЯ ТОПЛИВОСНАБЖЕНИЯ, ВОДОПОДГОТОВКИ И МАСЛОХОЗЯЙСТВА НА ТЭЦ И В ПРОМЫШЛЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ

11-1. ТОПЛИВОСНАБЖЕНИЕ ТЭЦ И КОТЕЛЬНЫХ, РАБОТАЮЩИХ НА ГАЗООБРАЗНОМ ТОПЛИВЕ

Газообразное топливо является наиболее удобным высокоэкономичным из всех видов топлив, применяемых для промышленных энергоустановок.

Газовое хозяйство ТЭЦ или промкотельной несложно, относительно дешево по капитальным затратам и наиболее надежно в эксплуатации.

Для газоснабжения ТЭЦ и промкотельных применяются природные и искусственные горючие газы. Характеристику природных газов различных месторождений СССР можно найти в теплотехнических сравочниках, а также в нормах теплового расчета котельных агрегатов [Л. 25]. Из искусственных газов в энергетических установках в основном используются коксовый и доменный газы и нефтяной газ, получаемый при переработке нефтепродуктов.

Характеристики искусственных газов зависят от технологических процессов, в результате которых они получаются и задаются технологами в каждом отдельном случае самостоятельно. Усредненные данные по искусственным газам приведены в нормах теплового расчета котельных агрегатов [Л. 25].

Ориентировочный расход природного газа котлами и рекомендуемые диаметры отводов к ним приводятся

Таблица 11-1

Тип котла	Расход газа, $м^3/ч$	Условный диаметр отвода, *мм*
ГМ-50-1	4 100	150—200
БКЗ-75-ГМ	6 000	200
БКЗ-120-100-ГМ	9 300	250
БКЗ-160-100-ГМ	12 300	250—300
БКЗ-320-140-ГМ	24 600	350—400
ПТВМ-50-1	6 700	200
ПТВМ-100	13 400	300

Примечание. Расходы газа определены при средней теплотворной способности, равной 8 500 $ккал/м^3$.

в табл. 11-1. Подача газа на электростанцию или в котельную может осуществляться либо от магистрального распределительного газопровода, либо от внешней газораспределительной станции (ГРС), либо от газораспределительного пункта промпредприятия, в состав которого входит ТЭЦ или котельная.

Обычно промпредприятия подключаются к распределительным (магистральным) газопроводам с избыточным давлением газа в них до 6 *ат*. Присоединение к газопроводам с большим давлением должно быть специально обосновано. Потребность в газе с высоким давлением (более 6 *ат*) имеет место, например, на ТЭЦ с парогазовым циклом для парогенераторов.

От подземного магистрального газопровода высокого давления, расположенного вне территории промпредприятия или ТЭЦ, отвод газа на территорию промпредприятия производится подземной линией. Если, кроме основного вида топлива (природный газ), промпредприятие располагает резервным топливом (обычно мазут), то отвод газа выполняется одноли нейным, в тех случаях, когда резервного топлива нет, должны быть два независимых отвода газа (чисто газовые котельные).

При снабжении по двум отводам газовое хозяйство выполняется по схеме двойного или кольцевого газопровода с пропускной способностью каждой нитки равной 75% максимального расхода газа.

Давление газа, поступающего на ТЭЦ или промпредприятие, снижается в газораспределительном пункте ТЭЦ или промпредприятия путем редуцирования до

величины, требуемой устанавливаемыми горелочными аппаратами. На ТЭЦ снижение избыточного давления газа обычно производится до 0,6—1,5 *ат*, в промышленных котельных — до избыточного давления от 0,3 до 0,01 *ат*.

Газорегуляторный пункт (ГРП) — установка для снижения давления газа, размещаемая обычно в отдельном помещении, от которой могут снабжаться газом с одним или несколькими давлениями (низкими) один или несколько потребителей (котлов).

Газорегуляторная установка (ГРУ) выполняет те же функции, но только для потребителей с одним давлением газа и располагается в здании потребителя или пристройке к нему.

ГРП и ГРУ в зависимости от давления газа, поступающего в них, делятся на две группы: среднего давления (избыточное давление газа до 3 *ат*) и высокого давления (избыточное давление газа выше 3 *ат*). Если газ является основным или резервным топливом, пропускная способность ГРП (ГРУ) рассчитывается на максимальный расход газа всеми установленными котлами, если газ является буферным топливом — на расход, запланированный для ТЭЦ или котельной.

ГРП и ГРУ ТЭЦ и котельных промпредприятий оборудуются либо мембранными регуляторами давления прямого действия типов РДУК 2Н при входном давлении газа до 6 *ат* и РДУК-2В при входном давлении газа 6 *ат* и более, либо регуляторами типа ПРЗ (поворотная регулирующая заслонка), управляемыми электронной автоматикой.

ГРП и ГРУ выполняются с количеством параллельных ниток регулирования не менее двух. При больших расходах газа допускается устройство трех и четырех **параллельных ниток.**

Регулирующие клапаны РДУК-2 выпускаются диаметром 70, 100 и 200 *мм*. При входном давлении газа 6 *ат* с помощью их можно обеспечить газом ТЭЦ мощностью до 100 *Мвт* (расход газа до 85 000 $м^3/ч$, три линии регулирования).

Согласно ПТЭ и нормам технологического проектирования ТЭЦ ГРП должны быть полностью автоматизированы и иметь дистанционное управление устанавливаемыми в них регуляторами со щитов, расположенных в главном корпусе ТЭЦ. Достижение полной

автоматизации и дистанционного управления ГРП возможно только при использовании регуляторов электронного типа и установке в ГРП исполнительных механизмов типа ПРЗ (поворотная регулирующая заслонка) с приводом от колонки дистанционного управления, которые и применяются в автоматизированных ГРП ТЭЦ.

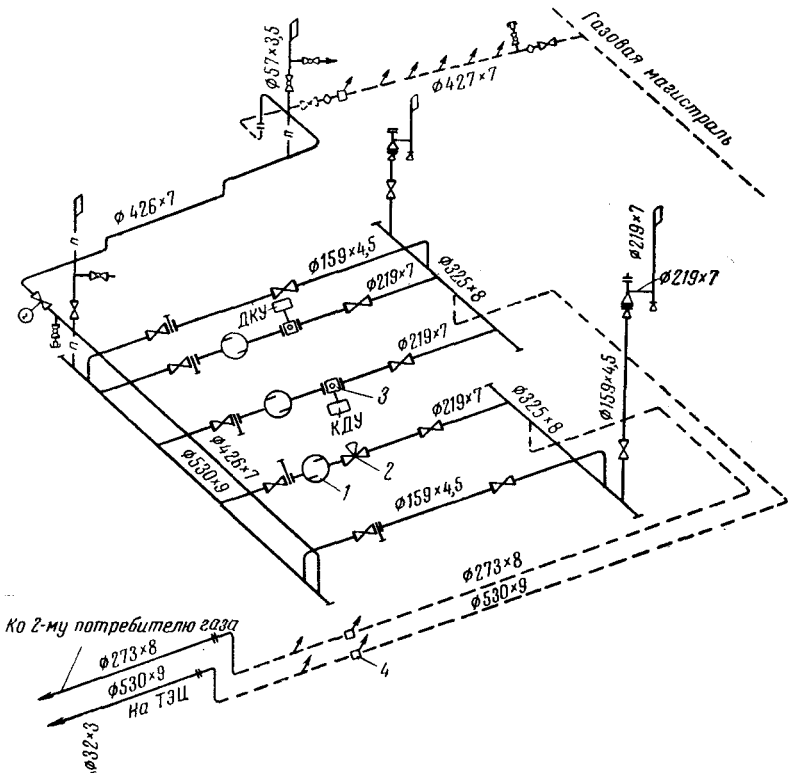


Рис. 11-1. Схема ГРП с регуляторами типов РДУК 2Н и ПРЗ.
1 — фильтр; *2* — регулятор давления типа РДУК 2Н; *3* — регулятор давления типа ПРЗ; *4* — контрольная трубка.

Однако следует указать, что регуляторы ПРЗ обладают одним плохим свойством: они не могут работать в области нагрузок значительно ниже расчетных. Поэтому в периоды последовательного ввода в эксплуатацию котельных агрегатов и освоения расчетных нагрузок ТЭЦ при установке регуляторов ПРЗ возникают затруднения с автоматизацией этих процессов.

Регуляторы РДУК-2 имеют большой диапазон регулирования (по расходу) и в работе очень надежны. На рис. 11-1 представлена схема трехниточного ГРП с регуляторами РДУК-2 и ПРЗ, а на рис. 11-2 — компонов-

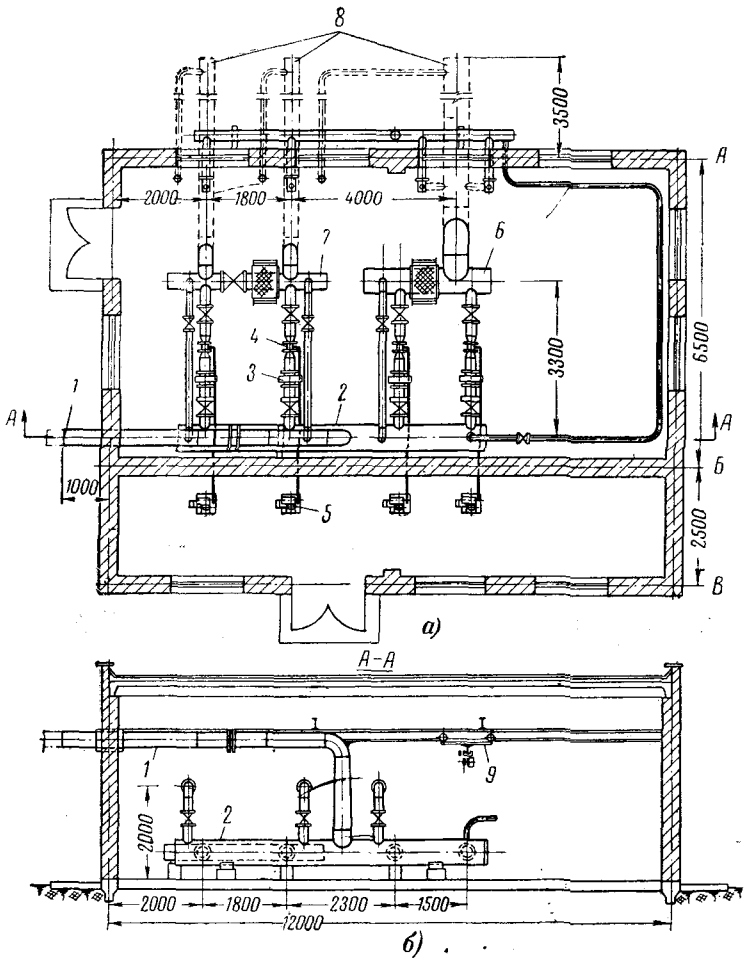


Рис. 11-2. Компоновка крупного автоматизированного ГРП с регуляторами типа ПРЗ и электронным управлением, производительностью 180 000 *м³/ч*.

1 — ввод газа с давлением 3,2 *ат*; *2* — входной распределительный коллектор; *3* — волосяной фильтр; *4* — поворотная регулирующая заслонка; *5* — колонка дистанционного управления; *6* — выходной коллектор газа с давлением 1,5 *ат* на ТЭЦ; *7* — выходной коллектор газа с давлением 0,8 *ат* на завод; *8* — выход газа; *9* — мостовой однобалочный кран.

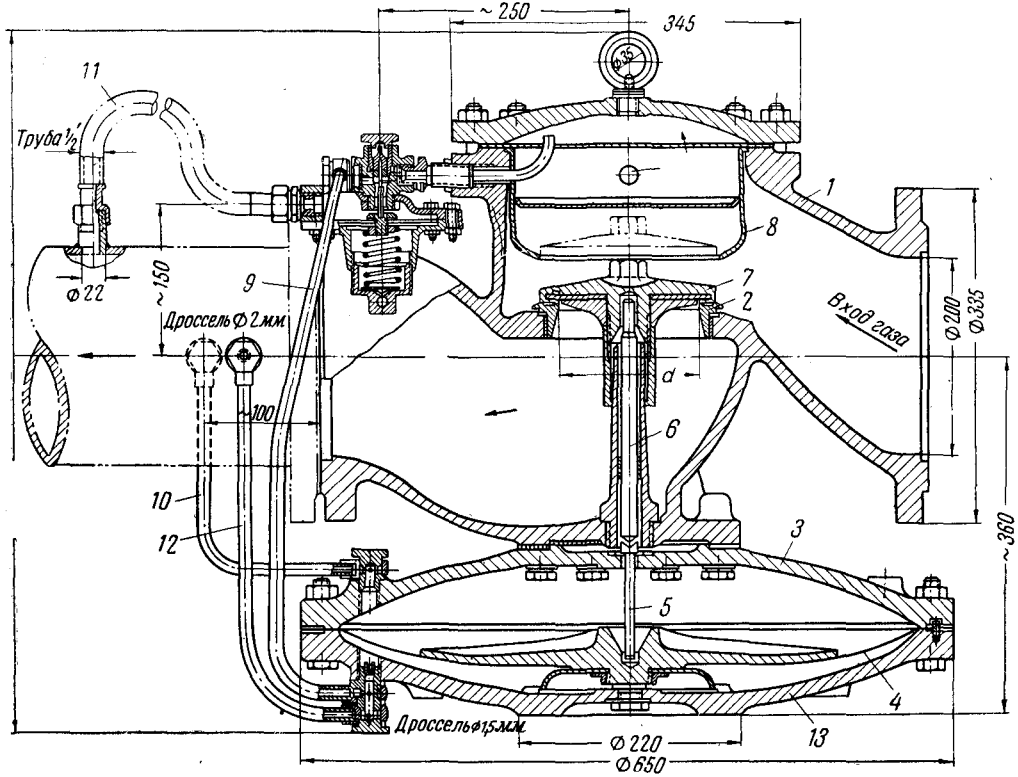


Рис. 11-3. Регулятор давления типа РДУК2-200.

1 — корпус; *2* — сменное седло; *3* — мембранная коробка; *4* — мембрана; *5* — толкатель; *6* — шток клапана; *7* — сменный клапан; *8* — фильтр; *9*, *10*, *11* и *12* — соединительные трубки; *13* — крышка мембраны.

ка крупного, полностью автоматизированного ГРП, снабжающего газом ТЭЦ и потребителей завода, суммарной производительностью 180 000 *м*³/*ч*. На рис. 11-3 показана конструкция мембранного регулятора давления типа РДУК-2Н.

