

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Казанский национальный исследовательский
технологический университет»

Д. Б. Вафин

ИСТОЧНИКИ ПРОИЗВОДСТВА
ТЕПЛОТЫ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Нижекамск
2014

УДК 697(075.32)

ББК 31.3.я7

В 18

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Нижекамского химико-технологического института (филиала)
ФГБОУ ВПО «КНИТУ»

Рецензенты:

Шигапов А.Б., доктор технических наук, профессор КГЭУ;

Дмитриев А.В., доктор технических наук, зав. кафедрой МАХП
НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ»

Вафин, Д. Б.

В 18 Источники производства теплоты: учебное пособие / Д.Б. Вафин. –
Нижекамск: Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2014. – 242 с.

Данное учебное пособие является первой частью работы автора: «Источники теплоты и теплоснабжение». Вторая часть работы выходит под названием «Теплоснабжение и тепловые сети».

Приведены сведения из термодинамики и теории теплообмена. Описаны природные источники тепловой энергии. Рассмотрены системы теплоснабжения промышленных предприятий, методики составления и расчета тепловых схем ТЭЦ. Дано краткое описание теплогенерирующих установок, даны сведения о тепловых схемах котельных с паровыми или водогрейными котлами, назначении, устройстве и типах котельных установок, а также о вспомогательном оборудовании, используемом в котельных.

Предназначено как учебное пособие для студентов, обучающихся по направлению «Теплоэнергетика и теплотехника».

УДК 697(075.32)

© Д.Б. Вафин, 2014

© Нижекамский химико-технологический
институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2014

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|-----|
| Введение | 5 |
| 1. Сведения из термодинамики и теории теплообмена | 7 |
| 1.1. Энергия. Теплота и работа | 7 |
| 1.2. Основные термодинамические параметры. Уравнение состояния газа ... | 9 |
| 1.3. Внутренняя энергия, теплоемкость. Энтальпия. Энтропия | 13 |
| 1.4. Термодинамические процессы идеального газа | 18 |
| 1.5. Круговой процесс. Цикл Карно | 23 |
| 1.6. Свойства водяного пара | 25 |
| 1.7. Влажный воздух | 34 |
| 1.8. Явления переноса | 39 |
| 1.9. Виды теплопереноса. Теплопроводность | 43 |
| 1.10. Конвективный теплообмен | 47 |
| 1.11. Теплообмен излучением | 50 |
| 1.12. Теплообмен излучением между двумя телами, сложный теплообмен | 55 |
| 1.13. Теплопередача | 57 |
| 2. Природные источники энергии | 59 |
| 2.1. Естественное органическое топливо | 59 |
| 2.2. Теплота сгорания топлива и расход воздуха на горение | 64 |
| 2.3. Получение энергии за счет реакции деления ядер | 69 |
| 2.4. Возобновляемые источники энергии | 75 |
| 3. Системы теплоснабжения промышленных предприятий | 77 |
| 3.1. Назначение, структура и классификация систем теплоснабжения ... | 77 |
| 3.2. Теплоэлектроцентрали промышленных предприятий | 80 |
| 3.3. Схемы теплоэлектроцентралей | 84 |
| 3.4. КПД конденсационных электростанций | 91 |
| 3.5. Методика определения энергетических показателей ТЭЦ | 96 |
| 3.6. Процесс работы пара в турбине с регулируемым отбором пара в is – диаграмме | 103 |
| 3.7. Расход пара на теплофикационную турбину | 105 |
| 3.8. Тепловая эффективность и расчет топлива на ТЭЦ | 108 |
| 3.9. Сравнение комбинированного и отдельного производства электрической и тепловой энергии | 110 |
| 4. Расчет тепловых схем ТЭЦ и выбор основного оборудования | 113 |
| 4.1. Общие рекомендации по выбору основного оборудования и расчету тепловых схем ТЭЦ | 113 |
| 4.2. Пример расчета тепловой схемы промышленно-отопительной ТЭЦ | 122 |
| 4.2.1. Задание на выполнение проекта | 122 |

| | |
|--|-----|
| 4.2.2. Уточнение исходных данных для проектирования | 123 |
| 4.2.3. Выбор состава турбинного и котельного оборудования | 126 |
| 4.2.4. Проверка удовлетворения состава основного оборудования требованиям ПТЭ | 129 |
| 4.2.5. Выбор и разработка внешних узлов тепловой схемы ТЭЦ | 132 |
| 4.2.6. Определение расхода пара из отборов турбин | 148 |
| 4.2.7. Уточнение исходных данных для расчета тепловой схемы турбины ПТ-135-130/15 | 142 |
| 4.3. Расчет системы регенерации турбины ПТ-135-130/15 | 150 |
| 4.3.1. Анализ и расчет тепловой схемы турбоагрегата | 150 |
| 4.3.2. Расчет системы регенерации низкого давления | 153 |
| 4.3.3. Расчет тепловой схемы турбоагрегата ПТ-135-165/130 в режиме выработки электроэнергии на тепловом потреблении | 158 |
| 4.4. Энергетические показатели турбоустановок при максимально- зимнем режиме работы ТЭЦ | 164 |
| 4.4.1. Энергетические показатели при работе турбин Р-100 с конденсационным пропуском пара | 164 |
| 4.4.2. Энергетические показатели при работе турбин Р-100 с выработкой электроэнергии на тепловом потреблении | 165 |
| 5. Источники генерации тепла | 167 |
| 5.1. Классификация теплогенерирующих установок | 167 |
| 5.2. Общие сведения о котельных установках | 169 |
| 5.3. Принцип работы парового котла с естественной циркуляцией | 174 |
| 5.4. Паровые котлы производственных и отопительных котельных | 178 |
| 5.5. Водогрейные котлы | 182 |
| 5.6. Электродные котлы | 191 |
| 5.7. Котлы утилизаторы | 196 |
| 5.8. Теплонасосные установки | 197 |
| 5.9. Тепловой баланс котельного агрегата | 201 |
| 5.10. Выбор типа и мощности котлов | 203 |
| 5.11. Расчет тепловой схемы котельной с паровыми котлами | 207 |
| 5.12. Расчет тепловой схемы котельных с водогрейными котлами | 215 |
| 5.13. Техничко-экономические показатели котельных | 223 |
| 5.14. Экологические проблемы работы ТЭЦ и котельных | 232 |
| 5.15. Использование вторичных ресурсов | 236 |
| Список использованной литературы | 237 |
| Приложение | 239 |

Введение

Энергетикой называется система установок и устройств для преобразования первичных энергоресурсов в виды энергии, необходимые для народного хозяйства и населения, и передачи этой энергии от источников ее производства до объектов использования.

Структура мирового энергохозяйства к сегодняшнему дню сложилась таким образом, что четыре из каждых пяти произведенных киловатт получаются в принципе тем же способом, которым пользовался первобытный человек для согревания, то есть при сжигании топлива, или при использовании запасенной в нем химической энергии, преобразовании ее в электрическую на тепловых электростанциях.

Тепловое потребление – одна из основных статей топливно-энергетического баланса нашей страны. На удовлетворение тепловой нагрузки страны расходуется ежегодно более 600 млн. т условного топлива, т.е. около 30 % всех используемых первичных топливно-энергетических ресурсов.

Топливом называют те вещества, которые при сжигании дают большое количество теплоты, широко распространены в природе и добываются промышленным способом. К топливу относятся нефть и нефтепродукты (керосин, бензин, мазут, дизельное топливо), уголь, природный газ, древесина и растительные отходы, торф, горючие сланцы, а также вещества, используемые в ядерных реакторах на АЭС и в ракетных двигателях. К природным силам, используемым для получения энергии, относятся гидроресурсы, энергия ветра, внутреннее тепло Земли, энергия солнечного излучения.

Структура использования энергоресурсов менялась по мере развития производительных сил. Данные об использовании ресурсов и мировом потреблении энергии говорят о том, что в настоящее время и в обозримом будущем решающая роль будет принадлежать использованию природного топлива.

Практическая ценность различных видов топлива измеряется количеством теплоты, выделяющейся при их сжигании. В настоящее время для сопоставления различных видов топлива и суммарного уче-

та его запасов принята единица учета – условное топливо, для которого низшая теплота сгорания равна 29,3 МДж/кг (7000 ккал/кг). Другая важная характеристика топлива – величина температуры, которую можно получить при полном сгорании топлива в воздухе (для древесины – 1600°C, для каменного угля – 2050°C, для бензина – 2100°C).

Практически все добываемое топливо сжигается, лишь около 10% нефти и газа используется в качестве сырья для химической промышленности. Наибольшее количество топлива расходуется на тепловых электростанциях, в тепловых двигателях, на различные технологические нужды.

Основной недостаток природного топлива – его крайне медленная возобновляемость. Запасы, используемые в настоящее время, образовались десятки миллионов лет назад. Ограниченность запасов энергоресурсов в будущем поставит перед человечеством серьезную энергетическую проблему. Ситуация, когда рост потребления минеральных ресурсов превышает прирост их запасов, обуславливает переход к более широкому использованию других энергоресурсов, сейчас называемых нетрадиционными: внутреннего тепла Земли, солнечной энергии, энергии приливов и т.д., которые являются восполняемыми.