Редуцирование газа на ГРП с избыточного давления 3 *ат* и выше до низкого давления сопровождается зна-

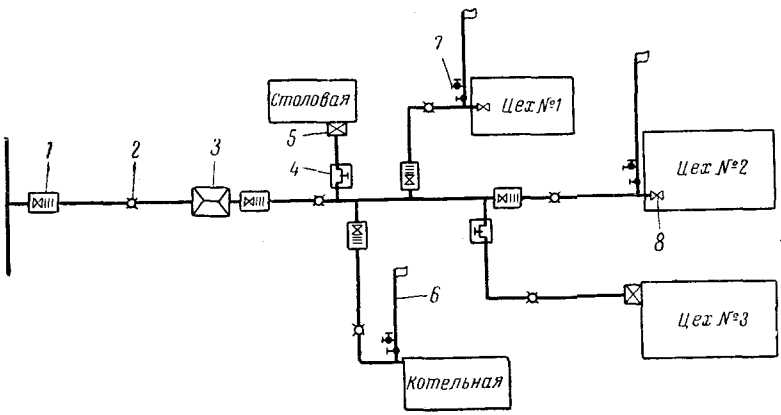


Рис. 11-5. Схема газоснабжения промпредприятия с двухступенчатым регулированием давления газа ($p_н$=3 *кГ*/*см*²).

1 — задвижка и компенсатор в колодце; *2* — сборник конденсата; *3* — ГРП; *4* — отключающее устройство в мелком колодце; *5* — ГРУ в настенном шкафу; *6* — продувочный газопровод; *7* — кран с пробкой для отбора проб; *8* — отключающее устройство на вводе газопровода в цех.

чительным шумом. Поэтому ГРП рекомендуется располагать в отдельном здании на расстоянии не менее 15 *м* от здания ТЭЦ или котельной. Для уменьшения передачи шума по газопроводам в котельную рекомендуется участок газопровода длиной 25—30 *м* от ГРП до ввода в котельную прокладывать в земле. Все остальные газопроводы на площадке ТЭЦ или промпредприятия, а также внутри котельных прокладываются наземным способом.

Устройство ГРП и газопроводов как на территории ТЭЦ или промпредприятия, так и внутри котельных должно отвечать «Правилам безопасности в газовом хозяйстве» [Л. 38], указаниям, приведенным в СНиП [Л. 39], и нормам технологического проектирования электростанций [Л. 34].

В качестве примера на рис. 11-4 (см. вклейку в конце книги) приводится принципиальная схема газового хозяйства ТЭЦ, сжигающей природный газ.

В газовом хозяйстве промпредприятий, имеющих потребителей газа с разными давлениями, принимаются схемы с двухступенчатым регулированием на ГРП и в ГРУ у потребителей, требующих дополнительного снижения давления газа. Для иллюстрации такая схема показана на рис. 11-5.

Диаметры газопроводов принимаются на основании их гидравлического расчета, т. е. расчета падения давления в них от ГРП до горелок, устанавливаемых на котлах. Давление газа перед горелками принимается по указанию заводов — поставщиков горелок. Предварительно диаметрами газопроводов задаются, исходя из скорости газа 30—50 *м/сек*, при номинальном расходе газа потребителем. На газопроводах должна устанавливаться только стальная арматура.

11-2. ТОПЛИВОСНАБЖЕНИЕ ТЭЦ И КОТЕЛЬНЫХ, РАБОТАЮЩИХ НА МАЗУТЕ

На ТЭЦ и в промышленных котельных в основном сжигаются высоковязкие парафинистые мазуты марок 80 и 100.

Слив в мазутохранилища высоковязких мазутов возможен лишь при разогреве их до температуры 60—80° С. Перед подачей в котельную требуется еще более высокий подогрев мазута. Современное мазутное хозяйство состоит из так называемой сливной эстакады, служащей для разгрузки железнодорожных вагонов-цистерн с мазутом, сливных обогреваемых лотков, подземной промежуточной емкости, в которую сливается самотеком мазут из цистерн, и мазутонасосной, которая выполняет операции по перекачиванию мазута из промежуточной емкости в мазутохранилища, подогреву мазута и подачу его в котельную.

Мазутные хозяйства по своему назначению подразделяются на основное (резервное), аварийное и растопочное.

Основное мазутное хозяйство предназначается для снабжения мазутом ТЭЦ или котельной в течение всего времени их работы. Резервное мазутохозяйство рассчи-

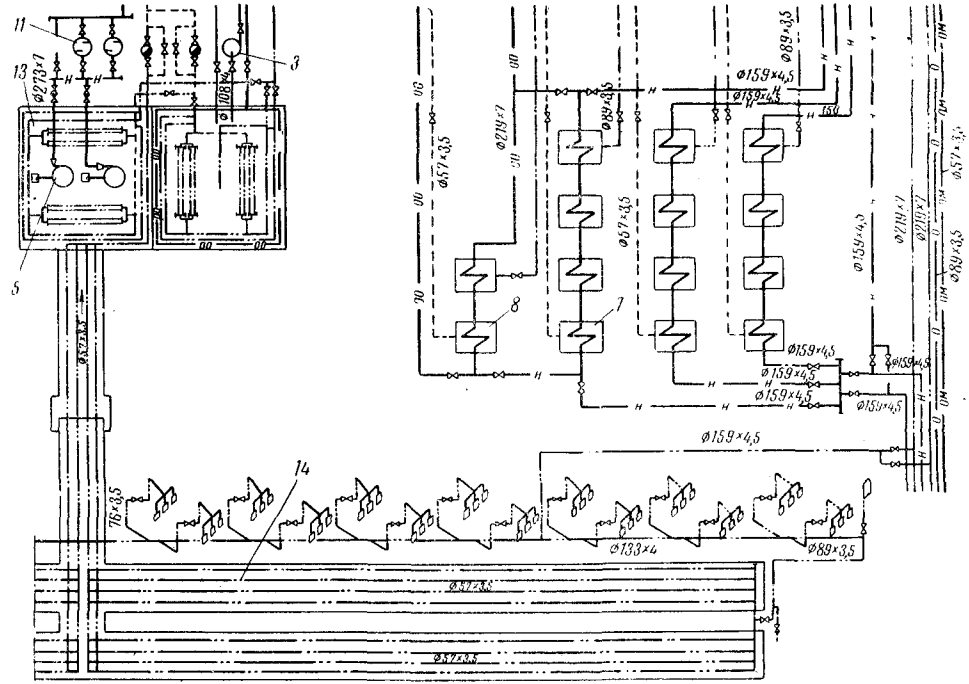
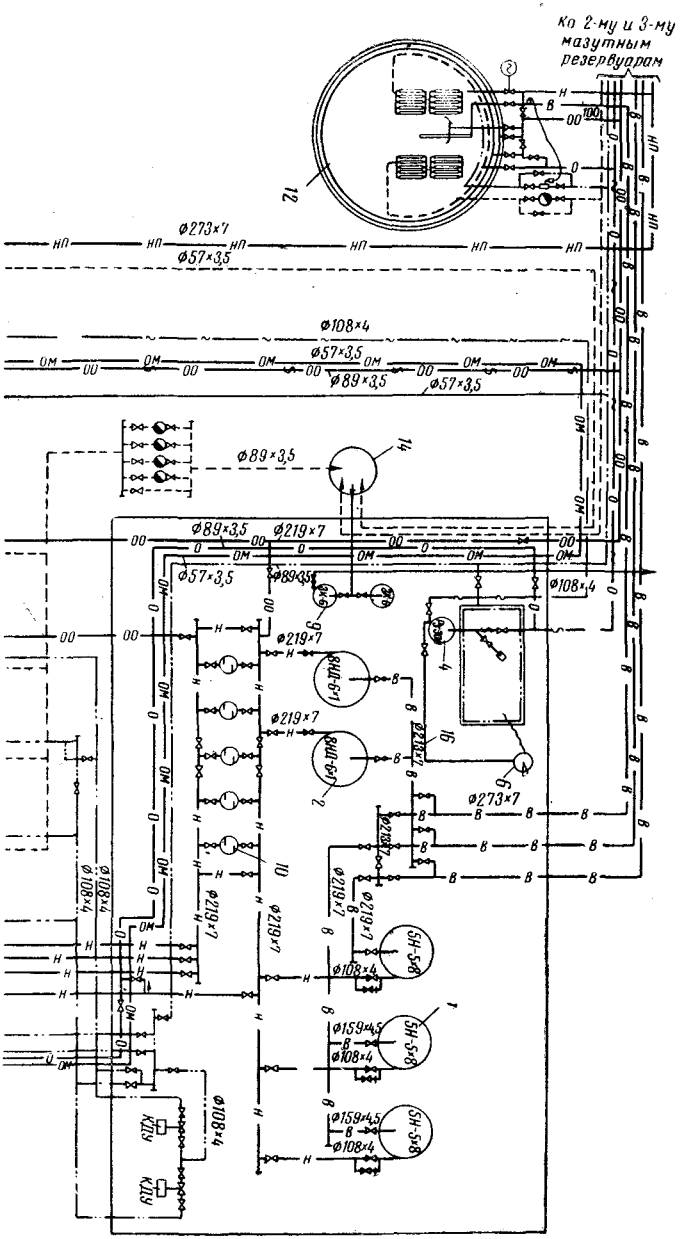


Рис. 11-6. Схема мазутного хозяйства.

В — всасывающие трубопроводы; *Н* — напорные трубопроводы; *О* — трубопроводы внешней рециркуляции; *ОО* — трубопроводы внутренней рециркуляции.

1 — центробежный насос, подающий мазут в котельную; *2* — центробежный мазутный насос внутренней рециркуляции; *3*, *4* и *9* — перекачивающие центробежные насосы; *5* — погружной насос; *6* — ручной насос; *7* — теплообменник с плавающей головкой внешней системы рециркуляции; *8* — теплообменник с плавающей головкой внутренней системы рециркуляции; *10* — тонкий фильтр; *11* — грубый фильтр; *12* — наземный металлический резервуар; *13* — промежуточная емкость; *14* — сливной лоток.


К 2-му и 3-му мазутным резервуарам
НП
ОМ
ОО
В
Н
О
Ф273×7
Ф57×3,5
Ф108×4
Ф89×3,5
Ф219×7
Ф159×4,5
КДУ
ВМ-6-1
ВМ-6-2
СН-3-8

тывается на длительную работу, например в зимние месяцы, при использовании в остальное время газа.

Аварийное мазутное хозяйство предназначается для кратковременного снабжения мазутом котлов (в течение нескольких дней) при аварийном прекращении подачи газа.

Растопочное мазутное хозяйство предназначается для растопки котлов и подсвечивания факела в топках пылеугольных котлов при работе их с пониженными нагрузками.

Пример схемы основного мазутохозяйства промышленной ТЭЦ приведен на рис. 11-6.

Из ж.-д. цистерн мазут сливается в подземный промежуточный резервуар, из которого он специальными вертикальными погружными насосами перекачивается в основные емкости — хранилища мазута. За этими насосами устанавливаются фильтры грубой очистки мазута, улавливающие посторонние предметы, попавшие в мазут.

Разогрев мазута в ж.-д. цистернах при сливе осуществляется острым паром с давлением 8—13 *ат*. В лотках и промежуточной емкости подогрев мазута осуществляется тем же паром через трубчатые поверхности нагрева.

Из мазутохранилищ (обычно наземные резервуары большой емкости) мазут подается в котельную насосами по мазутопроводам. Транспортировка мазута по мазутопроводам и обеспечение необходимых условий для сжигания его в топках паровых котлов (распыливание в мазутных форсунках) требуют снижения вязкости мазута до определенных пределов (3—4° УВ для механических форсунок и 5—7° УВ для форсунок с паровым распыливанием). Для этого мазут перед подачей в котельную подогревают до соответствующей температуры (в зависимости от марки мазута от 70 до 125° С и выше).

Подогрев мазута осуществляется в поверхностных паровых подогревателях, устанавливаемых в мазутонасосной.

Система мазутопроводов осуществляющих подачу мазута в котельную, кольцевая рециркуляционная. В котельную мазут подается в бо́льшем количестве, чем сжигается его. Остаток мазута возвращается на склад мазута. Благодаря кольцевой рециркуляционной схеме в мазутопроводах котельной не происходит застоя мазута и охлаждения его, поддерживается постоянно требуемая

вязкость перед форсунками. Напор мазута, достаточный для топочных устройств в котельной (механические форсунки — не менее 20 *ат*, форсунки с паровым распыливанием 0,2—5 *ат*), создается насосами.

Мазутные форсунки котлов очень чувствительны ко всякого рода механическим примесям в мазуте, которые нарушают их работу — тончайшее распыливание мазута, вводимого в топку. Для очистки мазута перед подачей

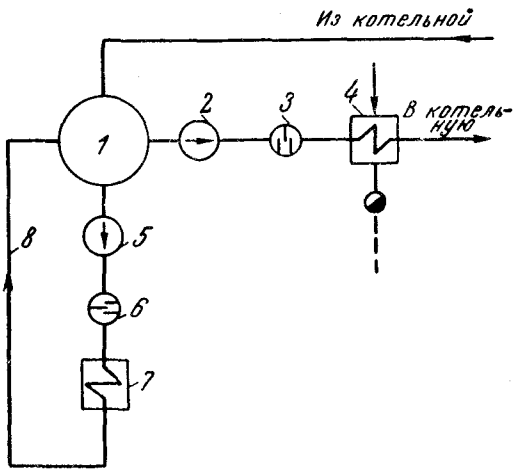


Рис. 11-7. Принципиальная схема одноступенчатого рециркуляционного разогрева мазута.

1 — мазутный резервуар; *2* — насос, подающий мазут в котельную; *3* — фильтр; *4* — подогреватель мазута; *5* — насос внутренней рециркуляции; *6* — фильтр; *7* — подогреватель мазута; *8* — мазутопровод внутренней рециркуляции.

его к форсункам в мазутонасосной перед подогревателями устанавливаются фильтры тонкой очистки.

Как уже отмечалось, для операций, связанных с перекачкой вязкого парафинистого мазута, необходимо подогревать его до температуры 60—70° С. Такая температура должна постоянно поддерживаться в эксплуатируемых мазутных резервуарах и всех трубопроводах мазутонасосной. В настоящее время согласно нормам технологического проектирования электростанций [Л. 34] используется рециркуляционная схема разогрева мазута в основных резервуарах. Часть мазута, забираемая из мазутных резервуаров, составляющая 50% полного расхода, специальными рециркуляционными насосами воз-

вращается в основной мазутный резервуар по рециркуляционной линии, на которой установлены подогреватели, поддерживающие температуру мазута на уровне 60—70° С.

Рециркуляционная схема разогрева мазута значительно эффективнее ранее применявшейся схемы разогрева мазута в резервуарах с помощью паровых донных подогревателей. Однако необходимо отметить, что рециркуляционная схема разогрева мазута исключает отстой

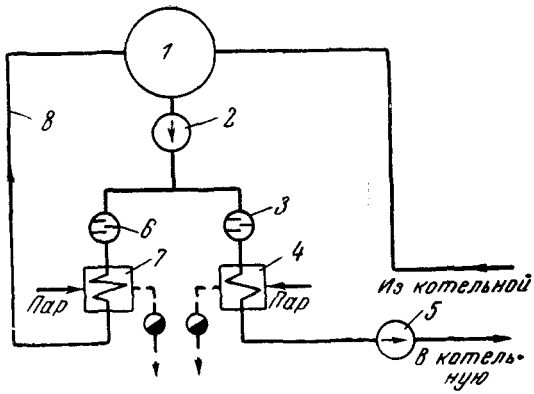


Рис. 11-8. Принципиальная схема двухступенчатого рециркуляционного разогрева мазута.

I — мазутный резервуар; *2* — перекачивающий насос I ступени; *3* — фильтр; *4* — основной подогреватель мазута, подаваемого в котельную; *5* — перекачивающий насос II ступени; *6* — фильтр; *7* — подогреватель внутренней рециркуляции; *8* — мазутопровод внутренней рециркуляции; *I* — трасса паромазутопроводов мазутонасосная — резервуары; *II* — трасса мазутопроводов мазутонасосная — котельная.

воды в резервуарах. Вся вода, попадающая в мазут при разогреве его в цистернах острым паром, перемешивается с ним и сбрасывается вместе с ним в топки, что в какой-то степени снижает к. п. д. котлов.

Вопросами экономического обоснования применения рециркуляционной схемы разогрева мазута и сжигания в топках котлов обводненных мазутов в настоящее время занимаются исследовательские и проектные организации, а также энергетические управления Министерства энергетики и электрификации.

Существуют две схемы рециркуляционного разогрева мазута: одноступенчатая и двухступенчатая, представ-

ленные на рис. 11-7 и 11-8. К недостаткам одноступенчатой схемы, представленной на рис. 11-7, следует отнести высокое давление мазута в подогревателях, создаваемое основными перекачивающими насосами (~35—45 *ат*), которое в несколько раз превышает давление греющего пара (8—13 *ат*); при этом в случае возникновения неплотностей в мазутном тракте подогревателей конденсат греющего пара будет загрязняться мазутом и его нельзя будет использовать. В установках по этой схеме приходится применять подогреватели, рассчитанные на высокое давление мазута. Основные насосы работают на вязком мазуте соответственно при температуре его 60—70° С; при этом их к. п. д. ниже, чем насосов, работающих на горячем мазуте (двухступенчатая схема). К положительным качествам этой схемы надо в первую очередь отнести бóльшую конструктивную простоту ее, по сравнению с двухступенчтой схемой и бóльшую оперативность, определяемую независимостью двух рециркуляционных контуров, а также суммарно меньшее число насосов, требуемых по нормам. В одноступенчатой схеме расход мазута, перекачиваемого насосами низкого давления примерно вдвое меньше, чем в двухступенчатой, где насосами низкого давления перекачивается мазут в количестве, равном сумме расходов в обоих рециркуляционных контурах — внешнем и внутреннем.

В мазутохозяйствах промышленных ТЭЦ и котельных обычно применяется одноступенчатая схема рециркуляции, как показано на рис. 11-6.

В двухступенчатой схеме давление пара в подогревателях выше давления мазута, так как подогреватели работают с низким давлением мазута, определяемым сопротивлением лишь внутреннего рециркуляционного контура и составляющим 8—10 *ат*.

Как уже отмечалось, при двухступенчатой схеме насосы I ступени должны обеспечивать примерно двукратный расход мазута. Насосы II ступени выбираются по расходу и напору мазута, требуемому котельной. Двухступенчатая схема конструктивно значительно сложнее одноступенчатой и менее гибка в эксплуатации, так как оба рециркуляционных контура взаимосвязаны. Для мазутохозяйства крупных электростанций Теплоэлектропроект применяет двухступенчатую схему рециркуляционного разогрева мазута соответственно нормам технологического проектирования для этих станций.

При разогреве мазута с помощью рециркуляции в мазутных резервуарах устанавливаются небольшие донные подогреватели, которые работают в период ввода в эксплуатацию мазутохранилища, до установления циркуляции мазута в линии.

Растопочные мазутные хозяйства проектируются также по схеме с рециркуляционным разогревом мазута, и все сказанное выше по этим схемам относится также к растопочным мазутным хозяйствам.

Оборудование мазутонасосной размещается в наземном одноэтажном здании, оборудованном грузоподъемными механизмами, обеспечивающими ремонтные работы по оборудованию и арматуре. Подогреватели мазута, как правило, устанавливаются вне здания, на открытом воздухе.

Для промышленных ТЭЦ и котельных рекомендуется установка наземных металлических резервуаров. При расчетной температуре наружного воздуха —20° С и ниже металлические резервуары должны иметь тепловую изоляцию.

Промышленные ТЭЦ, имеющие в своем составе маслохозяйство, обычно проектируются с объединенным мазутомаслохозяйством. Площадка, на которой устанавливаются мазутные и масляные резервуары, в противопожарных целях обваловывается (рис. 11-22).

Компоновка мазутонасосной (по схеме, представленной на рис. 11-6) представлена на рис. 11-9.

На рис. 11-10 показаны в разрезе эстакада для слива мазута и сливные лотки от нее до промежуточной емкости.

Проектирование мазутных хозяйств ТЭЦ и промышленных котельных должно производиться в соответствии с нормами технологического проектирования ТЭЦ [Л. 34], указаниями по проектированию котельных установок [Л. 16] и СНиП III-Г. 14-62.

На ТЭЦ емкость резервуаров для хранения мазута при доставке его по железной дороге принимается, исходя из создания следующих запасов мазута: мазутное хозяйство основного назначения — не менее 15-суточного; резервного — не менее 10- и аварийного — не менее 3-суточного. (Суточный расход мазута подсчитывается, исходя из 20-часовой работы котлов, за исключением водогрейных.)

Полезная емкость мазутных резервуаров должна определяться, исходя из удельного веса мазута 0,96—0,98 и несрабатываемой емкости 10—15%.

Промежуточная приемная емкость мазута должна быть не менее 15% емкости мазутных цистерн, одновременно устанавливаемых под разгрузку (предварительно норма емкости промежуточных резервуаров уточняется).

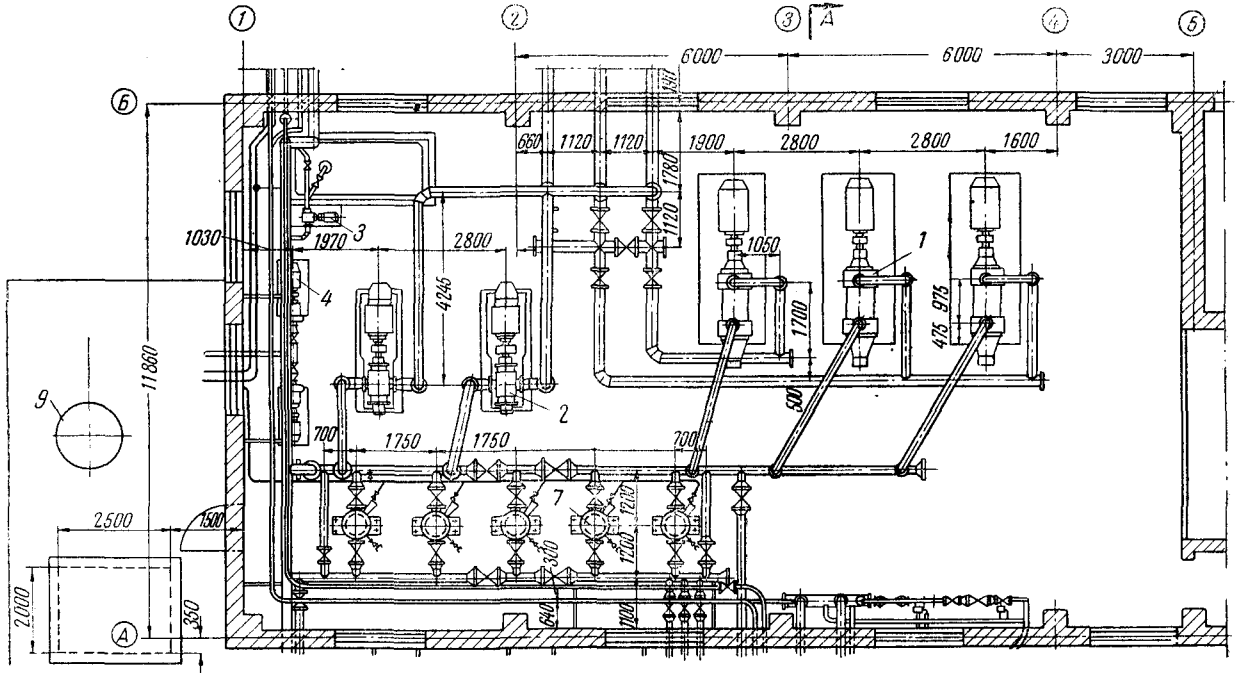
Для пиковых водогрейных котлов должен предусматриваться 10-суточный запас мазута, подсчитанный, исходя из расхода его при средней температуре самого холодного месяца.

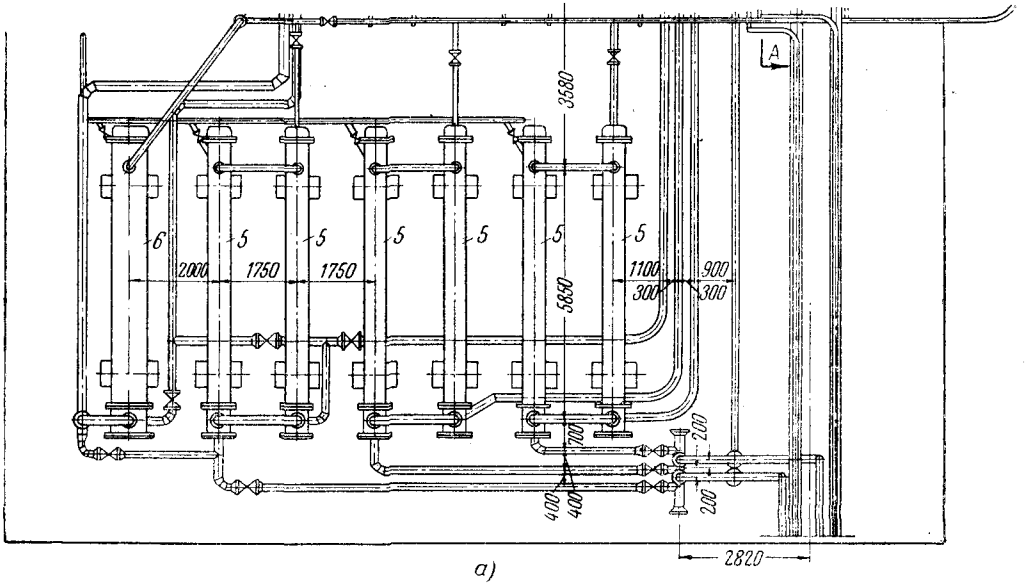
Растопочные мазутохозяйства выполняются со следующими резервуарами: промышленные ТЭЦ на твердом топливе — три резервуара по 700 $м^3$, а при расходе мазута менее 6 *т/ч* три резервуара по 200 $м^3$. Промежуточная емкость растопочных мазутохозяйств не должна быть меньше 60 $м^3$. Растопочное мазутохозяйство проектируется совмещенным с маслохозяйством.

Головными проектными институтами — Промэнергопроектом, Сантехпроектом и Моспромпроектом — разработаны типовые проекты мазутных хозяйств с баками емкостью от 100 до 3 000 $м^3$, которыми и следует пользоваться при проектировании промышленных ТЭЦ и котельных.

Для ТЭЦ с основным топливом мазутом и пиковых водогрейных котлов, работающих на мазуте, длина разгрузочной эстакады должна приниматься из условий слива максимального суточного расхода мазута не более чем за три смены по 7 *ч* при доставке мазута в цистернах емкостью по 50 *т* с коэффициентом неравномерности прибытия мазутных маршрутов $K=1{,}5$ и времени слива одной ставки 6—10 *ч*. Фронт разгрузки растопочного мазутохозяйства для промышленных ТЭЦ, работающих на угле или мазуте, рассчитывается на одновременный прием четырех цистерн по 50—60 *т*.

Для промышленных котельных при доставке мазута по железной дороге согласно руководящим указаниям института Сантехпроект [Л. 16] емкость склада мазута принимается: основное и резервное топливо — 10-суточный расход; аварийное для газовых котельных — 3-суточный расход; растопочное для котельных производительностью 100 *Гкал/ч* и ниже — два резервуара по 100 *т*, растопочное для котельных производительностью свыше 100 *Гкал/ч* — два резервуара по 200 *т*.


1
2
3
А
4
5
6000
6000
3000
Б
660
1120
1120
1900
2800
2800
1600
1780
1120
1030
1970
3
2800
4245
1050
1
1700
475
975
4
11860
9
500
700
1750
1750
700
2
7
2500
1500
2000
350
А
1210
1260
1300
640
1000



а)

Рис. 11-9. Компоновка оборудования мазутонасосной.

а — план мазутонасосной и открытой площадки для установки мазутных подогревателей.

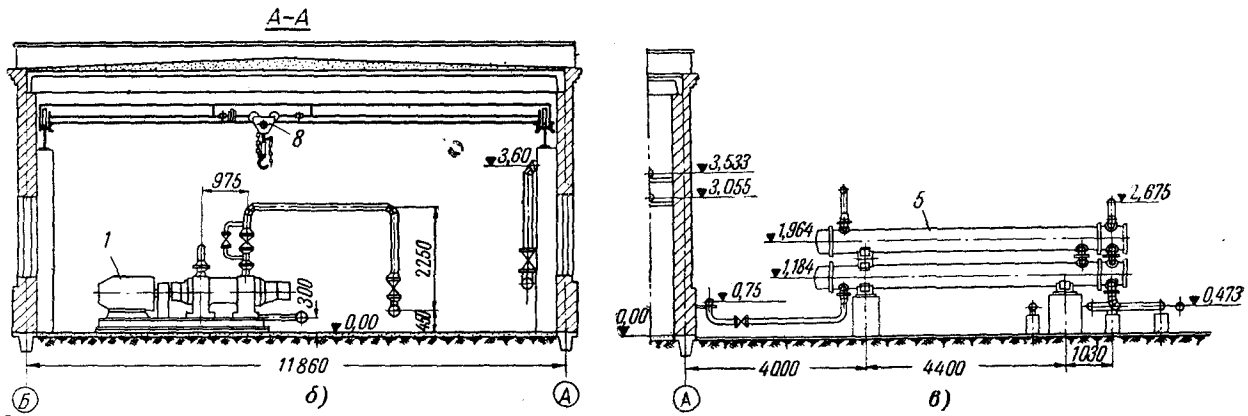


Рис. 11-9. Компоновка оборудования мазутонасосной.