Все процессы добычи и переработки топлива (топливные отрасли промышленности), производства, транспортировки и распределения электроэнергии охватывает один из важнейших межотраслевых комплексов – топливно-энергетический комплекс.

В течение длительного периода тепловое хозяйство России развивается по пути концентрации тепловых нагрузок, централизации теплоснабжения и комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. Широкое развитие получила теплофикация, являющаяся наиболее рациональным методом использования топливных ресурсов для тепло- и электроснабжения.

Теплофикацией называется комбинированный способ получения электроэнергии и теплоты в виде потока горячей воды или пара в одном энергетическом цикле.

Важной характеристикой теплофикации является централизация, то есть производство теплоты на теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) или атомной электростанции (АТЭЦ), обслуживающих десятки и сотни тысяч жителей.

1. СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕРМОДИНАМИКИ И ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА

1.1. Энергия. Теплота и работа

Предметом термодинамики является изучение общих свойств различных материальных тел, проявляющихся в процессе обмена энергией между телами. В технической термодинамике общие положения физической термодинамики применяются для исследования явлений, сопровождающихся обменом энергией в тепловой и механических формах.

Энергией называется количественная мера различных форм движения материи.

Передача энергии от одного тела к другому может происходить двумя способами – в виде теплоты и работы.

Первый способ передачи энергии реализуется при непосредственном контакте двух тел, имеющих разную температуру, путем обмена кинетической энергией между структурными элементами соприкасающихся тел. При этом энергия передается от более нагретого тела к менее нагретому, т. е. от тела, имеющего большую среднюю кинетическую энергию структурных элементов, к телу, с меньшей средней кинетической энергией структурных элементов. Количество энергии, переданной первым способом от одного тела к другому, называется *количеством теплоты*, а сам способ – *передачей энергии в форме теплоты*. Теплота может передаваться также за счет теплообмена излучением. Количество энергии, полученное телом в форме теплоты, будет в дальнейшем называться *подведенной* (сообщенной) теплотой, а количество энергии, отданной телом в форме теплоты – *отведенной* (отнятой) теплотой. Подведенная теплота считается положительной, а отведенная – отрицательной.

Обычно произвольное количество теплоты обозначают через Q , а удельное (отнесенное к 1 кг) – через q .

Второй способ передачи энергии связан с наличием силовых полей или внешнего давления. Для передачи энергии этим способом тело должно либо передвигаться в силовом поле, либо изменять свой объем под действием внешнего давления. Иначе говоря, передача энергии в этом случае происходит при условии перемещения всего тела или его части в пространстве.

Работа есть мера передачи механической энергии от одного тела к другому телу, и сопровождается перемещением тел в целом или их макроскопических частей.

Количество энергии, полученное телом в форме работы, будет называться далее *совершенной над телом работой*, а отданную энергию в форме работы – *работой, совершенной телом*. Совершенная телом работа считается положительной, а совершенная над телом работа – отрицательной.

Произвольное количество энергии, переданное в форме работы, обозначается через L (иногда через A), а удельное – через l .

Работа и теплота являются различными видами обмена энергии. Они тесно связаны между собой, но качественно различны и неравноценны. Теплота может переходить в работу и, наоборот, работа в теплоту. Эти преобразования происходят в строго эквивалентных количествах. Теплота и работа измеряются в одинаковых единицах – джоулях:

$$[Q] = [A] = \text{Дж.}$$

Внесистемная единица теплоты: 1 кал = 4,1868 Дж (*калория*), это количество теплоты, которое необходимо сообщить 1 г дистиллированной воды, для увеличения температуры на 1°C.

Количество теплоты, полученное телом, и работа, произведенная над телом, зависят от условий перехода тела из начального в конечное состояние, т. е. зависят от характера процесса. *Термодинамическим процессом* называется всякое изменение, происходящее в термодинамической системе, связанное с изменением хотя бы одного из ее термодинамических параметров. Понятие «теплота и работа» возникает только в связи с протекающим термодинамическим процессом. Если нет процесса, то нет теплоты и работы. Поэтому нельзя говорить о запасе теплоты и работы в каком-либо теле.

Отсюда можно сделать вывод, что ни элементарная работа dL , ни элементарная теплота dQ не являются полными дифференциалами параметров состояния и их нельзя называть приращением количества теплоты и работы. Величины $dQ \equiv \delta Q$ и $dL \equiv \delta L$ есть только бесконечно малые количества теплоты и работы, участвующие в элементарном процессе. Теплоту и работу конечного процесса можно определить лишь при условии задания частных признаков задания перехода из начального состояния 1 в конечное состояние 2 и можно представить в виде:

$$Q_{1-2} = \int_1^2 dQ; \quad L_{1-2} = \int_1^2 dL.$$

1.2. Основные термодинамические параметры. Уравнение состояния газа.

Все непосредственно наблюдаемые нами тела являются *макроскопическими*, т.е. состоят из громадного числа микроскопических частиц. Для измерения масс микроскопических частиц в 1961 г. ввели *атомную единицу массы* (а.е.м.) в качестве которой выбрана масса m_{un} , равная 1/12 части массы изотопа углерода C^{12} :

$$m_{un} = 1,660565 \cdot 10^{-27} \text{ кг.}$$

Единицей количества вещества ν является *моль* – это такое количество вещества, в котором содержится столько структурных элементов, сколько имеется атомов в 0,012 кг изотопа углерода C^{12} .

Число структурных элементов (атомов, молекул, ионов) в одном моле вещества называется *постоянной (числом) Авогадро*:

$$N_A = 6,02252 \cdot 10^{23} \text{ 1/моль.}$$

Отношение массы структурного элемента вещества m_o к m_{un} называется *относительной атомной (молекулярной) массой*: $\mu = m_o/m_{un}$.

Масса одного моля вещества составляет *молярную массу* и выраженная в граммах она равна относительной массе:

$$\mu = \frac{m}{\nu} = m_o N_A, \text{ г/моль} = 10^{-3} \text{ кг/моль,}$$

где ν – количество молей; m – масса вещества.

Молекулы (структурные частицы), образующие тело, находятся в состоянии непрерывного, беспорядочного теплового движения. Фундаментальным свойством теплового движения является его способность «заставлять» вещество макроскопических тел «забывать» свое первоначальное состояние. Каким бы ни было внутреннее состояние тела до его помещения в данные условия, при постоянстве внешних условий вещество перейдет в новое состояние, которое со временем меняться не будет. Это состояние называется состоянием *теплового* или *термодинамического равновесия*. Равновесное состояние *термодинамической системы* не зависит от деталей движения отдельных частиц системы, а определяется поведением всего их коллектива и характеризуется постоянством небольшого числа параметров, называемых *макроскопическими* или *термодинамическими параметрами*.

Для изучения состояния вещества можно использовать либо *микроскопический*, либо *макроскопический* методы. В микроскопическом, или *молекулярно-кинетическом*, методе рассматриваются детали движения всех атомов или молекул, образующих систему. Макроскопи-

ческое, или *термодинамическое*, описание дается через термодинамические параметры обобщением опытных фактов.

Важнейшими термодинамическими параметрами являются объем, плотность, давление, температура.

Объем V – это часть пространства, которую занимает данное тело. Единица измерения объема: $[V] = \text{м}^3$. Внесистемная единица объема: $1\text{л} = 10^{-3} \text{м}^3$ – литр.

Плотностью называется масса вещества, приходящаяся на единицу объема тела:

$$\rho = \frac{m}{V}, [\rho] = \frac{[m]}{[V]} = \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Обратная величина плотности $\nu = 1/\rho$, $\text{м}^3/\text{кг}$ – удельный объем.

Газы обладают большой сжимаемостью, а их плотности изменяются в широких пределах. Сжимаемость жидкостей и твердых тел незначительна, поэтому различие между их плотностями небольшое.

Благодаря тепловому движению частиц газ или жидкость оказывает давление на стенки емкости (сосуда). При столкновении структурных элементов со стенкой сосуда происходит изменение их импульса, что приводит к возникновению силы, действующей на стенку.

Давлением называется среднее значение силы, действующей по нормали на единицу площади поверхности емкости со стороны молекул газа или жидкости:

$$p = \frac{F}{S}.$$

Единица измерения давления: $[p] = \frac{[F]}{[S]} = \frac{1\text{Н}}{1\text{м}^2} = 1 \text{Па}$ (паскаль).

Некоторые внесистемные единицы измерения давления:

$1 \text{бар} = 10^5 \text{Па}$;

$1 \text{ат} = \text{кгс}/\text{см}^2 = 0,981 \cdot 10^5 \text{Па}$ – техническая атмосфера;

$1 \text{атм} = 1,013 \cdot 10^5 \text{Па}$ – физическая атмосфера;

$1 \text{мм рт.ст.} = 133,332 \text{Па}$ – миллиметр ртутного столба.

В равновесном состоянии в жидкостях и газах, не находящихся во внешнем поле, давление одинаково во всем объеме среды.

Если два тела привести в соприкосновение, то за счет соударений структурных элементов происходит передача энергии частиц одного тела частицам другого тела. При этом результирующая передача энергии происходит от тела с большей температурой, телу с меньшей температурой до достижения между ними теплового равновесия.

Температура – это мера интенсивности теплового движения частиц тела.

Для классических частиц средняя кинетическая энергия поступательного движения одной частицы тела пропорциональна температуре:

$$\overline{W}_k = \frac{\overline{m}_0 \overline{v}^2}{2} = \frac{3}{2} kT, \text{ отсюда } kT = \frac{2}{3} \overline{W}_k = \frac{1}{3} \overline{m}_0 \overline{v}^2,$$

где \overline{m}_0 – средняя масса одной частицы, \overline{v} – ее среднеквадратичная скорость. Температура, определяемая с помощью данной формулы, называется *абсолютной температурой*. Абсолютная температура измеряется в *кельвинах*: $[T] = \text{К}$. Температуру в принципе можно измерять в единицах энергии, но это неудобно. Коэффициент пропорциональности k называется *постоянной Больцмана*: $k = 1,38 \cdot 10^{-23} \text{ Дж/К}$, показывает какая часть 1 Дж содержится в 1 К.

Для количественного определения температуры и построения точной *температурной шкалы* должны быть положены физические явления. Было принято международное соглашение строить температурную шкалу по одной *реперной точке* – тройной точке воды (где сосуществуют в фазовом равновесии три фазы: лед, вода и пар при давлении 611,6 Па). В *абсолютной шкале температур* принимается, что температура этой точки равна $T_t = 273,16 \text{ К}$. Тогда температуры нормальных точек плавления льда и кипения воды равны приблизительно $T_{пл} = 273,15 \text{ К}$ и $T_k = 373,15 \text{ К}$.

Значение $T = 0 \text{ К}$ считается *абсолютным нулем температуры*, это такое состояние, при котором тепловое движение структурных элементов тела прекращается. Однако даже при $T = 0 \text{ К}$ сохраняется некоторое движение частиц, связанное с *нулевой энергией*. Это движение представляет квантовое явление и энергия этого «нулевого движения» является характерной величиной для «квантовости» того или иного объекта. Абсолютный нуль является самой низкой температурой.

Между абсолютной температурой и часто используемой на практике температурой t по *шкале Цельсия*, которая строится по двум реперным точкам, существует линейная зависимость

$$T = t + 273,15.$$

За $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ берется температура плавления чистого льда, а за $t = 100^\circ\text{C}$ – температура кипения дистиллированной воды при нормальном атмосферном давлении, т.е. при $p_0 = 1 \text{ атм} = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Для практического использования в 1968 г. ввели *Международную практическую температурную шкалу*, которая основана на двенадцати хорошо воспроизводимых температурных точках, которым приписаны определенные значения температуры (*реперные точки*).

Различные макроскопические параметры не являются независимыми. Закон, выражающий зависимость между термодинамическими параметрами, называется *уравнением состояния*: $F(p, V, T) = 0$.

Аналитический вид уравнения состояния установлен только для идеального газа. Газ считается *идеальным*, если: а) размеры молекул пренебрежимо малы; б) между молекулами не проявляются силы взаимного притяжения; в) соударения молекул такого газа происходят как соударения упругих шаров.

В идеальном газе среднее время между двумя последовательными столкновениями частиц $\bar{\tau}$ – *среднее время свободного пробега* должно быть намного меньше времени, за которое частица газа проходит расстояние порядка размеров сосуда, в котором газ заключен. Таким условиям удовлетворяют реальные газы при сильных разрежениях и не очень низких температурах.

Уравнением состояния идеального газа является уравнение Клапейрона – Менделеева, полученное обобщением экспериментальных газовых законов:

$$pV = \frac{m}{\mu} RT, (pV = \nu RT) \text{ или } p = nkT, \quad (1.1)$$

где p – давление; V – объем; m – масса; μ – молярная масса; T – температура газа; n – *концентрация молекул* (количество молекул в единице объема); $R = 8,314$ Дж/(моль·К) – *универсальная газовая постоянная*, одинаковая для всех газов. Уравнение состояния получено из уравнения Клапейрона:

$$\frac{pV}{T} = \text{const} \text{ или } \frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2}.$$

Постоянную величину, отнесенную к 1 кг газа, обозначают буквой B и называют газовой постоянной определенного газа:

$$B = \frac{pv}{T} = \frac{R}{\mu}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (1.2)$$

Уравнение состояния идеального газа $pV = \nu RT$ позволяет описывать поведение реальных газов при достаточно высоких температурах и низких давлениях, т.е. разреженных газов. У идеального газа размеры молекул и их взаимодействие не учитываются. Повышение давления приводит к уменьшению среднего расстояния между моле-

кулами, и начинают проявляться силы притяжения между ними (*силы Ван-дер-Ваальса*). Таким образом, между молекулами реального газа имеются *силы межмолекулярного взаимодействия*, причем одновременно действуют *силы притяжения* и *отталкивания*. Они проявляются на расстояниях между молекулами $r \leq 10^{-9}$ м.

Учитывая собственный объем молекул и силы межмолекулярного взаимодействия, голландский физик Ван-дер-Ваальс ввел в уравнение Клапейрона две поправки. Каждая молекула газа занимает определенный объем. Поэтому фактический свободный объем для движения молекул одного моля реального газа будет не V_{μ} , а $V_{\mu} - b$, где b – объем, занимаемый самими молекулами одного моля. Объем b равен учетверенному собственному объему молекул, так как даже при «плотной упаковке» молекул между ними остается пустое пространство, куда другие молекулы проникать не могут. Значение поправки b зависит от эффективного диаметра молекул, т.е. от химической природы газа.

Действие сил притяжения между молекулами приводит к появлению дополнительного давления на газ, называемого *внутренним давлением*. По оценке Ван-дер-Ваальса, внутреннее давление обратно пропорционально квадрату молярного объема:

$$p' = a/V_{\mu}^2,$$

где a – постоянная, зависящая от рода газа.

Давление, производимое на стенки сосуда реальным газом, меньше на величину p' , чем в случае идеального газа, имеющего ту же температуру T и ту же концентрацию.

С учетом этих поправок уравнение состояния для произвольного количества вещества $\nu = m/\mu$ приводится к виду

$$(p + \nu^2 \frac{a}{V^2})(V - \nu b) = \nu RT, \quad (1.3)$$

где a, b – постоянные Ван-дер-Ваальса, определяемые из опыта.

1.3. Внутренняя энергия, теплоемкость. Энтальпия. Энтропия

В равновесном состоянии полная энергия термодинамической системы складывается из кинетической энергии движения ее макроскопических частей W_{κ} , потенциальной энергии системы во внешнем силовом поле W_{Π} и *внутренней энергии* U :

$$E = W_{\kappa} + W_{\Pi} + U.$$

Внутренняя энергия является однозначной функцией состояния системы, т.е. зависит только от внутреннего состояния

термодинамической системы: $U = f(p, V, T)$. Приращение внутренней энергии во всяком процессе, совершаемом системой внутри теплоизолирующей (*адиабатической*) оболочки, равно работе внешних сил над системой при переходе ее из начального равновесного состояния в конечное равновесное состояние.

Внутренняя энергия складывается из кинетической энергии хаотического поступательного и вращательного движения молекул $W_{км}$; потенциальной энергии, обусловленной силами межмолекулярного взаимодействия молекул $W_{пм}$; кинетической и потенциальной энергии колебаний атомов в молекуле $W_{ка}$, $W_{па}$; энергии электронных оболочек электронов и ионов W_e ; энергии движения и взаимодействия нуклонов в ядрах атомов $W_я$ и собственной энергии самих нуклонов $E_{он}$.

$$U = W_{км} + W_{пм} + W_{ка} + W_{па} + W_e + W_я + E_{он}.$$

Если термодинамическая система состоит из макроскопических подсистем, то суммируются внутренние энергии этих подсистем и энергии взаимодействия подсистем, которые называются *поверхностной энергией*. Например, энергия поверхностного натяжения.

Внутренняя энергия может быть определена лишь с точностью до постоянного слагаемого U_o : $U = U_v + U_o$, где U_v – переменная часть внутренней энергии.

Внутреннюю энергию 1 кг вещества будем обозначать через u . В термодинамических расчетах приходится определять только изменение внутренней энергии

$$\Delta u = u_2 - u_1, \quad (1.4)$$

которое зависит только от ее переменной части, т.е. не зависит от характера протекания процесса, а только от внутренней энергии в начале u_1 и в конце процесса u_2 . Обычно полагают внутреннюю энергию равной нулю при $T = 0$ К. Тогда $U_o = 0$. Часто под внутренней энергией понимают только те ее составляющие, которые изменяются в рассматриваемых термодинамических процессах.

Закон сохранения энергии называется *первым законом* или *первым началом* термодинамики:

$$Q_{12} = \Delta U + L_{12}. \quad (1.5)$$

Теплота Q_{12} , переданная системе в процессе изменения ее состояния из начального 1 в конечное 2, расходуется на изменение ее внутренней энергии $\Delta U = U_2 - U_1$ и на совершение работы L_{12} против внешних сил.

Для *квазистатического* процесса, при котором термодинамические параметры совершают элементарные изменения, первый закон термодинамики приобретает вид

$$\delta Q = dU + \delta L \text{ или } \delta q = du + \delta l. \quad (1.6)$$

Здесь для обозначения элементарной теплоты и работы использован оператор δ , так как изменения этих величин не являются полным дифференциалом, т.е. не могут быть представлены как малые приращения функций состояния системы.