б — разрез закрытой части мазутонасосной; *в* — разрез открытой части мазутонасосной.

1 — насосы системы внешней рециркуляции; *2* — насосы системы внутренней рециркуляции; *3* и *4* — дренажные насосы; *5* — теплообменник с плавающей головкой системы внешней рециркуляции; *6* — теплообменник системы внутренней рецуркиляции; *7* — тонкий фильтр; *8* — кран мостовой однобалочный; *9* — смесительный колодец.

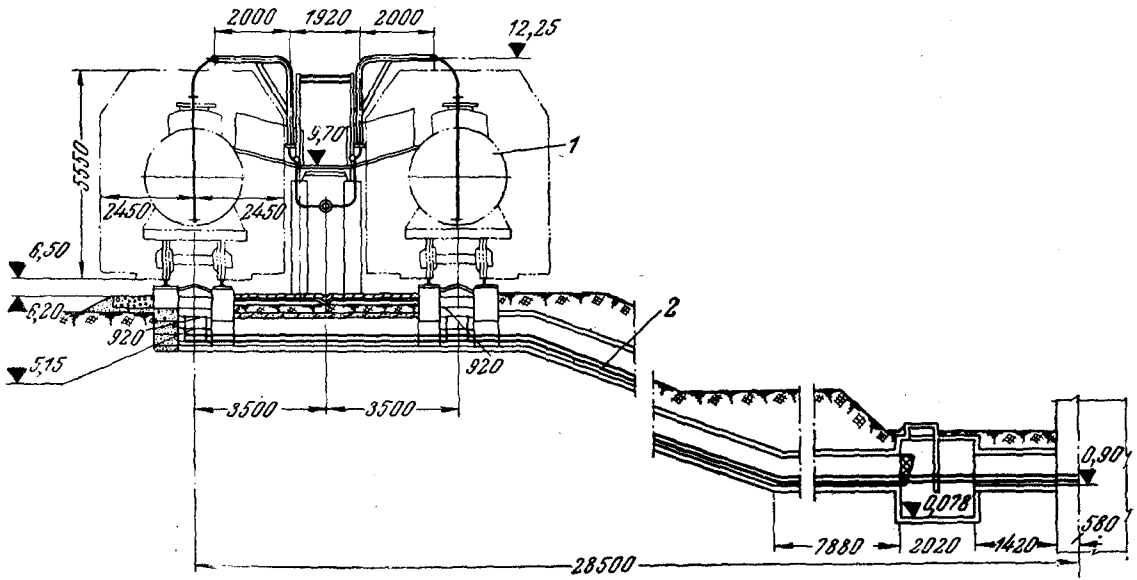


Рис. 11-10. Сливная мазутная эстакада.

1 — мазутная цистерна; *2* — сливной обогреваемый лоток; *3* — промежуточная емкость.

На складе должно быть не менее двух резервуаров. Разгрузочные эстакады промышленных котельных проектируются, исходя из условия одновременного слива цистерн общей емкостью:

Тип мазутного хозяйства	Количество одновременно сливаемого мазута
Основное и резервное топливо	2-суточный расход при нагрузке котельной в среднеотопительном режиме
Аварийное топливо	0,7 суточного расхода при той же нагрузке котельной

Растопочное топливо котельных:

с $Q \leqslant 100$ *Гкал/ч* . . . . . 1 цистерна
с $Q = 100 \div 200$ *Гкал/ч* . . . . . 2 цистерны
с $Q \geqslant 200$ *Гкал/ч* . . . . . 3 цистерны

11-3. ТОПЛИВОСНАБЖЕНИЕ И ШЛАКОЗОЛОУДАЛЕНИЕ ТЭЦ И КОТЕЛЬНЫХ, РАБОТАЮЩИХ НА ТВЕРДОМ ТОПЛИВЕ

Топливное хозяйство ТЭЦ и промышленных котельных, работающих на твердом топливе, состоит из приемно-разгрузочного устройства, склада угля и сооружений топливоподачи, с помощью которых осуществляются подача топлива на склад из приемно-разгрузочного устройства и со склада в котельную, а также первичная подготовка топлива — дробление.

На рис. 11-11 представлена схема топливного хозяйства ТЭЦ. Промышленным электростанциям и котельным, как правило, твердое топливо доставляется по железной дороге в саморазгружающихся вагонах. Разгрузка топлива производится в закрытые приемно-разгрузочные устройства безъемкостного типа (рис. 11-11). В приемно-разгрузочном устройстве топливо из вагонов ссыпается в бункера, из которых механизмами непрерывно или периодически выгружается на склад или передается непосредственно на тракт топливоподачи, транспортирующий его в котельную. Склад угля представляет собой открытую площадку, на которой размещаются штабеля угля.

Механизмами приемно-разгрузочного устройства и топливоподачи уголь сначала подается в так называемую первичную кучу (рис. 11-11), а затем с помощью перегружателей (обычно бульдозеров) штабелюется на площадке склада. Операции подачи топлива со склада на

445—13

тракт топливоподачи выполняются также с помощью складских перегружателей.

Транспорт угля со склада (или из приемно-разгрузочного устройства) в бункера котельной осуществляется с помощью ленточных конвейеров с углом наклона не более 18°. На пути тракта топливоподачи устанавливаются угольные дробилки, которые дробят крупные куски угля до размера 25—30 *мм*. После дробилок уголь также системой ленточных конвейеров подается в бункера котельной. Сооружения топливоподачи с таким видом приемно-разгрузочного устройства представлены на рис. 11-12 и 11-13. Из вагона уголь ссыпается в бункер *1*, под которым установлен пластинчатый питатель *2*. Этим питателем уголь непрерывно выгружается на ленточный конвейер *3*, транспортирующий его в дробильное отделение топливоподачи или первичную кучу. Со склада уголь подается бульдозером в бункер *4*, а дальше качающимся питателем *5* — на ленточный конвейер *3*. На рис. 11-12 и 11-13 разгрузочное устройство этого типа имеет два параллельно работающих разгрузочных тракта.

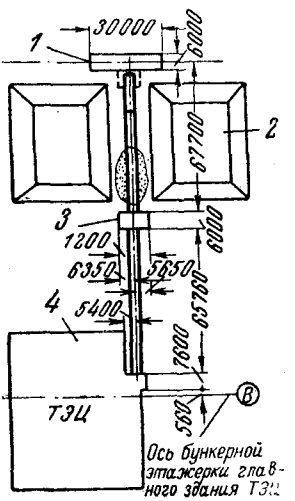


Рис. 11-11. Схема хозяйства твердого топлива с безъемкостным разгрузочным устройством.

1 — безъемкостное разгрузочное устройство; *2* — открытый склад топлива; *3* — дробилка; *4* — узел пересыпки на бункерной галерее; *В*—ось бункерной этажерки главного здания ТЭЦ.

Широко распространенным, но более дорогим является траншейно-скреперное приемно-разгрузочное устройство, общий вид которого представлен на рис. 11-14. Уголь из вагонов ссыпается в траншеи, имеющие емкость, достаточную для разгрузки большегрузных 60-тонных вагонов. Периодически уголь выгружается из траншей с помощью скреперов либо на конвейер, подающий его на склад, либо на конвейер, подающий его на тракт топливоподачи. Со склада уголь бульдозером подается в бункер, из которого он качающимся питателем перегружается на ленточные конвейеры тракта топливоподачи. В остальном система топливоподачи не отличается от описанной выше.

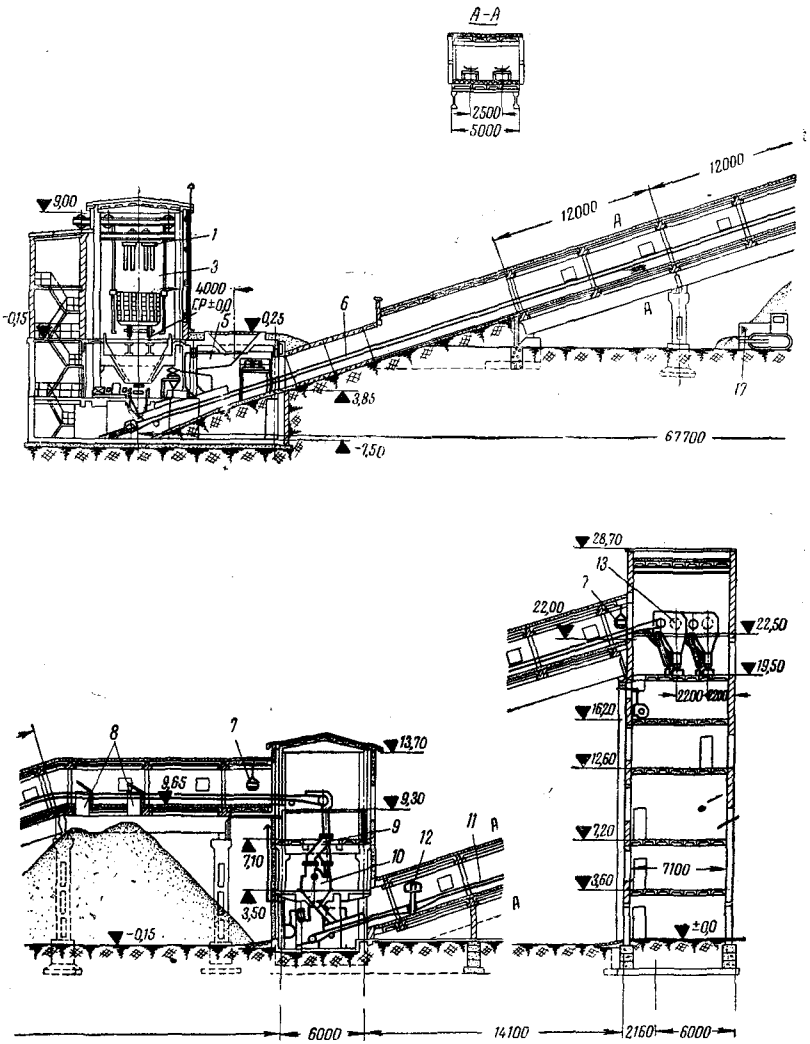


Рис. 11-12. Продольный разрез тракта топливоподачи с безъемкостным разгрузочным устройством.

1 — разрыхлительная машина; *2* — вибратор для очистки вагонов; *3* — электрический люкозакрыватель; *4* — питатель пластинчатый; *5* — питатель качающийся; *6* — ленточный конвейер № 1 с магнитным шкивом; *7* — подвесной электромагнитный сепаратор; *8* — стационарный плужковый сбрасыватель; *9* — грохот; *10* — дробилка молотковая; *11* — ленточный конвейер № 2 с магнитным шкивом; *12* — автоматические ленточные весы; *13* — щепоуловитель; *14* — пробоотборочная установка; *15* — дробильно-делительная установка; *16* — ленточный конвейер № 3; *17* — бульдозер.

Основными средствами механизации топливоподачи промышленных ТЭЦ и котельных являются: на складе — бульдозеры, катки, автопогрузчики; на тракте топливоподачи — ленточные конвейеры шириной от 500 до 800 *мм*, пластинчатые и ленточные питатели; в дробильном отделении: для котлов с факельными топками — молотковые дробилки, для котлов со слоевыми топками — валково-зубчатые дробилки.

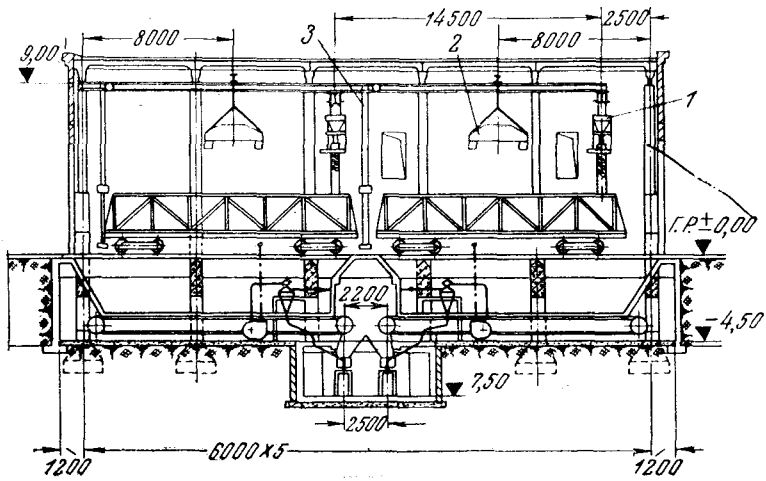


Рис. 11-13. Продольный разрез безъемкостного разгрузочного устройства (*обозначения см. рис. 11-12*).

Учет топлива, поступающего на склад, осуществляется с помощью вагонных весов, которые должны устанавливаться на подъездных железнодорожных путях промпредприятия. Учет топлива, поступающего в котельную, осуществляется с помощью ленточных весов, устанавливаемых на конвейерах топливоподачи до дробилок.

Для защиты механизмов топливоподачи от попадания в них металлических предметов на конвейерах, перед дробилками и за ними, перед узлами пересыпки в бункерных галереях устанавливаются электромагнитные сепараторы. В узлах пересыпки на бункерных галереях устанавливаются также щепоуловители и автоматические пробоотборники угля (для лабораторных анализов качества поступающего угля).

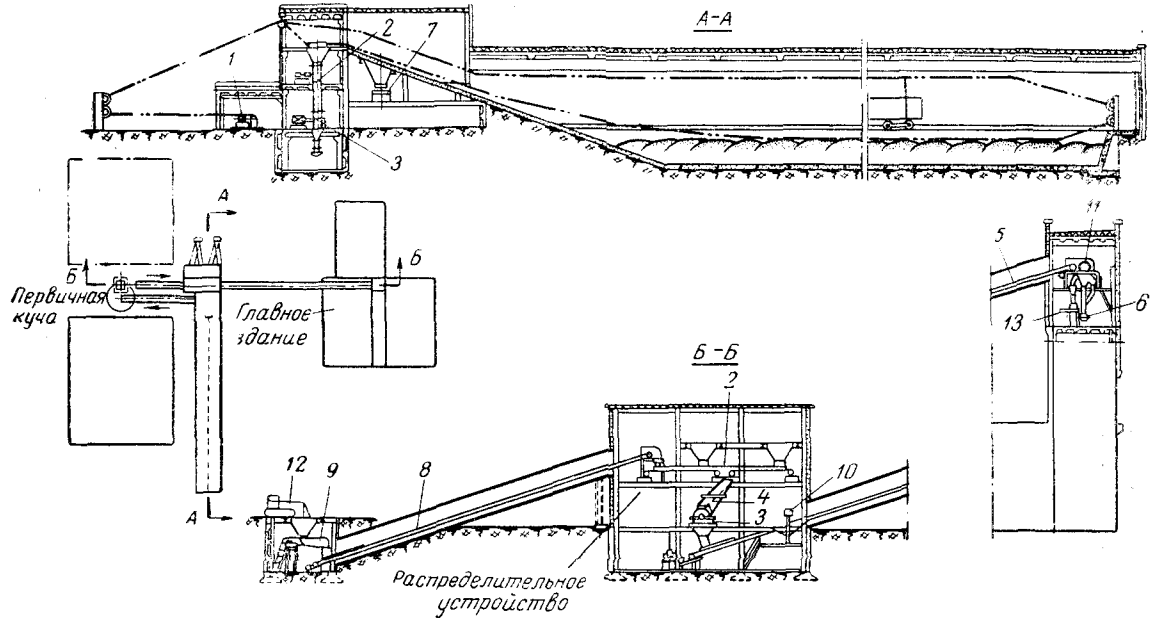


Рис. 11-14. Хозяйство твердого топлива с траншейно-скреперным разгрузочным устройством.