Первое начало термодинамики дает возможность исследовать свойства термодинамических систем и выявить характеристики, необходимые для тепловых и других расчетов.

Количество теплоты, которое необходимо сообщить единице массы вещества для повышения его температуры на 1К, называется *удельной теплоемкостью*:

$$c = \frac{\delta Q_m}{m dT}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

где $\delta Q_m = c m dT$ – количество теплоты, при сообщении которого телу массой m его температура увеличивается на небольшую величину dT .

Аналогично определяется молярная теплоемкость:

$$C_\mu = \frac{\delta Q_\nu}{\nu dT}, \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$$

Связь между молярной и удельной теплоемкостями: $C_\mu = \mu c$.

Для газов иногда используют объемную теплоемкость, отнесенную к объему газа V_0 при нормальных физических условиях:

$$c' = \frac{\delta Q_V}{V_0 dT}, \frac{\text{Дж}}{\text{нм}^3 \cdot \text{К}}.$$

Количество теплоты, которое необходимо сообщить газу для изменения его температуры на одну и ту же величину, зависит от процесса, при котором происходит передача теплоты. Поэтому различают изохорические теплоемкости c_V и $C_{\mu V}$ (при постоянном объеме) и изобарические теплоемкости c_p и $C_{\mu p}$ (при постоянном давлении).

В общем случае теплоемкость сильно зависит от температуры и в меньшей степени от давления. Поэтому иногда используют среднюю теплоемкость для определенного температурного диапазона:

$$\bar{c} = \int_{T_1}^{T_2} c dT / (T_2 - T_1).$$

Рассмотрим изохорический процесс. Так как $V = \text{const}$, $dV = 0$. Работа над внешними телами не совершается: $\delta l = p dV = 0$.

Отсюда

$$\delta Q = dU, \quad \delta q = du, \quad (1.7)$$

т.е. вся подводимая к системе теплота затрачивается на увеличение ее внутренней энергии.

Подводимая к газу теплота при изохорическом процессе

$$\delta Q = mc_v dT \quad \text{или} \quad \delta Q = \nu C_{\mu v} dT \quad \text{и} \quad \delta q = c_v dT.$$

Отсюда формула для изменения внутренней энергии имеет вид

$$dU = mc_v dT = \nu C_{\mu v} dT, \quad du = c_v dT. \quad (1.7)$$

Изменение внутренней энергии идеальной термодинамической системы прямо пропорционально изменению ее температуры.

При постоянном давлении работа расширения газа против сил внешнего давления

$$L_{12} = p(V_2 - V_1) = p\Delta V = \Delta(pV) \quad \text{и} \quad \delta L = p dV = d(pV).$$

Первый закон термодинамики примет вид

$$Q_{12} = \Delta U + \Delta(pV).$$

Введем новую величину, которая называется *энтальпией*

$$I = U + pV. \quad (1.8)$$

Удельная энтальпия соответственно определяется как

$$i = u + p\nu. \quad (1.9)$$

Первый закон термодинамики при $p = \text{const}$, тогда запишется в виде

$$Q_{12} = I_2 - I_1, \text{ т.е. } Q_{12} = \Delta I, \text{ или } q_{12} = \Delta i. \quad (1.10)$$

Так как при $p = \text{const}$ $\delta Q = \nu C_{\mu p} dT$, то $dI = \nu C_{\mu p} dT$ и $di = c_p dT$.

Таким образом, при постоянном объеме подведенное количество теплоты Q_{12} равно приращению внутренней энергии системы, а при постоянном давлении – приращению энтальпии. Энтальпия I (иногда используются обозначения H и h) является функцией состояния системы, используется при термодинамических расчетах.

Молярные теплоемкости можно определить через производные внутренней энергии U_μ и энтальпии I_μ одного моля вещества:

$$C_{\mu v} = \left(\frac{\partial U_\mu}{\partial T} \right)_V \quad \text{и} \quad C_{\mu p} = \left(\frac{\partial I_\mu}{\partial T} \right)_P$$

Пусть q_v и q_p – удельные эффекты химических реакций при соответствующих процессах. Тогда из первого закона термодинамики следует, что $q_v = (U_1 - U_2)/m = -\Delta U/m$ и $q_p = (I_1 - I_2)/m = -\Delta I/m$. Эти соотношения в 1840 г. установлены русским академиком Гессом.

Для одного моля идеального газа уравнение первого начала термодинамики примет вид $\delta Q = C_{\mu v} dT + p dV$. Теплота, сообщаемая одному молю вещества при $p = \text{const}$, $\delta Q = C_{\mu p} dT$. Поэтому

$$C_{\text{up}} dT = C_{\text{uv}} dT + p dV.$$

Из уравнения состояния для одного моля $p dV = R dT$, откуда

$$C_{\text{up}} dT = C_{\text{uv}} dT + R dT.$$

После сокращения на dT , получим связь между изобарической и изохорической теплоемкостями: $C_{\text{up}} = C_{\text{uv}} + R$.

Данное соотношение называется уравнением Роберта Майера.

При $T = \text{const} \rightarrow dT = 0$ и $dU = mc_v dT = 0$. Поэтому

$$Q_{12} = L_{12} \quad \text{и} \quad \delta q = \delta l,$$

т.е., теплота, передаваемая газу, полностью затрачивается на совершение работы над внешними телами при переходе из состояния 1 в 2:

$$Q_{12} = L_{12} = \int_{V_1}^{V_2} p dV = \frac{m}{\mu} RT \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = \frac{m}{\mu} RT \ln \frac{V_2}{V_1} = \nu RT \ln \frac{V_2}{V_1}. \quad (1.11)$$

Рассмотрим произвольный обратимый процесс в $p - v$ - диаграмме (рис. 1.1), в котором к рабочему телу подводится теплота и осуществляется переход из состояния 1 в состояние 2. Если процесс разделить на большое количество элементарных процессов, то для каждого отрезка величина δq мала и температуру рабочего тела T можно принять постоянной. Отношение

$$dq^* = \frac{\delta q}{T} = ds \quad (1.12)$$

называется приведенной теплотой, и оказывается, является полным дифференциалом некоторой функции $s = f(p, v, T)$, являющейся функцией состояния термодинамической системы. Функция s , дифференциал которой равняется приведенной теплоте, называется **удельной энтропией** системы.

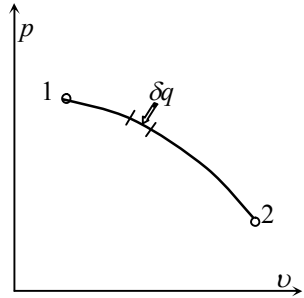


Рис. 1.1. Расширение газа

Изменение энтропии в процессе 1 – 2 определяется интегралом:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T}. \quad (1.13)$$

Используя уравнения первого закона термодинамики, состояния идеального газа и Майера получим уравнения связи s с параметрами состояния идеального газа:

$$\Delta s = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + \frac{R}{\mu} \ln \frac{v_2}{v_1} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - \frac{R}{\mu} \ln \frac{p_2}{p_1} = c_v \ln \frac{p_2}{p_1} + c_p \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (1.14)$$

Понятие энтропии имеет глубокий физический смысл, едва ли

не больший, чем понятие энергии. Поскольку энтропия остается постоянной при обратимом характере процесса и возрастает при необратимых процессах, энтропию рассматривают как меру необратимости термодинамического процесса. В состоянии термодинамического равновесия энтропия системы максимальна.

Математическим выражением *второго закона*, или *второго начала*, термодинамики является Неравенство Клаузиуса:

$$\Delta S \geq 0 \text{ – неравенство Клаузиуса.}$$

Данное выражение относится только к замкнутым системам. Для незамкнутых систем энтропия может как возрастать, так и уменьшаться.

Второй закон термодинамики определяет направление естественных процессов. Согласно этому закону естественные процессы протекают в сторону увеличения энтропии.

Из определения энтропии (1.12) следует, что знаки приращения энтропии и теплоты совпадают. Таким образом, если в процессе изменения состояния энтропия системы возрастает, то теплота подводится к рабочему телу, а когда энтропия уменьшается, то это значит, что теплота отводится от газа.

1.4. Термодинамические процессы идеального газа

При подведении теплоты или совершении работы термодинамические параметры рабочего тела (газа) непрерывно изменяются, что называется термодинамическим процессом. Взаимосвязь между количеством теплоты, изменением внутренней энергии и внешней работой газа устанавливает первый закон термодинамики.

К основным процессам относятся:

- 1) изохорический, протекающий при постоянном объеме;
- 2) изобарический, протекающий при постоянном давлении;
- 3) изотермический, протекающий при постоянной температуре;
- 4) адиабатный (изоэнтропный), протекающий при отсутствии теплообмена с окружающей средой.

Кроме того, существует группа процессов, являющихся при определенных условиях обобщающими для основных процессов. Эти процессы называются политропными и характеризуются постоянством теплоемкости в процессе.