1 — скреперные лебедки; *2* — ленточные питатели; *3* — молотковая дробилка; *4* — наклонная решетка; *5* — ленточный конвейер; *6* — бункерный конвейер; *7* — конвейер, подающий уголь на склад; *8* — конвейер, выдающий уголь со склада; *9* — качающийся лотковый питатель; *10* — ленточные весы; *11* — щепоуловитель; *12* — бульдозер; *13* — пробоотборная установка.

Ленточные конвейеры, расположенные на бункерной галерее, имеют специальные передвижные устройства, так называемые плужковые сбрасыватели, с помощью которых уголь с ленты может быть сброшен в любой бункер котельной.

Для систем топливоподачи установлены следующие нормы проектирования:

Промышленные ТЭЦ должны иметь резервный склад угля с емкостью, отвечающей месячному запасу угля, подсчитанному, исходя из работы всех котлов с номинальной нагрузкой по 20 *ч* в сутки. Должна предусматриваться возможность расширения склада.

При промышленных котельных для хранения твердого топлива с доставкой его по железной дороге, как правило, должны сооружаться только расходные склады топлива, которые должны регулярно пополняться топливом с базисных складов. В случае отсутствия базисного склада или большой удаленности его от котельной допускается иметь резервный склад топлива. Емкость расходных складов должна обеспечивать двухнедельный, а резервных — месячный запас угля. Приемные устройства системы топливоподачи должны обеспечивать разгрузку ж.-д. маршрутов с углем весом 1 000 *т* при суточном расходе угля до 750 *т* и весом 2 000 *т* при суточном расходе угля до 1 500 *т*.

Топливное хозяйство должно обеспечивать прием угля, прибывающего по ж. д., с коэффициентом 1,5, учитывающим неравномерность поступления составов с углем.

Система топливоподачи ТЭЦ, как правило, проектируется с двухниточной схемой конвейеров. При запасе топлива в бункерах котлов не менее чем на 16 *ч* и максимально-часовом расходе топлива не более 50 *т/ч* применяется однониточная схема топливоподачи. Транспорт угля из приемно-разгрузочного устройства на склад и со склада на основной тракт топливоподачи выполняется однониточными конвейерами.

При двухниточной схеме топливоподачи расчетная производительность каждой нитки принимается равной 100%. Расчетная производительность топливоподачи должна быть равна суммарному расходу топлива всеми установленными котлами при их номинальной производительности на полную проектную мощность с учетом режима работы топливоподачи. При расчете топливопо-

дачи на трехсменную работу необходимо учитывать возможность расширения ТЭЦ на 100%.

Системы топливоподачи промышленных котельных выполняются, как правило, одноточными. При расходе топлива котельной более 50 *т/ч* и емкости бункеров менее чем на 10 *ч* работы котла допускается сооружение двухниточной топливоподачи. При одноточных системах топливоподачи производительностью более 50 *т/ч* рекомендуется установка резервных приводов. Ленточные конвейеры по всему тракту топливоподачи устанавливаются в закрытых галереях. В дробильных отделениях топливоподачи рекомендуется установка резервных дробилок.

Рассмотренные системы топливоподачи являются лишь примером наиболее часто применяемых схем топливоподачи для угля. Существуют и другие схемы топливоподачи как для угля, так и для других видов твердого топлива, например кускового и фрезерного торфа, сланцев. Более подробно вопросы сооружения топливоподач и нормы проектирования их рассматриваются в специальной литературе [Л. 40].

При сжигании твердого топлива содержащаяся в нем зола частично превращается в шлак, остающийся в топочной камере котла, а в основном оседает в газоходах котельного агрегата и золоуловителях и улетает с дымовыми газами в атмосферу. Для обеспечения работы котельных агрегатов на ТЭЦ или в котельной должно быть организовано непрерывное или периодическое удаление шлака из топок и золы из мест скопления ее. Для этого служат системы шлакозолоудаления, являющиеся нарав-

Таблица 11-2

Выход золы и шлаков при сжигании твердого топлива

Способ сжигания топлива	Доля шлака, %	Доля летучей золы, оседающей в газоходах котла, %	Доля летучей золы, выносимой в золоуловитель, %
Факельный с сухим шлакоудалением	15	5—10	75—80
Слоевой на движущихся решетках	70—80	10	20—10
Слоевой с верхним забросом на неподвижный слой . .	45—60	10	45—30

не с системами топливоподачи неотъемлемой частью технологического оборудования ТЭЦ и котельной, работающих на твердом топливе.

Система шлакозолоудаления выбирается в зависимости от количества подлежащих удалению очаговых остатков и способа сжигания топлива. Выход золы и шлаков при сжигании твердого топлива может приниматься согласно табл. 11-2.

Количества образующихся шлака и золы могут быть подсчитаны по формулам

$$G_{шл} = 0{,}01 B a_{ш} \left(A^{р} + q_4 \frac{Q^{н}_{р}}{7\,800} \right), \ кг/ч; \qquad (11\text{-}1)$$

$$G_{зол} = 0{,}01 B (1 - a_{ш}) \left(A^{р} + q_4 \frac{Q^{н}_{р}}{7\,800} \right), \ кг/ч, \qquad (11\text{-}2)$$

где B — расход топлива, *кг/ч*;

$a_{ш}$ — весовая доля золы топлива, превращающаяся в шлак, %;

$Q^{н}_{р}$ — теплотворная способность топлива, *ккал/кг*;

$A^{р}$ — зольность топлива, %;

q_4 — потеря с механической неполнотой сгорания, %.

Современные промышленные ТЭЦ и большие производственные котельные с котлами низкого давления производительностью по 50 *т/ч* в подавляющем большинстве применяют факельное сжигание топлива. Для таких котельных рекомендуется к применению гидравлическая система совместного удаления шлака и золы с багерными насосами. Схема такой системы с объединенным удалением шлака и золы представлена на рис. 11-15.

Под шлаковыми воронками котлов устанавливаются шлакосмывные шахты *1*. Общий вид такой шахты представлен на рис. 11-16. Накапливающийся в этой шахте шлак периодически через шлаковый затвор смывается на решетку *13* струей воды, направляемой на под шахты из качающегося сопла *12*. Струя воды, подмывая раскаленный шлак, гранулирует его, благодаря чему он не застревает в затворе и на решетке.

Доступ к шлаковому затвору и качающемуся соплу имеется через дверцу комода *15*. На рис. 11-16 показана шахта одностороннего смыва (левая); под большими котлами устанавливаются шахты двустороннего смыва; вторая шахта (правая) аналогична изображенной.

Шлак и смывная вода через решетку сбрасываются в канал, по которому они самотеком транспортируются к багерным насосам, устанавливаемым в отдельном заглубленном помещении — багерной насосной.

Уносимая из газоходов котельных агрегатов зола в большей части оседает в бункерах золоуловителей. Неуловленная часть ее выносится в атмосферу через дымовую трубу потоком сбрасываемых газов. Из бункеров золоуловителей зола сбрасывается через шибер *3* и золосмывной аппарат *2* и далее в самотечный канал. Под смывными аппаратами в канале установлены побудительные сопла; струя воды из них препятствует отложению золы в канале и обеспечивает необходимые скорости золовой пульпы, т. е. добавляет необходимое количество воды для транспорта золы. Золовая пульпа сливается в шлаковый канал и по нему транспортируется в багерную насосную.

Наибольшее распространение получили золосмывные аппараты типа «Чайник», изображенные на рис. 11-17 и 11-18.

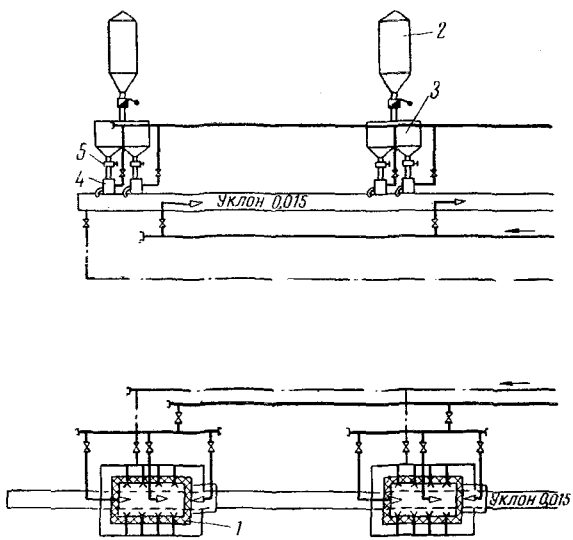
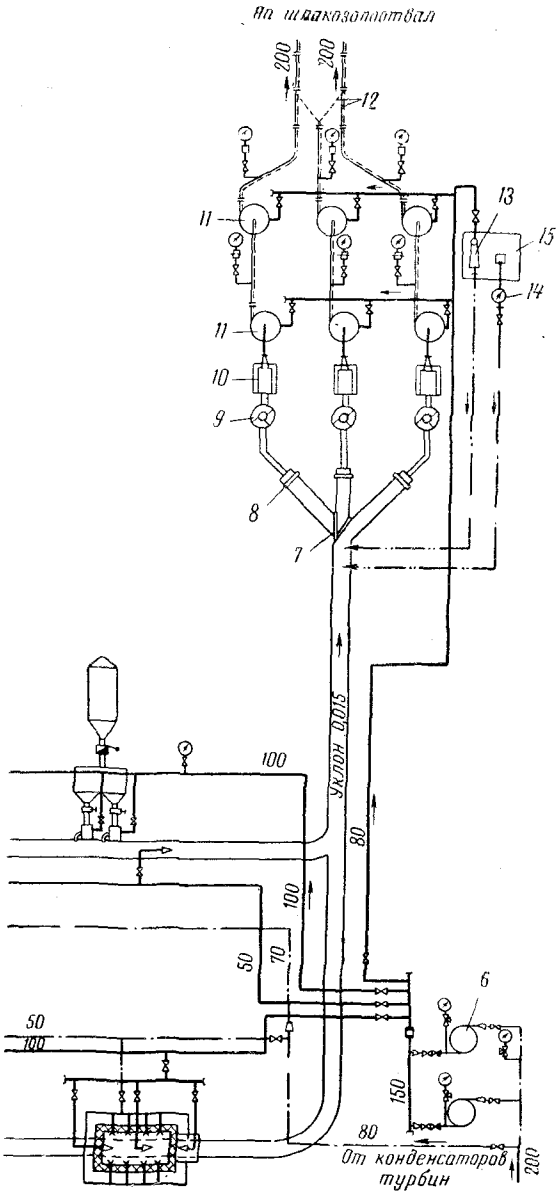


Рис. 11-15. Принципиальная схема

1 — шлаковая шахта одностороннего смыва; *2* — золоуло смывное устройство типа «Чайник»; *5* — шибер; *6* — *8* — вертикальный шибер; *9* — металлоуловитель; *10* — для переключения шлакозолопроводов; *13* - иламовый нажный



гидравлического шлакозолоудаления.

вигель; *3* — промежуточный золовой бункер; *4* — золо-центробежный насос; *7* — переключающее устройство; шлаковая дробилка; *11* — багерный насос; *12* — вставка водоструйный насос; *14* — центробежный насос; *15* — дре-насос.

Самотечные каналы для шлака и золы выполняются с уклоном 0,01—0,015 в сторону багерной насосной, обеспечивающим достаточные скорости шлакозоловой пульпы.

Зола и шлак обладают высокими абразивными свойствами, поэтому нижняя часть каналов для транспорта золы и шлака облицовывается базальтовыми плитами,

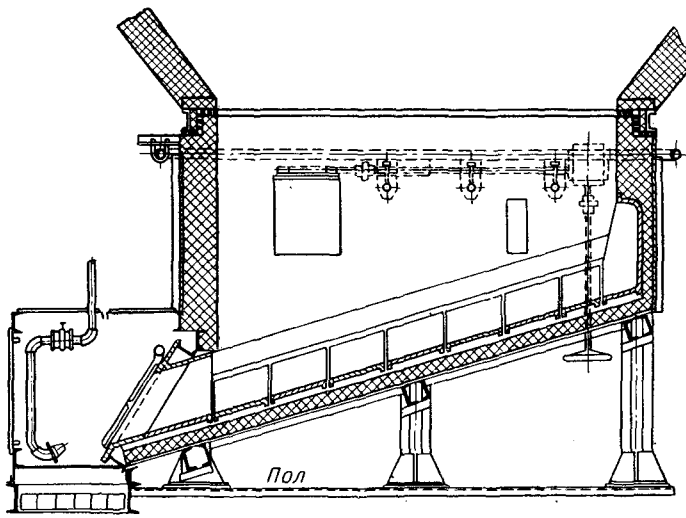


Рис. 11-16. Шлакосмывная шахта одностороннего смыва.

защищающими их от износа. Из каналов шлакозоловая пульпа должна быть подана на золоотвал, который обычно располагается на значительном расстоянии от ТЭЦ (1,5—2 *км*). В рассматриваемой схеме для этого применяются багерные насосы *9*, которые могут перекачивать шлакозоловую пульпу с кусками шлака крупностью не более 50 *мм*.

В багерной насосной перед насосами устанавливаются металлоуловитель *7* и шлаковая дробилка *8*, измельчающая шлак до размеров менее 50 *мм*.

В зависимости от требуемого напора шлакозоловой пульпы устанавливается один или два последовательных багерных насоса, как показано на рис. 11-15. При совместном удалении шлака и золы в багерной насосной устанавливаются три багерных насоса (или три пары насосов), из которых один является рабочим, второй нахо-

дится в ремонте, а третий резервный. Направление пульпы к рабочему насосу осуществляется с помощью переключающего устройства *5*. Отключение неработающих насосов производится щибером *6*. На рис. 11-19 показан общий вид двухступенчатой багерной насосной.

Угольный шлак является ценным строительным материалом. Поэтому во многих случаях предъявляется

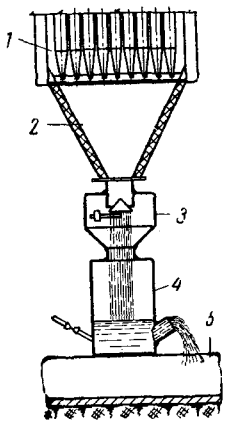


Рис. 11-17. Схема золосмывного устройства типа «Чайник».