Для всех процессов устанавливается общий метод исследований, который заключается в следующем:

- выводится уравнение кривой процесса на pV - и Ts – диа-

граммах;

- устанавливается зависимость между основными параметрами рабочего тела в начале и конце процесса;
- определяется изменение внутренней энергии по формуле, справедливой для всех процессов идеального газа:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_{t_1}^{t_2} c_v dt = \bar{c}_v \Big|_0^{t_2} - \bar{c}_v \Big|_0^{t_1}; \quad (1.15)$$

- вычисляется работа, совершаемая при изменении объема:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv; \quad (1.16)$$

- определяется количество теплоты, участвующее в процессе:

$$q_{12} = \int_{t_1}^{t_2} c_x dt = \bar{c}_x \Big|_0^{t_2} - \bar{c}_x \Big|_0^{t_1}; \quad (1.17)$$

- определяется изменение энтальпии в процессе:

$$i_2 - i_1 = \int_{t_1}^{t_2} c_p dt = \bar{c}_p \Big|_0^{t_2} - \bar{c}_p \Big|_0^{t_1}; \quad (1.18)$$

- определяется изменение энтропии идеального газа:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + \frac{R}{\mu} \ln \frac{v_2}{v_1} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - \frac{R}{\mu} \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (1.19)$$

Формулы для сообщаемой теплоты, изменения внутренней энергии и для работы для первых трех процессов были уже рассмотрены.

Изменение энтропии при изохорическом процессе определяется по формуле

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} = c_v \ln \frac{p_2}{p_1}, \quad (1.20)$$

т.е. зависимость энтропии от температуры на изохоре при $c_v = \text{const}$ имеет логарифмический характер (рис. 1.2).

Удельная работа изменения объема при изобарическом процессе определяется по формуле

$$l = p(v_2 - v_1) = B(t_2 - t_1). \quad (1.21)$$

Количество теплоты, сообщаемое 1 кг газа при изобарическом нагреве:

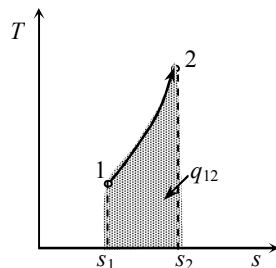


Рис. 1.2. Изохорный процесс

$$q_{12} = i_2 - i_1 = \int_{t_1}^{t_2} c_p dt = \bar{c} \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1), \quad (1.22)$$

где $\bar{c} \Big|_{t_1}^{t_2}$ – средняя удельная изобарная теплоемкость в интервале температур от t_1 до t_2 .

Изменение энтропии при $c_p = \text{const}$ имеет вид (рис. 1.3):

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.23)$$

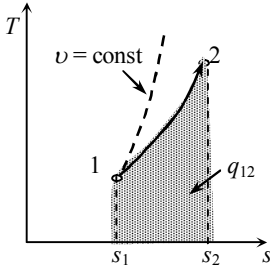


Рис. 1.3. Изобарный процесс

Теплоемкость при изотермическом процессе $c_T = dQ/dT = \pm \infty$, т.е. бесконечно большая величина. Изотермический процесс на Ts – изображается прямой, параллельной оси энтропии (рис. 1.4).

Изменение энтропии газа:

$$s_2 - s_1 = \frac{R}{\mu} \ln \frac{v_2}{v_1} = \frac{R}{\mu} \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (1.24)$$

Процесс, протекающий без теплообмена с внешней средой ($\delta Q = 0$), называется **адиабатическим**. Для осуществления такого процесса система должна быть теплоизолирована. Быстропротекающие процессы приближенно можно считать адиабатическими.

Так как $dq = 0$, то $ds = 0$, т.е. адиабатический процесс является изоэнтропийным процессом.

Уравнение первого начала термодинамики для адиабатического процесса принимает следующий вид:

$$\delta l = -du \text{ и } c_v dT + p dv = 0. \quad (1.25)$$

Введем величину

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v},$$

которая называется *показателем адиабаты*. Из (1.25) можно получить алгебраическое уравнение адиабатического процесса:

$$p_1 v_1^\gamma = p_2 v_2^\gamma. \quad (1.26)$$

pV – и Ts – диаграммы адиабатического процесса представлены на рис. 1.5.

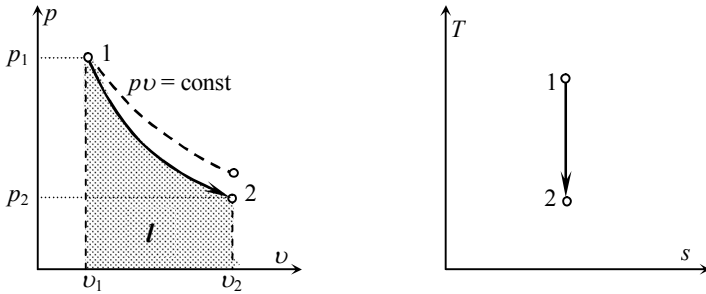


Рис. 1.5. Диаграммы адиабатического процесса

Работа расширения при адиабатическом процессе, как это видно из (1.25), совершается за счет уменьшения внутренней энергии:

$$l = c_v(T_1 - T_2) = \frac{R}{\mu(\gamma-1)}(T_1 - T_2) = \frac{1}{(\gamma-1)}(p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (1.27)$$

Для адиабатического процесса из определения $c = dq/dT = 0$, т.е. теплоемкость адиабатического процесса равна нулю.

Любой процесс идеального газа, в котором теплоемкость постоянна, называется **политропным процессом**. Теплоемкость политропного процесса

$$c_n = dq/dT \quad (1.28)$$

любые значения от $-\infty$ до $+\infty$.

Уравнение политропного процесса выводится на основании первого закона термодинамики:

$$n \lg \frac{v_2}{v_1} = \lg \frac{p_1}{p_2} \text{ или } p v^n = \text{const}. \quad (1.29)$$

Показатель политропы n для каждого случая принимает определенное числовое значение. pV – диаграмма политропного процесса на логарифмических координатах представляет прямую (рис. 1.6).

Для изохорического процесса $n = \pm\infty$; для изобарического – $n = 0$; для изотермического – $n = 1$; для адиабатического – $n = \gamma$.

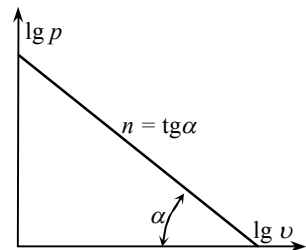


Рис. 1.6. Политропный процесс

Все соотношения между основными параметрами могут быть представлены формулами, аналогичному адиабатическому процессу:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n ; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} ; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\frac{n-1}{n}} . \quad (1.30)$$

Теплоемкость политропного процесса определяется по формулам:

$$n = \frac{c_n - c_p}{c_n - c_v} ; \quad c_n = c_v \frac{n-\gamma}{n-1} . \quad (1.31)$$

Удельная работа при политропном изменении объема газа:

$$l = \frac{1}{(n-1)} (p_1 v_1 - p_2 v_2) . \quad (1.32)$$

Удельная теплота политропного процесса:

$$q = c_n (t_2 - t_1) = c_v \frac{n-\gamma}{n-1} (t_2 - t_1) . \quad (1.33)$$

Изменение энтропии газа в политропном процессе:

$$s_2 - s_1 = c_n \ln \frac{T_2}{T_1} = c_v \frac{n-\gamma}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1} . \quad (1.34)$$

На рис. 1.7. показаны расположения политропных процессов на pV -диаграмме, выходящих из одной и той же точки и Ts -диаграммы, зависящие от показателя политропы n .

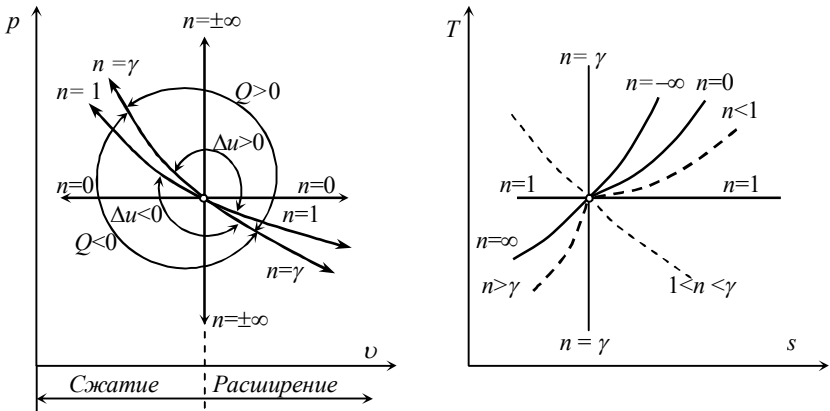


Рис. 1.7. Политропные процессы в зависимости от показателя n

1.5. Круговой процесс. Цикл Карно

Чтобы непрерывно производить работу в тепловой машине необходимо осуществить круговой процесс или цикл. **Циклом называется круговой процесс, когда рабочее тело, пройдя ряд промежуточных состояний, вновь возвращается в исходное состояние** (рис. 1.8).

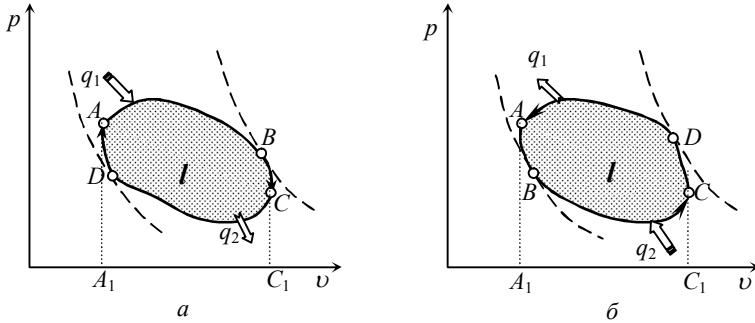


Рис. 1.8. Круговой процесс: *а* – прямой; *б* – обратный

Превращение теплоты в работу происходит только при наличии разности температур между источником теплоты («нагревателем») и ее приемником («холодильником»). Не вся теплота, полученная от нагревателя, может идти на совершение работы. Часть теплоты должна перейти в холодильник.

Рабочее тело многократно изменяет свое состояние по замкнутой кривой $ABCD$ (рис. 1.8 *а*) и возвращается в начальное состояние A . На участке ABC цикла рабочее тело расширяется (прямой процесс) и производит положительную работу расширения, соответствующую площади $ABCC_1A_1$. При этом рабочему телу от нагревателя подводится теплота q_1 и изменяется удельная внутренняя энергия $u_C - u_A$. В соответствии с первым законом термодинамики

$$q_1 = u_C - u_A + l_{\text{расш.}} \quad (1.35)$$

На участке CDA происходит сжатие рабочего тела до начального состояния (обратный процесс). Работа сжатия численно соответствует площади $CDAA_1C_1$. От рабочего тела в холодильник отводится теплота q_2 . Первый закон термодинамики для обратного процесса имеет вид

$$q_2 = u_A - u_C + l_{\text{сж.}} \quad (1.36)$$

Алгебраическая сумма работ расширения и сжатия представляет собой полезную работу теплового двигателя за цикл

$$l = l_{\text{расш.}} + l_{\text{сж.}} \quad (1.37)$$

При обратимом процессе удельная работа численно равна площади замкнутой кривой $ABCD$.

Изменение внутренней энергии за цикл равно нулю ($\Delta u = 0$). Сложив уравнения (1.35) и (1.36) находим:

$$l = q_1 + q_2. \quad (1.38)$$

Здесь надо иметь в виду, что $q'_1 > 0$, $q'_2 < 0$. Поэтому можно написать

$$l = q_1 - |q_2|.$$

Значит полезная работа, совершенная в цикле, равна разности подведенного к рабочему телу в круговом процессе количества теплоты q_1 и отведенного от него в этом процессе количества теплоты q_1 .

Чтобы получить полезную работу цикла работа расширения должна быть численно больше работы сжатия. Для осуществления цикла к рабочему телу должна быть подведена и отведена теплота. Процессы подвода и отвода теплоты могут осуществляться как при расширении, так и при сжатии. Если провести две адиабаты, касательные к контуру цикла в точках B и D , то он разделится на два участка (рис. 1.8 а): для процесса по часовой стрелке на участке DB , лежащем справа от D , происходит подвод теплоты и на участке BD лежащем справа от D , происходит отвод теплоты. В точках D и B , расположенных на адиабатах, нет подвода и отвода теплоты. В этих точках меняется знак потока теплоты.

Критерием для оценки теплового цикла служит коэффициент полезного действия (КПД), равной отношению количества теплоты, преобразованной в полезную работу, к количеству подведенной теплоты:

$$\eta = \frac{l}{q_1} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}. \quad (1.39)$$

На практике используются установки, работающие по обратному циклу (рис. 1.8 б). По такому циклу работают холодильные установки и тепловые насосы, в которых осуществляется отвод теплоты от тела с низкой температурой к телу высокой температуры. В таких установках работа сжатия больше работы расширения. Здесь работа l , соответствующая площади контура цикла, совершается за счет внешних сил, т.е. $l < 0$. От холодного источника (теплоприемника) отводится удельное количество теплоты $q_2 > 0$ и передается рабочему телу. От рабочего тела к более нагретому источнику передается удельное количество теплоты $q_1 < 0$. Удельная затраченная работа:

$$l = q_1 - q_2.$$

Эффективность такой установки оценивается холодильным коэффициентом ε , который представляет собой отношение отведенного от источника низкой температурой теплоты q_2 к затраченной работе l :

$$\varepsilon = \frac{q_2}{|l|}. \quad (1.40)$$

В 1824 г. французский ученый Сади Карно показал, что наибольшим КПД обладает тепловая машина, цикл которой состоит из двух изотерм и двух адиабат (рис. 1.9.).

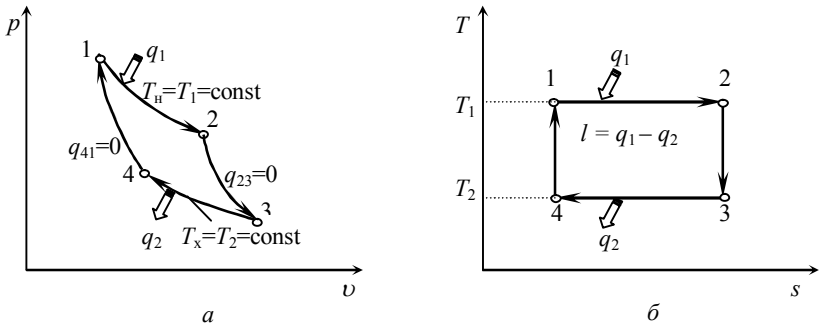


Рис. 1.9. Прямой цикл Карно: a – в pV – координатах; $б$ – в Ts – координатах

КПД такой машины зависит только от температуры нагревателя T_1 и температуры холодильника T_2 :

$$\eta_o = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.40)$$

Холодильный коэффициент для обратного цикла Карно:

$$\varepsilon_o = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (1.41)$$

Характеристики реальных машин, протекающих в тех же температурных пределах меньше, чем для машины, работающей по циклу Карно:

$$\eta < \eta_o ; \varepsilon < \varepsilon_o.$$

1.6. Свойства водяного пара

Водяной пар получил наибольшее распространение из применяемых в промышленном производстве паров. Водяной пар является рабочим телом в паровых турбинах, паровых машинах,

атомных установках, и используется в качестве теплоносителя в различных теплообменниках и т. п.

Процесс превращения вещества из жидкого состояния в газообразное называется *парообразованием*. *Испарением* называется парообразование, которое происходит всегда при любой температуре со свободной поверхности жидкости или твердого тела. Процесс испарения заключается в том, что отдельные молекулы с большими скоростями преодолевают притяжение соседних молекул и вылетают в окружающее пространство. Интенсивность испарения возрастает с увеличением температуры жидкости.

Процесс кипения заключается в том, что если к жидкости подводить теплоту, то при некоторой температуре, зависящей от физических свойств рабочего тела и давления, наступает процесс парообразования, как на свободной поверхности жидкости, так и внутри ее.

Переход вещества из газообразного состояния в жидкое или твердое называется *конденсацией*. Процесс конденсации, так же как и процесс парообразования, протекает при постоянной температуре, если при этом давление не меняется. Жидкость, полученная при конденсации пара, называется *конденсатом*.

Процесс перехода твердого вещества непосредственно в пар называется *сублимацией*. Обратный процесс перехода пара в твердое состояние называется *десублимацией*.

Если парообразование жидкости происходит в неограниченном пространстве, то вся она может превратиться в пар. Если же парообразование жидкости происходит в закрытом сосуде, то вылетающие из жидкости молекулы заполняют свободное пространство над ней, при этом часть молекул, движущихся в паровом пространстве над поверхностью, возвращается обратно в жидкость. В некоторый момент между парообразованием и обратным переходом молекул из пара в жидкость может наступить равенство, при котором число молекул, вылетающих из жидкости, равно числу молекул, возвращающихся обратно в жидкость. В этот момент в пространстве над жидкостью будет находиться максимально возможное количество молекул. Пар в этом состоянии принимает максимальную плотность при данной температуре и называется *насыщенным*.

Таким образом, пар, соприкасающийся с жидкостью и находящийся в термическом с ней равновесии, называется насыщенным. С изменением температуры жидкости равновесие нарушается, вызывая соответствующее изменение плотности и давления насыщенного пара.

Насыщенный пар, в котором отсутствуют взвешенные высокодисперсные (мельчайшие) частицы жидкой фазы, называется *сухим насыщенным паром*. Состояние сухого насыщенного пара определяется одним параметром – давлением, или удельным объемом, или температурой.

Насыщенный пар, в котором содержатся взвешенные высокодисперсные частицы жидкой фазы, равномерно распределенные по всей массе пара, называется *влажным насыщенным паром*.

Массовая доля сухого насыщенного пара во влажном паре называется *степенью сухости* и обозначается x :

$$x = \frac{m_{\text{с.п.}}}{m_{\text{вл.п.}}} . \quad (1.42)$$

Массовая доля кипящей жидкости во влажном паре, равная $(1 - x)$, называется *степенью влажности*. Для кипящей жидкости при температуре насыщения $x = 0$, а для сухого насыщенного пара $x = 1$, следовательно, степень сухости может меняться только в пределах от 0 до 1. Очевидно, состояние влажного пара определяется двумя величинами: температурой или давлением и каким-либо другим параметром, например степенью сухости.