1 и *2* — золоуловители; *3* — мигалка (или поворотный затвор); *4* — золосмывной аппарат; *5* — канал.

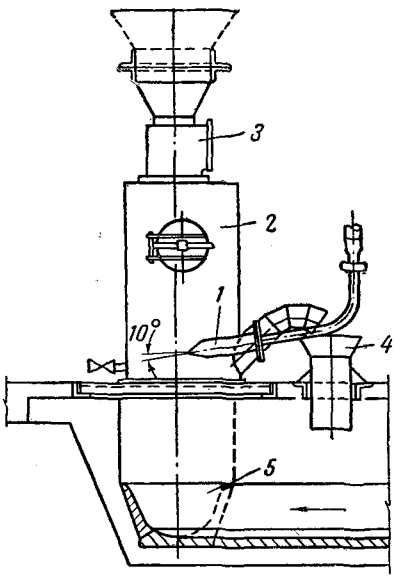


Рис. 11-18. Золосмывное устройство типа «Чайник».

1 — смывное сопло; *2* — бачок с гидрозатвором; *3* — поворотный затвор; *4* — воронка; *5* — золовой канал.

требование раздельного транспортирования шлака и золы.

В гидравлических схемах с раздельным удалением шлака и золы транспорт их в багерную насосную производится по самостоятельным каналам. Для перекачивания шлаковой пульпы в багерной насосной устанавливаются багерные насосы, а для перекачивания золовой пульпы — шламовые (песковые) насосы. На каждой линии устанавливаются два (или две пары) насоса, из которых один является резервным. Третий, запасной, насос должен храниться в сборе на складе.

В схемах с совместным транспортом шлака и золы на золоотвалах прокладывается два золопровода, из которых один — резервный.

В схемах с раздельным транспортом шлака и золы всего прокладываются три золопровода, из которых один — резервный.

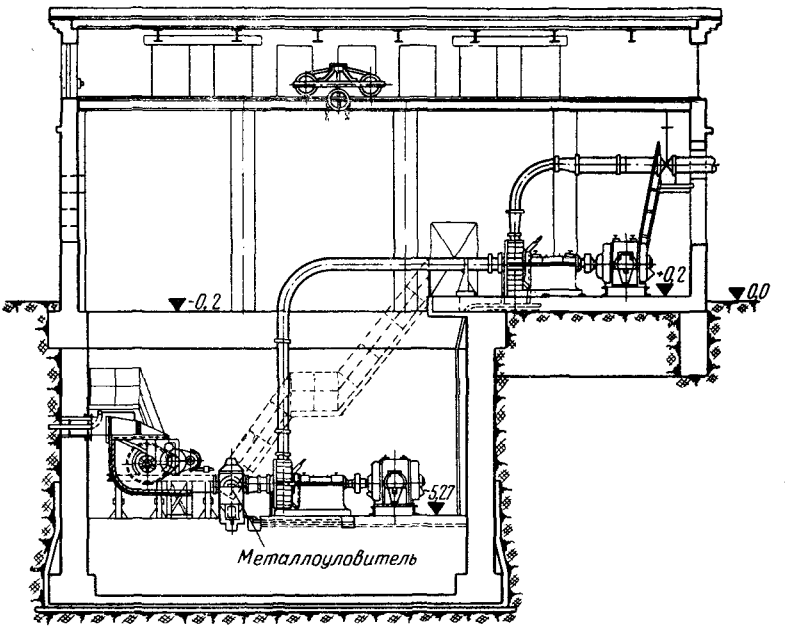


Рис. 11-19. Общий вид двухступенчатой багерной насосной.

Скорость золовой пульпы в золопроводе может приниматься равной 1,1—1,2 *м/сек*. Скорость шлаковой или шлакозоловой пульпы должна быть не менее 1,7 *м/сек*.

Транспорт шлакозоловой пульпы по золопроводам на шлакозолоотвал сопряжен с расходом большого количества воды, которым не всегда располагает ТЭЦ или котельная, или вода, которую можно использовать для транспорта золы и шлака, дорога и ее надо экономить. Средством экономии воды в системах с гидравлическим шлакозолоудалением является применение так называемой оборотной системы. В этих системах отвалы для шлака и золы (совмещенные или раздельные) выполняются в виде отстойников, позволяющих возвращать воду с по-

мощью специальных насосных установок в систему ГЗУ для многократного использования. Понятно, что эти сооружения требуют больших дополнительных капитальных затрат, поэтому целесообразность применения их может быть установлена только сопоставительным технико-экономическим расчетом.

Проектирование систем гидрозолоудаления должно производиться в соответствии с нормами технологического проектирования промышленных тепловых электростанций [Л. 34] и указаниями по проектированию котельных установок [Л. 16].

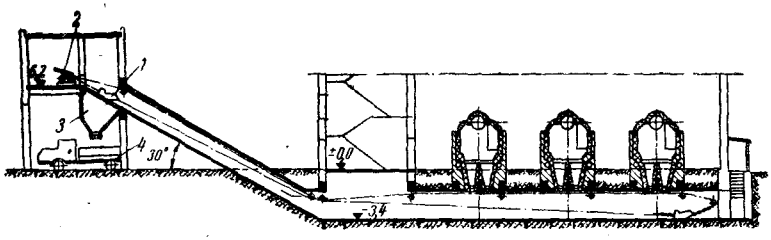


Рис. 11-20. Схема механической системы шлакозолоудаления к котлам ДКВР.

1 — скрепер; *2* — скреперная лебедка; *3* — бункер; *4* — автомашина.

В котельных с котлами ДКВР-10, оборудованными слоевыми топками для удаления шлака и золы, в основном применяются механические и пневматические системы. Выбор и проектирование этих систем должны производиться согласно указаниям ГПИ Сантехпроект [Л. 16].

В качестве примера на рис. 11-20 приведена схема сухого скреперного шлакозолоудаления, поставляемого Кусинским машиностроительным заводом. Емкость ковша (скрепера) 0,5 $м^3$. Производительность установки 4,5 *т/ч*.

На рис. 11-21 приведена принципиальная схема пневматической всасывающей системы шлакозолоудаления.

11-4. ОРГАНИЗАЦИЯ ВОДОПОДГОТОВКИ НА ТЭЦ И В КОТЕЛЬНЫХ

В циклах ТЭЦ и промышленных котельных неизбежны потери пара, конденсата и воды. Наибольшую величину составляют потери конденсата пара, отпускаемого производственным потребителям. Эти потери зависят от характера технологических процессов, при которых ис-

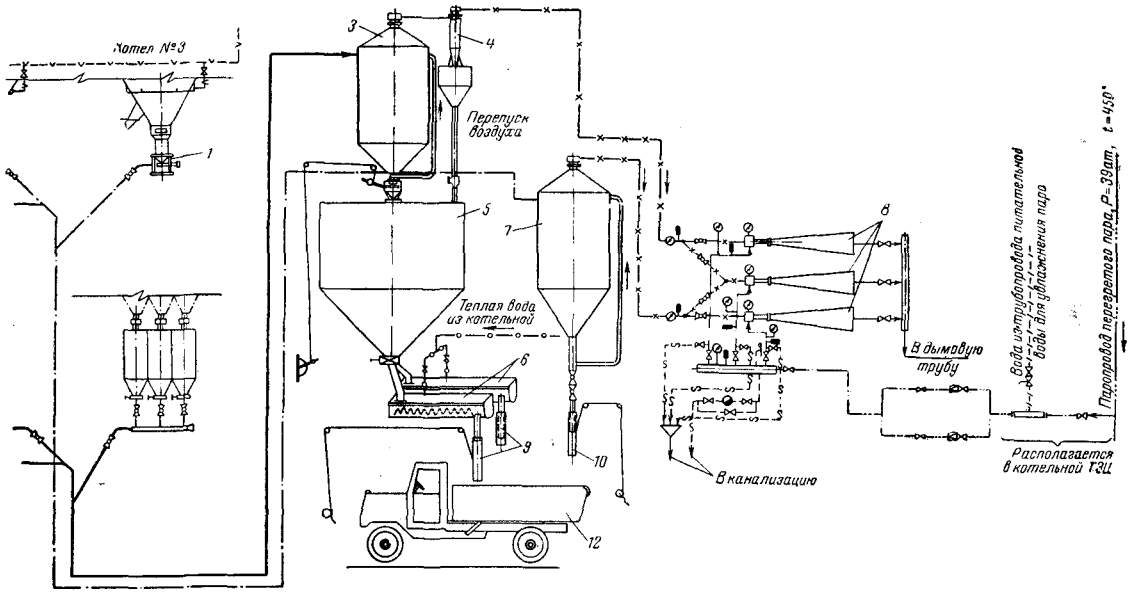


Рис. 11-21. Схема пневматического шлакозолоудаления.

1 — шлакодробилка; *2* — проходная насадка; *3* — циклон; *4* — циклон-пылеуловитель; *5* — бункер золы; *6* — лопастной шнек; *7* — циклон для отделения шлака; *8* — паровой эжектор; *9* — спускной рукав золы; *10* — спускной рукав шлака; *11* — аварийный спуск шлака; *12* — автомашина.

пользуется пар, и обычно изменяются в пределах от 30 до 100%. Кроме того, имеются различного рода утечки в тепловых сетях и паропроводах, продувки котлов, а также неорганизованные периодические потери. Для обеспечения непрерывности технологического процесса ТЭЦ или котельной необходимо постоянно восполнять эти потери. Вода (сырая) из городского водопровода, артезианской скважины или реки для этой цели непригодна, так как она содержит растворенные соли, которые при выпаривании образуют накипь, осаждающуюся на поверхности нагрева котлов, приводящую к расстройству процессов теплообмена и нарушающую нормальную работу всей установки. Поэтому все установки с паровыми котлами имеют специальную аппаратуру, изменяющую химический состав сырой воды соответственно предъявляемым требованиям. Эти установки называются химводоочистительными.

Выбор метода обработки воды и схемы водоочистки производится в зависимости от качества исходной воды, требований, предъявляемых к воде для питания котлов и подпитки теплосети, количества и качества возвращаемого конденсата с учетом специфических особенностей проектируемой ТЭЦ или котельной и технико-экономических соображений. Рассмотрение этих вопросов представляет собой самостоятельную обширную тему, которая не является предметом настоящей работы. Интересующиеся могут ознакомиться с нормами качества питательной воды котлов и конденсата, современными методами водоподготовки для паровых котлов по литературе [Л. 41, 42]. Здесь целесообразно вкратце остановиться на вопросах организации водоподготовительного хозяйства для ТЭЦ и промкотельных.

Производительность химводоочистки определяется на основании расчета тепловой схемы ТЭЦ или котельной и должна обеспечивать приготовление необходимого количества добавка химически очищенной воды при любом режиме их с учетом расходов химически очищенной воды на собственные нужды химводоочистки.

Оборудование химводоочистки промышленных ТЭЦ с турбинами 12 *Мвт* и выше, как правило, располагается в отдельном одноэтажном здании, расположенном недалеко от главного корпуса ТЭЦ (200—300 *м*), вдоль подъездных ж.-д. путей. Громоздкое оборудование химводоочистки (различные баки) располагается на открытом

воздухе. При химводоочистке должен быть склад реагентов, вмещающий запас их на 30 суток при подаче в вагонах грузоподъемностью 60 *т*. Установки, использующие при технологических процессах кислоту, должны обеспечивать возможность слива ее из цистерны емкостью 50 *т*. Технологические процессы химводоочистки должны быть полностью автоматизированы.

Сырая вода на химводоочистку подается из главного корпуса ТЭЦ обычно после подогрева ее до 20° С. Подогрев воды до 20° С для предотвращения конденсации влаги на трубопроводах и аппаратуре химводоочистки осуществляется паром 1,2 *ат* из отборов турбин в подогревателях, располагаемых в главном корпусе. В отдельных случаях соответственно технологической схеме водоочистки (например, известкование) требуется подогрев сырой воды до температуры 40° С. Сырая (подогретая) вода подается на химводоочистку по однолинейному трубопроводу. Резервирование подачи сырой воды на химводоочистку осуществляется вторым вводом из хозпротивопожарного водопровода на площадке ТЭЦ.

Химически очищенная вода из химводоочистки подается в главный корпус ТЭЦ по двум трубопроводам; каждый трубопровод рассчитывается на 100% подачи химически очищенной воды. Трубопроводы между главным корпусом и химводоочисткой прокладываются либо в канале, либо по наземной эстакаде. Кроме воды, из главного корпуса в помещение химводоочистки прокладывается трубопровод сжатого воздуха, потребность в котором имеется на всех современных водоочистительных установках. Арматура на трубопроводах, связывающих емкости и аппараты, устанавливаемые на открытом воздухе, размещается внутри помещения химводоочистки. Водоочистительная аппаратура промышленных котельных обычно располагается в здании котельной на отметке 0,0 (см. гл. 9). Проектирование водоочистительных установок промышленных котельных должно производиться в соответствии с указаниями по проектированию промышленных котельных [Л. 16] и с соблюдением технологических норм и правил технической эксплуатации [Л. 33]. Должна предусматриваться возможность расширения химводоочистки.

Кроме предкотловой очистки воды, осуществляемой химводоочистительной установкой, современные котлы требуют практически полного удаления из питательной

воды растворенных газов — кислорода и углекислоты. Допустимый остаток кислорода в питательной воде составляет:

Давление в котле, *ат*	Остаток кислорода, *мкг/кг*
До 40	Не более 30
От 40 до 100	Не более 20

Содержание CO_2 в питательной воде должно быть равно нулю.

После химводоочистки вода содержит значительные количества растворенных газов. Поэтому вся химически очищенная вода до поступления в котлы подвергается деаэрации в специальных аппаратах, называемых деаэраторами [Л. 15]; деаэрации подвергается также производственный конденсат и конденсат сетевых подогревателей. В котельных высокого давления (100 *ат* и выше) для удаления из питательной воды остатков растворенного кислорода (после деаэраторов) применяют обработку ее гидразином [Л. 41]. На ТЭЦ, имеющих установки горячего водоснабжения с открытой схемой водоразбора, присадку гидразина обычно производят непосредственно в барабаны котлов вместе с фосфатом. При закрытых схемах ГВС гидразин вводят во всас питательных насосов, что лучше, так как защищается от кислородной коррозии тракт питательной воды от насосов до котлов и предотвращаются попадание в барабаны котлов продуктов коррозии и образование железистой накипи. Однако гидразин является токсичным веществом и при вводе его во всас питательных насосов не исключена возможность попадания его в деаэратор подпиточной воды, что при схемах с открытым водоразбором недопустимо. Поэтому в этих случаях гидразин вводят непосредственно в барабаны котлов. Из котлов гидразин не может попасть в подпиточную воду, так как при температуре пара, выходящего из котлов, 540° С и выше гидразин полностью распадается и токсичные свойства его теряются.