Если сухому насыщенному пару сообщить некоторое количество теплоты при постоянном давлении, то температура его будет возрастать. Пар, получаемый в этом процессе, называется *перегретым*. Перегретый пар имеет при данном давлении более высокую температуру и удельный объем, чем сухой насыщенный пар. Перегретый пар над поверхностью жидкости получить нельзя. Температура перегретого пара, так же как и газа, является функцией объема и давления.

Перегретый пар является не насыщенным, так как при данном давлении удельный объем перегретого пара больше удельного объема сухого насыщенного пара, а плотность меньше. Он по своим физическим свойствам приближается к газу и тем ближе, чем выше степень перегрева.

На рисунках 1.10 и 1.11 изображены процессы нагрева воды до кипения, парообразования и перегрева в $p\nu$ – и Ts – диаграммах.

Начальное состояние жидкой воды под давлением p_0 и имеющей температуру 0°C , изображается на этих диаграммах точкой a . При подводе теплоты при постоянном давлении $p = \text{const}$ температура ее увеличивается и растет удельный объем. В некоторый момент температура воды достигает температуры кипения. При этом ее состояние обозначается точкой b . При дальнейшем подводе теплоты начинается парообра-

зование с сильным увеличением объема. При этом образуется двухфазная среда – смесь воды и пара, называемая влажным насыщенным паром. Температура смеси не меняется, так как теплота расходуется на испарение жидкой фазы. Процесс парообразования на этой стадии является изобарно-изотермическим и на диаграмме соответствует уча-

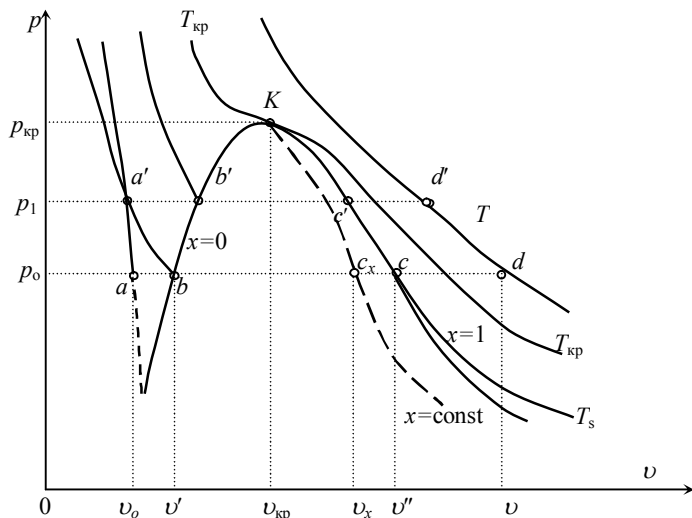


Рис. 1.10. $p\nu$ – диаграмма для воды и водяного пара

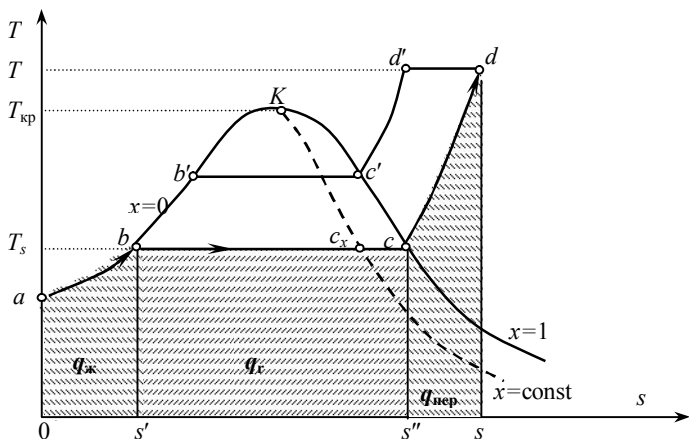


Рис. 1.11. Ts – диаграмма для воды и водяного пара

сток bc . Давление p_0 при котором пар и вода находятся в равновесном состоянии называется *давлением насыщенного пара*. Затем вся вода превращается в пар, называемый сухим насыщенным. Это состояние обозначается на диаграмме точкой c .

При дальнейшем подводе теплоты температура пара будет увеличиваться и будет протекать процесс перегрева пара $c - d$. Точкой d обозначается состояние перегретого пара. Расстояние точки d до от точки c зависит от температуры перегретого пара.

Индексация для обозначения величин, относящихся к различным состояниям воды и пара:

- величина с индексом «0» относится к начальному состоянию воды;
- величина с индексом «'» относится к воде, нагретой до температуры кипения (насыщения);
- величина с индексом «"» относится к сухому насыщенному пару;
- величина с индексом «x» относится к влажному насыщенному пару;
- величина без индекса относится к перегретому пару.

Можно отметить, что в процессе парообразования при более высоком давлении $p_1 > p_0$ точка a' , изображающая начальное состояние воды при температуре 0°C и новом давлении, остается практически на той же вертикали, так как удельный объем воды почти не зависит от давления.

Точка b' (состояние воды при температуре насыщения) смещается вправо на pv – диаграмме и поднимается вверх на Ts – диаграмме. Это потому, что с увеличением давления увеличивается температура насыщения и, следовательно, удельный объем воды.

Точка c' (состояние сухого насыщенного пара) смещается влево, так как с увеличением давления удельный объем пара уменьшается, несмотря на увеличение температуры.

Соединение множества точек b и c при различных давлениях дает нижнюю и верхнюю пограничные кривые aK и Kc . Из pv – диаграммы видно, что по мере увеличения давления разность удельных объемов v'' и v' уменьшается и при некотором давлении становится равной нулю. В этой точке K , называемой критической, сходятся пограничные кривые aK и Kc . Состояние, соответствующее точке K , называется **критическим**. Оно характеризуется тем, что при нем пар и вода имеют одинаковые удельные объемы и не отличаются по свойствам друг от друга. Область, лежащая в криволинейном треугольнике bKc (в pv –

диаграмме), соответствует влажному насыщенному пару. Параметры критической точки для воды такие: $t_k = 374,12 \text{ }^\circ\text{C}$; $p_k = 22,115 \text{ МПа}$; $v_k = 0,003147 \text{ м}^3/\text{кг}$; $i_k = 2095,2 \text{ кДж/кг}$; $s_k = 4,424 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

Состояние перегретого пара изображается точками, лежащими над верхней пограничной кривой Kc .

На Ts – диаграмме площадь $0abs'$ соответствует количеству теплоты $q_{ж}$, необходимого для нагрева жидкой воды до температуры насыщения. Количество теплоты, расходуемое на нагревание 1 кг воды от температуры $0 \text{ }^\circ\text{C}$ до температуры кипения при соответствующем давлении, определяется по уравнению

$$q_{ж} = i' - i_o, \text{ Дж/кг}, \quad (1.44)$$

где i' – удельная энтальпия кипящей жидкости (на линии насыщения); i_o – удельная энтальпия воды при 0°C .

В термодинамике энтальпию и энтропию воды в состоянии, соответствующем тройной точке, принимают равными нулю:

$$i'_o = 0; s'_o = 0.$$

Удельный объем воды при температуре $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ мало зависит от давления и приближенно можно принимать $v_o \approx 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$. Удельный объем кипящей воды v' с увеличением давления, а следовательно, и температуры возрастает и при высоких давлениях значительно отличается от объема при температуре $0 \text{ }^\circ\text{C}$. Например, при давлении $p = 5 \text{ МПа}$ $v' = 0,0012858 \text{ м}^3/\text{кг}$, при $p = 22 \text{ МПа}$ $v' = 0,00273 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Внутренняя энергия воды в тройной точке $u'_o = i'_o - p_o v'_o$, но $i'_o = 0$, и $u'_o = -p_o v'_o$, откуда $u'_o = -611 \cdot 0,001 = -0,611 \text{ Дж/кг}$ – величина небольшая, поэтому можно считать, что внутренняя энергия жидкости при $0 \text{ }^\circ\text{C}$ $u_o \approx 0$.

Энтальпия кипящей жидкости определяется по давлению или температуре и берется из таблиц насыщенного водяного пара.

Внутренняя энергия кипящей жидкости u' определяется из общей формулы для энтальпии:

$$u' = i' - p v'. \quad (1.45)$$

Количество подведенной теплоты, необходимое для испарения 1 кг воды при температуре кипения до сухого насыщенного пара, называется *теплотой парообразования* q_r , выражается площадью $s'bc_s$, и для нее имеет место соотношение:

$$q_r = T(s'' - s'). \quad (1.46)$$

Количество подведенной теплоты в процессе перегрева водяного пара $q_{\text{пер}}$ изображается площадью $s''cds$.

На Ts – диаграмме видно, что по мере увеличения давления теплота парообразования уменьшается и в критической точке становится равной нулю. В критической точке энтальпия сухого насыщенного пара равна энтальпии жидкости.

Энтальпия сухого насыщенного пара определяется по формуле

$$i'' = i' + q_r. \quad (1.47)$$

Внутренняя энергия сухого насыщенного пара

$$u'' = i'' - p v''. \quad (1.48)$$

Сухой насыщенный пар определяется одним параметром: давлением или температурой.