Современные котлы работают с очень большими тепловыми напряжениями поверхностей нагрева (среднее теплонапряжение топочных экранов котла БКЗ-160-100 ГМ, например, равно $\sim 110 \cdot 10^3$ *ккал/м*^{2} и в 5 раз больше теплонапряжения конвективных поверхностей нагрева); при этом даже незначительное накипеобразование на экранных трубах может привести к недопустимому

повышению температуры металла, разрыву труб и выходу из строя котла. Для предохранения от выпадения из котловой воды накипеобразователя ($CaSO_4$) для всех экранированных котлов при всех давлениях предусматривается фосфатирование котловой воды (обычно присадка раствора тринатрийфосфата Na_3PO_4) [Л. 40, 41].

Присадка фосфата производится либо централизованно в тракт питательной воды до питательных насосов, либо непосредственно в барабан каждого котла индивидуальными насосами-дозаторами, устанавливаемыми в котельной ТЭЦ. Энергетические котлы на рабочее давление 40 *ат* и выше оборудуются индивидуальными фосфатирующими установками.

Для котлов высокого давления, экранные поверхности которых работают с очень большими теплонапряжениями (150 000 *ккал/м²·ч* и выше), при температурах 300° С и более весьма опасным является присутствие в питательной воде значительных количеств окислов железа, которые приводят к железоокисным отложениям (накипи), весьма опасным для работы котлов, особенно высокого давления.

В питательной воде паровых котлов окислов железа должно быть не больше:

Давление в котлах, *ат*	Допустимое содержание окислов железа в питательной воде, *мкг/кг*
Ниже 40	70
От 40 до 100	35
Выше 100	20

Окислы железа попадают в питательную воду с конденсатом, возвращаемым на ТЭЦ с производства, с конденсатом дренажей, собираемых на ТЭЦ, вследствие окислительных процессов в аппаратуре, работающей в системе ТЭЦ — конденсатные баки, деаэраторы, трубопроводы.

Защита от кислородной коррозии металла, соприкасающегося с водой, работающей в цикле станции, являющейся причиной загрязнения питательной воды котлов окислами железа, осуществляется проведением следующих мероприятий:

1. Очистка конденсата, возвращаемого с производства, от окислов железа с таким расчетом, чтобы в смеси с другими компонентами питательной воды содержание окислов железа в последней не превышало нормы.

2. Антикоррозионная защита баков и баков-аккумуляторов деаэраторов путем покрытия внутренней поверхности их специальными антикоррозионными составами.

3. Выключение из цикла ТЭЦ периодических дренажей и спусков, обладающих наибольшим содержанием растворенного железа и загрязняющих железом питательную воду котлов в случае сбора их с возвратом в цикл ТЭЦ. Сброс этих вод должен производиться в канализацию через расширитель дренажей (барботер).

Железо в конденсатах содержится в виде взвеси частиц окислов с различной степенью дисперсности от 0,5 до 1,5 *мк*. Очистка конденсатов от окислов производится фильтрованием через катионит, дробленый антрацит, кварц (грубая очистка) и тонкие целлюлозные и диатомитовые фильтры. При проектировании водоочистительных установок необходимо предусматривать установку указанных выше фильтров, если без очистки конденсата не выдерживаются нормы содержания окислов железа в воде.

Конденсат, возвращаемый с производства, может быть загрязнен не только окислами железа, но также маслом, органическими соединениями, солями жесткости. Такой конденсат до поступления в цикл станции, т. е. в деаэраторы питательной воды, должен быть подвергнут соответствующей очистке.

11-5. МАСЛОХОЗЯЙСТВО ТЭЦ

На ТЭЦ используются турбинное масло для смазки систем регулирования турбогенераторов и изоляционное масло для заполнения трансформаторов, масляных выключателей и другой электротехнической аппаратуры.

Масло в процессе эксплуатации стареет, теряет свои смазочные и изоляционные свойства вследствие увлажнения и загрязнения, а также теряется вследствие неизбежных утечек. Необходимость периодической смены масла в машинах и аппаратуре, восполнения утечек предопределяет в комплексе тепловой электростанции специальное масляное хозяйство.

Отработавшее масло, потерявшее свои стандартные свойства, можно восстановить, если очистить его и удалить из него влагу (воду). Эта операция называется регенерацией масла. Выполняется она с помощью специальных очистительных машин — центрифуг и фильтров.

Масляное хозяйство ТЭЦ состоит из открытого склада масел и аппаратной маслохозяйства. На складе масла обычно устанавливаются четыре бака для турбинного масла и четыре бака для изоляционного масла, из них в каждой группе один бак — для приема сырого

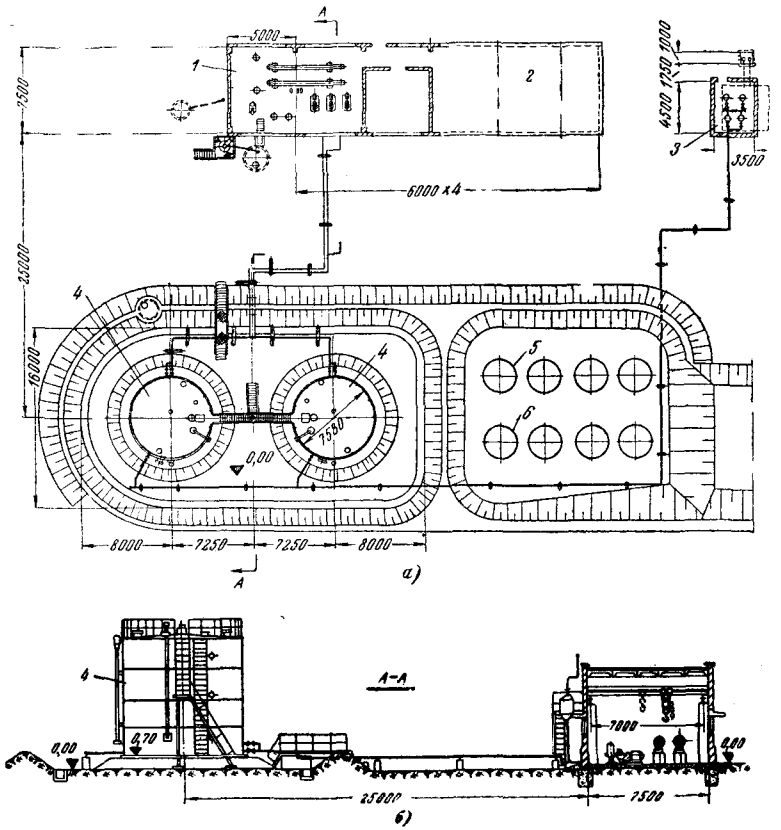


Рис. 11-22. Общий вид объединенного мазутомаслохозяйства.

1 — мазутонасосная; *2* — аппаратная маслохозяйства; *3* — промежуточная емкость; *4* — основная мазутная емкость; *5* — баки изоляционного масла; *6* — баки турбинного масла.

масла, доставляемого на ТЭЦ по ж. д. в цистерне, емкость которого должна быть не менее 50 $м^3$ соответственно емкости прибывающей на ТЭЦ ж.-д. цистерны и другие три бака — для выполнения операции по регенерации масла; один — для приема отработавшего масла, один —

для регенерированного масла и один — для промежуточных операций. Емкость каждого из этих баков должна быть равна емкости маслосистемы наибольшего турбогенератора или трансформатора с запасом 10%. На ТЭЦ должен храниться неснижаемый запас турбинного и изоляционного масел в следующем количестве:

турбинное масло — соответственно емкости маслосистемы наибольшего турбогенератора плюс 45-дневный расход на восполнение потерь;

изоляционное масло — соответственно емкости одного наибольшего масляного выключателя плюс доливка в размере 1% объема всех установленных на ТЭЦ трансформаторов и выключателей.

Открытый склад масел обычно располагается на площадке, объединенной с открытым складом мазута (рис. 11-22).

Аппаратная маслохозяйства размещается в одном здании с мазутонасосной; комплекс сооружений мазутного и масляного хозяйств носит название «объединенное мазутомаслохозяйство». Транспорт масла из маслохозяйства на ТЭЦ и возврат отработавшего масла с ТЭЦ производятся по трубопроводам с помощью насосов, установленных в аппаратной. Кроме аппаратуры для регенерации масел, установленной в аппаратной, в машинном отделении ТЭЦ непосредственно у турбогенераторов для профилактической регенерации устанавливаются постоянно действующие маслоочистительные машины, поддерживающие качество масла, работающего в турбогенераторах, на уровне эксплуатационных норм.

На ТЭЦ должны быть специальная подземная емкость для аварийного слива масла из турбогенераторов и соответствующая сливная система трубопроводов. Емкость аварийного резервуара должна быть равна емкости маслосистемы наибольшего установленного на ТЭЦ турбогенератора.

Разработка проектов маслохозяйства должна выполняться в строгом соответствии с ПТЭ [Л. 33].

ЛИТЕРАТУРА

1. Копьев С. Ф., Теплоснабжение, Изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1953.

2. Теплоэлектропроект, Справочник проектировщика, Проектирование тепловых сетей, под редакцией А. А. Николаева, Госстройиздат, 1965.

3. СНиП. II-Г.10-62, Тепловые сети, Нормы проектирования, Изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1964.

4. СНиП. II-А.6-62, Строительная климатология и геофизика, Изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1963.

5. СНиП. II-Г.7-61. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха, Нормы проектирования, Изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1963.

6. СНиП. II-Г.8-62, Горячее водоснабжение, Нормы проектирования, Изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1963.

7. Булгаков К. В., Энергоснабжение промышленных предприятий, изд-во «Энергия», 1966.

8. Юренев В. Н., Промышленные электростанции, Госэнергоиздат, 1963.

9. Бузников Е. Ф., Сидоров В. Н., Водогрейные котлы и их применение на электростанциях и в котельных, изд-во «Энергия», 1965.

10. ВТИ, Материалы по топливу, «Теплоэнергетика», 1964, № 9.

11. Рыжкин В. Я., Тепловые электрические станции, изд-во «Энергия», 1967.

12. Лукницкий В. В., Тепловые электрические станции промышленных предприятий, Госэнергоиздат, 1953.

13. Андрющенко А. И., Лапшов В. Н., Парогазовые установки электростанций, изд-во «Энергия», 1965.

14. Госгортехнадзор СССР, Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых котлов, Госгортехиздат, 1961.

15. Соловьев Ю. П., Выбор вспомогательного оборудования промышленных электростанций и котельных, изд-во «Энергия», 1965.

16. Указания по проектированию котельных установок, ГПИ Сантехпроект, 1964.

17. Соловьев Ю. П., Тепловые расчеты промышленных паротурбинных электрических станций, Госэнергоиздат, 1962.

18. Проект руководящих указаний по применению теплофикационных водогрейных котлов типа ПТВМ, БТИ ВТИ, 1966.

19. Нормы простоя оборудования тепловых электростанций и планово-предупредительном ремонте, Техническое управление по эксплуатации энергосистем МЭиЭ СССР, 1964.

20. Петров И. А., Техническое нормирование и сметное дело в строительстве, Госэнергоиздат, 1960.

21. Нормативы удельных капитальных вложений в промышленные ТЭЦ мощностью до 50 *Мвт*, Промэнергопроект, 1963.

22. СНиП. II-Г.9-65. Котельные установки, Нормы проектирования, Изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1966.

23. Методика технико-экономических расчетов в энергетике, Государственный Комитет по науке и технике при Совете Министров СССР, 1966.

24. Михеев М. А., Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1956.

25. Тепловой расчет котельных агрегатов, Нормативный метод, Госэнергоиздат, 1957.

26. Берман С. С., Расчет теплообменных аппаратов турбоустановок, Госэнергоиздат, 1962.

27. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М., Справочник по теплопередаче, Госэнергоиздат, 1959.

28. Берман Л. Д., Приближенный метод расчета теплообмена при конденсации пара на пучке горизонтальных труб, «Теплоэнергетика», 1964, № 3.

29. Кутателадзе С. С. Теплопередача при конденсации и кипении, Машгиз, 1962.

30. Копьев С. Ф., Вспомогательное оборудование машинных цехов электростанций, Госэнергоиздат, 1954.

31. Лебедев П. Д., Щукин А. А., Промышленная теплотехника, Госэнергоиздат, 1956.

32. Орлов В. К., Целищев П. А., Теплообмен в спиральном змеевике при турбулентном движении воды, «Теплоэнергетика», 1964, № 12.

33. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей (ПТЭ), изд-во «Энергия», 1965.

34. Нормы технологического проектирования тепловых электростанций, Министерство энергетики и электрификации СССР, 1967.

35. Глухенький Т. Е., Трубопроводы тепловых электростанций, изд-во «Энергия», 1965.

36. Ковалев А. П. и др., Парогенераторы, изд-во «Энергия», 1966.

37. Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий, СН 245-63, Изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1963.

38. Правила техники безопасности в газовом хозяйстве, изд-во «Недра», 1965.

39. СНиП. II-Г.11-62 и 13-62, Газоснабжение, Нормы проектирования, Изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1963.

40. Картошкин М. Д. Топливоподача тепловых электростанций, Госэнергоиздат, 1961.

41. Шкроб М. С., Прохоров Ф. Г., Водоподготовка и водный режим паротурбинных электростанций, Госэнергоиздат, 1961.

42. Шкроб М. С., Вихрев В. Ф., Водоподготовка, изд-во «Энергия», 1966.

43. Добкин В. М., Дулеев Е. М., Фельдман Е. П., Автоматическое регулирование тепловых процессов на электростанциях, Госэнергоиздат, 1959.

44. Бейрах З. Я., Некоторые работы в области автоматического регулирования котельных агрегатов, Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук, МЭИ, 1964.

45. Мануйлов П. Н., Автоматизация тепловых процессов на электростанциях, Госэнергоиздат, 1961.

46. Михельсон А. И., Комплексная автоматизация промышленных тепловых электростанций, Госинти, 1960.

47. Михельсон А. И., Автоматическое регулирование промышленных тепловых электростанций, Госинти, 1963.

48. Техника проектирования систем автоматизации, Сборник материалов под ред. инж. Л. И. Шипетина, изд-во «Машиностроение», 1966.

49. Автоматизация тепловых электростанций, сборник статей под ред. П. Е. Балобана и Н. И. Давыдова, Госэнергоиздат, 1959.

50. Миронов В. Д., Стефани Е. П., Электронные автоматические регуляторы тепловых процессов, Госэнергоиздат, 1955.

51. Лабунцов Д. А., Теплоотдача при пленочной конденсации чистых паров на вертикальных поверхностях и горизонтальных трубах, «Теплоэнергетика», 1957, № 7.

52. Левин Б. И., Теплоотдача при конденсации насыщенного пара на поверхности пучка вертикальных труб, «Теплоэнергетика», 1960, № 5.

53. Левин Б. И., Шубин Е. П., Теплообменные аппараты систем теплоснабжения, изд-во «Энергия», 1965.

54. Руководящие указания по проектированию станционных трубопроводов, вып. 1, Теплоэлектропроект, 1965.

55. Аэродинамический расчет котельных установок, изд-во «Энергия», 1964.

56. Нормы расчета и проектирования пылеприготовительных установок, Госэнергоиздат, 1958.

57. Московский завод теплоавтоматики, Система регулирования, «Кристалл», ЦБТИ, 1965.

58. Автоматизация топливоподач на электростанциях, БТИ ОРГРЭС, 1967.

59. Аппаратура автоматизации химводоочисток, БТИ ОРГРЭС, Информационное сообщение № Т-22/66, 1967.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Глава первая. **Энергопотребление промпредприятий** . . 5
1-1. Характеристики потребителей тепла и параметры теплоносителей для них 5
1-2. Тепловые нагрузки 8
1-3. Потребление промпредприятиями электроэнергии . . 16
Глава вторая. **Системы энергоснабжения промпредприятий и исходные данные для их проектирования** . . . 18
2-1. Комбинированный и раздельный способы выработки тепловой и электрической энергии 18
2-2. Исходные данные для проектирования теплоснабжающих установок промпредприятий 23
2-3. Выбор топлива для теплоснабжающих установок промпредприятий 33
Глава третья. **Теплоснабжающие установки промпредприятий** 37
3-1. Промышленные электростанции с паровыми турбинами, ТЭЦ 37
3-2. Промышленные электростанции с парогазовым циклом 46
3-3. Производственные и отопительные котельные установки 52
3-4. Методика расчета тепловых схем ТЭЦ и котельных 60
3-5. Годовая выработка пара энергетическими котлами, годовая выработка электроэнергии и годовой расход топлива на ТЭЦ 86
3-6. Удельный расход условного топлива на выработку тепла и электроэнергии на ТЭЦ 97
Глава четвертая. **Технико-экономические показатели ТЭЦ и производственных котельных** 104
Глава пятая. **Примеры расчета тепловой схемы ТЭЦ и котельной** 114
5-1. Пример расчета тепловой схемы ТЭЦ 114
5-2. Пример расчета тепловой схемы паровой котельной 155
Глава шестая. **Тепловой расчет подогревателей и теплообменников паротурбинных электростанций и промышленных котельных** 159
6-1. Общие рекомендации по расчету 159
6-2. Теплопередача в трубчатых водоводяных теплообменниках 163
6-3. Теплопередача в трубчатых пароводяных подогревателях 168

6-4. Примеры расчетов теплообменной аппаратуры . . 172
Глава седьмая. **Основное оборудование ТЭЦ и промышленных котельных** 181
7-1. Энергетические паровые котлы 181
7-2. Пиковые водогрейные котлы 185
7-3. Паровые турбины 199
7-4. Паровые котлы производственных котельных . . . 206
Глава восьмая. **Трубопроводы ТЭЦ и промышленных котельных** 212
Глава девятая. **Компоновки тепломеханического оборудования ТЭЦ и промышленных котельных** 219
9-1. Компоновки оборудования промышленных паротурбинных ТЭЦ 219
9-2. Компоновки оборудования промышленных котельных 232
Глава десятая. **Автоматизация, контроль и управление** 238
10-1. Технические средства автоматизации 238
10-2. Организация технических средств управления . . 241
10-3. Автоматизация и контроль агрегатов ТЭЦ . . . 245
10-4. Автоматизация водогрейных котлов 255
10-5. Автоматизация вспомогательного оборудования ТЭЦ и паровых котельных 258
Глава одиннадцатая. **Организация топливоснабжения, водоподготовки и маслохозяйства на ТЭЦ и в промышленных котельных** 264
11-1. Топливоснабжение ТЭЦ и котельных, работающих на газообразном топливе 264
11-2. Топливоснабжение ТЭЦ и котельных, работающих на мазуте 271
11-3. Топливоснабжение и шлакозолоудаление ТЭЦ и котельных, работающих на твердом топливе . . 284
11-4. Организация водоподготовки на ТЭЦ и в котельных 297
11-5. Маслохозяйство ТЭЦ 303
Литература 306

ОПЕЧАТКИ

Страница	Формула, строка	Напечатано	Должно быть
65	13 сверху	Л. 18	Л. 54
67	формула (3-12)	$i_{гр} - i_{к}^{п.п}$	$i_{гр} - i_{к}^{о.п}$
70	7 сниз	$G_{прод} t_{прод} \eta_{сеп} =$ $= D_{сеп} i_{сеп} + g_{сеп} t_{сеп}$	$G_{прод} t_{к.в} \eta_{сеп} =$ $= D_{сеп} i_{с.п} + g_{сеп} t_{с.в}$
77	9 сверху	$\Delta G_{п.в}^{т.г}$	$\Sigma G_{п.в}^{т.г}$
99	формула (3-55)	*т/год*	*Гкал/год*
102	формула (3-60)	$B''_{ю}$	$B'_{э}$
103	формула (3-66)	*т/квт·ч*	*т/Мвт·ч*
119	3 снизу	ПР-25	ПТ-25
124	формула (3-7)	$= G_{1 одп} \cdot 10^{-3}$	$= G_{по дп} \cdot \tau_{1 одп} \cdot 10^{-3}$
128	8 сверху	ПР	**ПТ**
145	15 сверху	$\Delta D_{10}^{II} I$	ΔD_{10}^{III}
146	5 сверху	*т/ч*	*т/год*
151	17 снизу	... — 0,7·795·720·70)...	...—0,7·795·10^3·70)...
155	20 снизу	16	18
164	10 снизу	$Nu = wd_{г}/$	$Nu = \alpha d_{г}/\lambda$
165	10 снизу	теплоотдачи	теплопередачи
165	формула (6-13)	$t_{т}^{ср}$	$t_{т}^{гр}$

Ю. П. Соловьев „Проектирование теплоснабжающих установок для промпредприятий".
Зак. 1133.

Соловьев Юрий Павлович
Проектирование теплоснабжающих установок для промпредприятий

Редактор *А. А. Русанов*
Ведущий редактор *Л. Н. Синельникова*

Переплет художника *П. П. Перевалова*
Технический редактор *Н. С. Мазурова*
Корректор *З. Б. Шлайфер*

Сдано в набор 5/III 1968 г.
Подписано к печати 13/VI 1968 г. Т-09605
Формат 84×108¹/₃₂ Бумага типографская № 1
Усл. печ. л. 16,38 Уч.-изд. л. 17,49
Тираж 12 000 экз. Цена 1 р. 04 к. Зак. 1133
Издательство „Энергия". Москва, Ж-114,
Шлюзовая наб., 10.

Московская типография № 10 Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Шлюзовая наб., 10.

К стр. 209

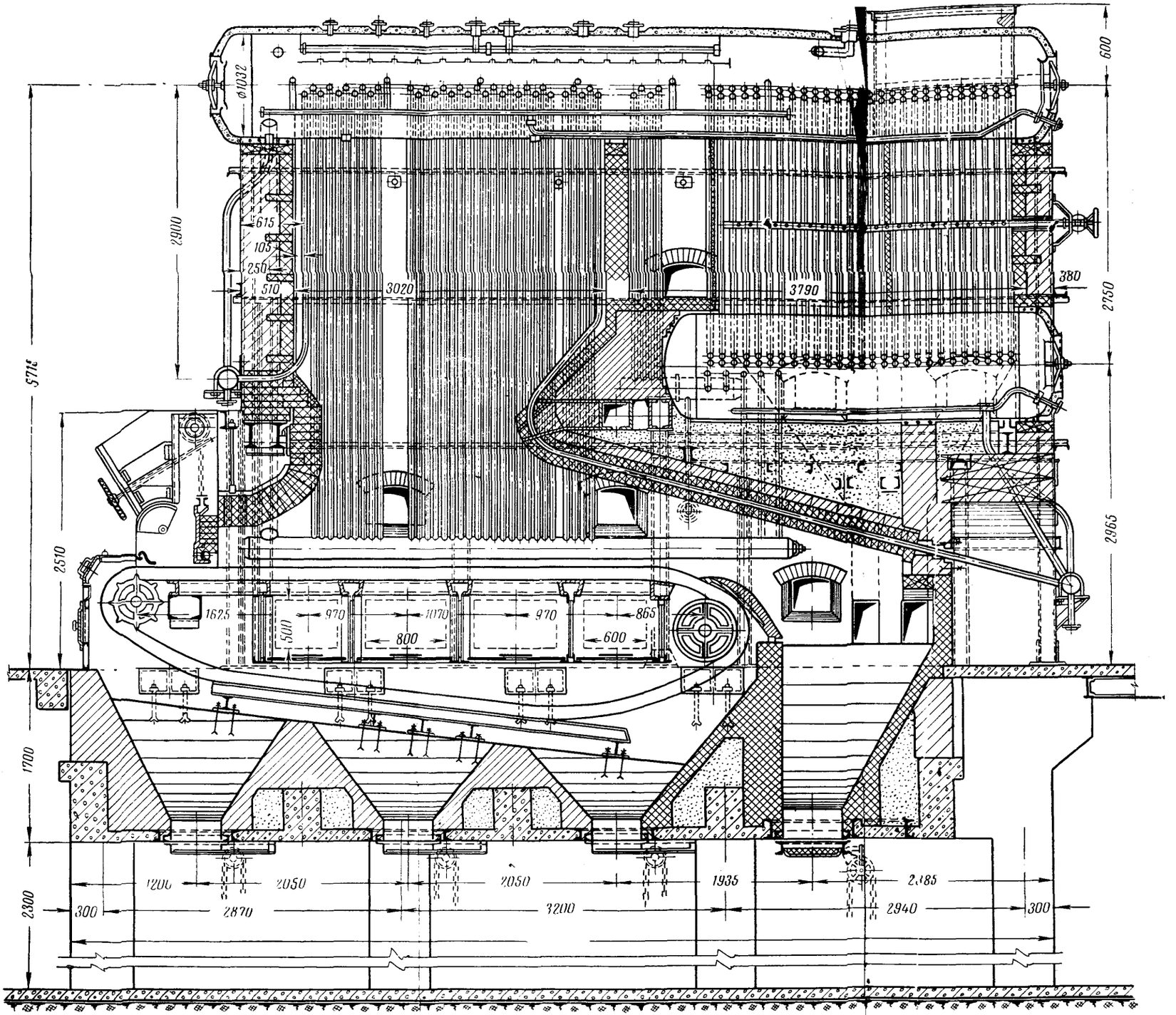


Рис. 7-27. Котел ДКВР с топкой ЧЦР для антрацита.

Заказ 1133

К стр. 271

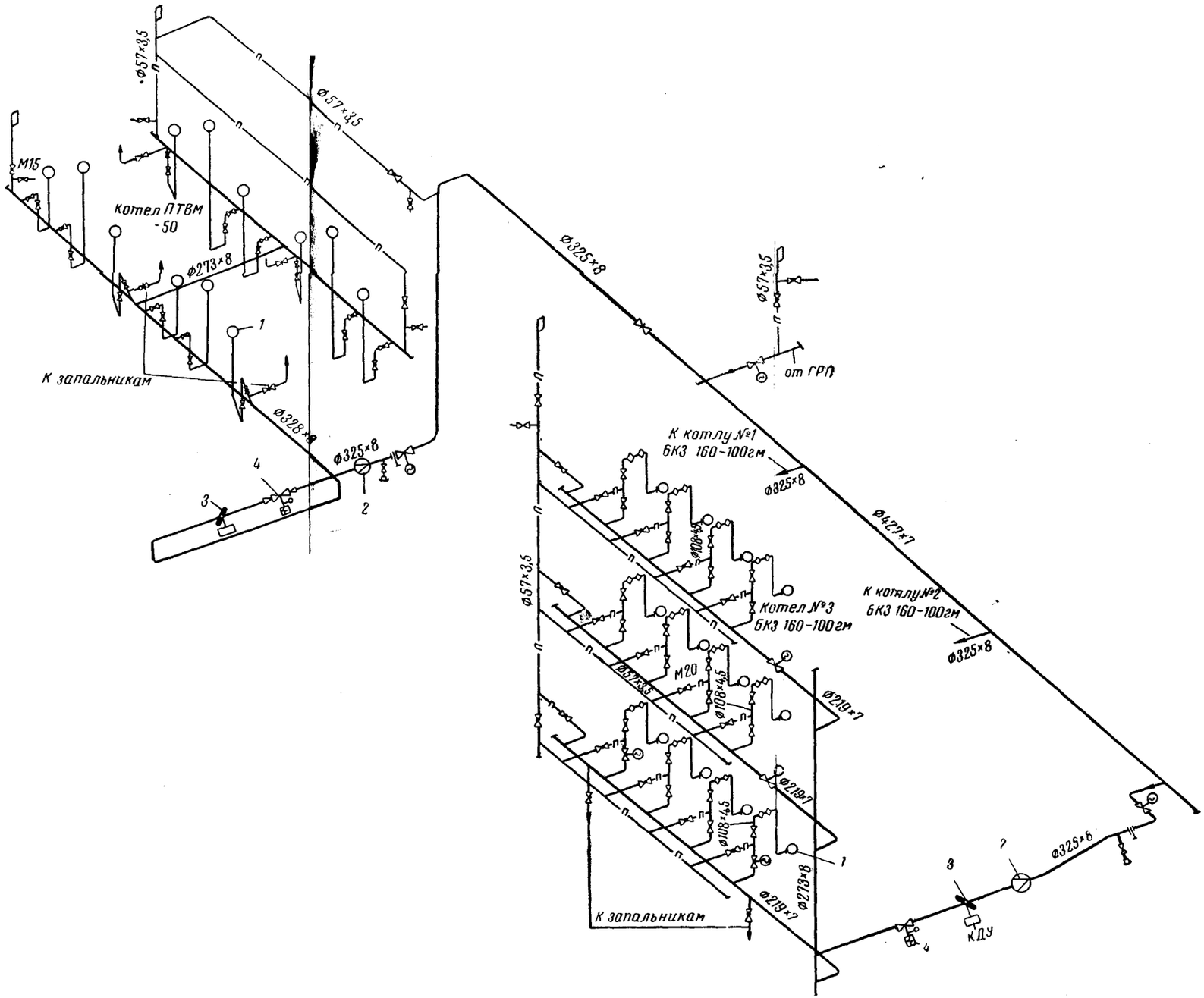


Рис. 11-4. Принципиальная схема газового хозяйства ТЭЦ.

1 — газовая горелка; *2* — измерительная диафрагма расходомера; *3* — регулятор тепловой нагрузки; *4* — предохранительный запорный клапан с электромагнитным приводом.