Основные параметры влажного насыщенного водяного пара. В паровых котлах над поверхностью испарения получается только влажный пар с большей или меньшей степенью сухости. Влажный пар определяется давлением насыщения p_n или температурой t_s и степенью сухости x . Температура влажного пара равна температуре кипения жидкости при данном давлении. Удельный объем влажного пара v_x определяется как объем смеси, состоящей из сухого пара и воды:

$$v_x = v''x + (1 - x)v'. \quad (1.49)$$

Степень сухости пара в котлах достигает значений 0,9...0,96, поэтому величиной объема воды $(1 - x)v'$ для невысоких давлений можно пренебрегать и объем влажного пара находить по приближенной формуле

$$v_x \approx v''x. \quad (1.50)$$

Энтальпия влажного пара i_x определяется по формуле

$$i_x = i' + q_r x, \quad (1.51)$$

где i' – энтальпия жидкости; $q_r x$ – количество теплоты, израсходованной на испарение x доли воды. Внутренняя энергия влажного пара

$$u_x = i_x - p v_x. \quad (1.52)$$

Основные параметры перегретого пара. Перегретым называется пар, имеющий при данном давлении более высокую температуру, чем сухой насыщенный пар. Перегретый пар получается в специальном аппарате-перегревателе из влажного пара при сообщении последнему некоторого количества теплоты. *Теплотой*

перегрева $q_{\text{пер}}$ принято называть то количество, теплоты, которое необходимо затратить на перегрев 1 кг сухого пара до требуемой температуры при постоянном давлении.

В перегревателе влажный пар сначала превращается в сухой, а затем в перегретый пар. Давление в перегревателе принимается постоянным и равным давлению в котле (в действительности немного падает).

Так как теплота перегрева $q_{\text{пер}}$, подводимая к пару при постоянном давлении, расходуется только на изменение его энтальпии, то энтальпия перегретого пара определяется по общему уравнению

$$i = i'' + \bar{c}_p \Big|_{t_s}^t (t - t_s), \quad (1.53)$$

где $\bar{c}_p \Big|_{t_s}^t$ – средняя изобарическая теплоемкость перегретого пара в диапазоне температур $t_s \dots t$.

В настоящее время в котельных установках температура перегретого пара достигает 550...600 °С. Температура перегретого пара не является функцией давления и может принимать самые различные значения, но не ниже температуры сухого пара при данном давлении. Свойства перегретых паров приближаются к свойствам газов.

***is* – диаграмма водяного пара.** При построении *is*-диаграммы по оси ординат откладывается энтальпия пара, а по оси абсцисс – энтропия. За начало координат принято состояние воды в тройной точке, где $s'_o = 0$, $i'_o = 0$. Пограничная кривая жидкости выходит из начала координат, так как в этой точке энтальпию и энтропию принимают равной нулю (рис. 1.12). Состояние воды изображается точками на соответствующих изобарах, которые практически сливаются с пограничной кривой жидкости (нижняя при $x = 0$ и верхняя при $x = 1$). Линии изобар в области влажного пара являются прямыми наклонными линиями, расходящимися веером от пограничной кривой жидкости. В изобарном процессе

$$ds = \frac{dq}{T} = \frac{di}{T}. \quad (1.54)$$

Угловым коэффициентом наклона изобары к оси абсцисс в каждой точке диаграммы численно равен абсолютной температуре данного состояния. Так как в области влажного пара изобара совпадает с изотермой, то согласно последнему уравнению изобары влаж-

ного пара являются прямыми линиями, тангенс угла наклона определяется температурой:

$$\left(\frac{\partial i}{\partial s}\right)_p = T.$$

Чем выше температура, тем круче идет изобара.

Поскольку в критической точке dp/ds , то

$$\left(\frac{\partial i}{\partial s}\right)_{кр} = T_{кр}.$$

Таким образом, тангенс угла наклона касательной к критической точке пограничной кривой в is – диаграмме равен $T_{кр}$.

$$\left(\frac{\partial i}{\partial s}\right)_{кр} = T_{кр}.$$

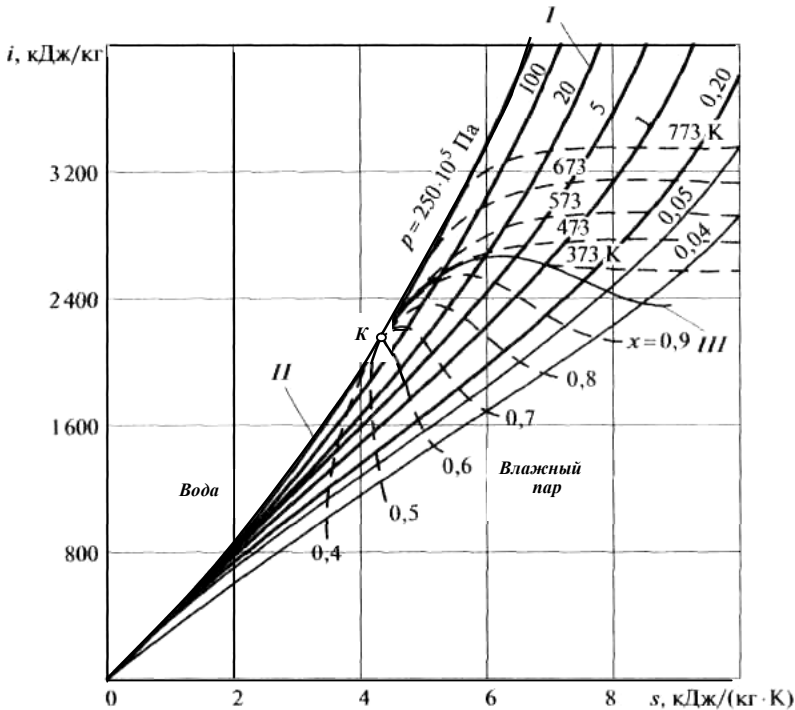


Рис. 1.12. is – диаграмма водяного пара: I – изобара; II – линия кипения (изобара+изотерма); III – линия конденсации ($x = 1$)

В области влажного пара наносится сетка линий постоянной сухости пара ($x = \text{const}$), которые сходятся в критической точке K .

Изотермы в области влажного пара совпадают с изобарами. В области перегретого пара они расходятся: изобары поднимаются вверх, а изотермы представляют собой кривые линии, обращенные выпуклостью вверх.

При низких давлениях изотермы весьма близки к горизонтальным прямым, с повышением давления кривизна изотермы увеличивается.

1.7. Влажный воздух

Смесь сухого воздуха (не содержащего молекул воды) с водяным паром называется *влажным воздухом*.

Влажный воздух широко применяется в технических устройствах, таких как сушилки, системы отопления, вентиляции и т.д. По своему физическому состоянию он близок к идеальному газу.

Влажный воздух при данном давлении и температуре может содержать разное количество водяного пара. Смесь, состоящая из сухого воздуха и насыщенного водяного пара, называется *насыщенным влажным воздухом*. Парциальное давление водяного пара в этой смеси равно давлению насыщения при данной температуре. Количество пара в каждом кубическом метре такого воздуха численно равно плотности сухого насыщенного пара ρ'' (кг/м³).

Общее давление влажного воздуха согласно закону Дальтона равно сумме парциальных давлений сухого воздуха и водяного пара, входящих в его состав:

$$p = p_v + p_n, \quad (1.55)$$

где p_v – парциальное давление сухого воздуха; p_n – парциальное давление водяного пара.

Масса пара в 1 м³ влажного воздуха, численно равная плотности пара ρ_n при парциальном давлении p_n , называется *абсолютной влажностью*. Если при постоянной температуре t увеличивать влажность воздуха, то плотность водяного пара будет возрастать. Если же температура влажного воздуха будет ниже температуры насыщения водяного пара при давлении смеси, то предельной плотностью водяного пара будет плотность сухого насыщенного пара при парциальном давлении его, меньшем, чем давление смеси. В этом предельном состоянии влажный воздух будет представлять собой смесь сухого воздуха и сухого насыщенного водяного пара.

Возможен и другой случай, когда температура влажного воздуха будет выше или равна температуре насыщения водяного пара при давлении смеси. Тогда процесс насыщения влажного воздуха водяным паром будет продолжаться до тех пор, пока он не будет состоять из одного сухого насыщенного водяного пара (когда $t_{см} = t_s$) или из перегретого пара (когда $t_{см} > t_s$).

Влажный воздух, который не содержит при данном давлении и температуре максимально возможное количество водяного пара, называется *ненасыщенным*. Ненасыщенный влажный воздух представляет собой смесь сухого воздуха и перегретого пара. Парциальное давление перегретого пара в смеси будет меньше давления насыщения при данной температуре. Количество перегретого пара в 1 м³ воздуха численно равно плотности перегретого пара, но меньше численной величины плотности сухого насыщенного пара.

Отношение массы пара $m_{п}$ во влажном воздухе к массе сухого воздуха $m_{в}$ в нем называется *влажностью воздуха* и измеряется в килограммах на килограмм (кг/кг) или в граммах на килограмм (г/кг):

$$d = \frac{m_{п}}{m_{в}}, \text{ или } d = \frac{\rho_{п}}{\rho_{в}}. \quad (1.56)$$

Через давление влажного воздуха p и парциальное давление пара в воздухе $p_{п}$ влагосодержание определяется выражением:

$$d = \frac{0,622 \cdot p_{п}}{(p - p_{п})}. \quad (1.57)$$

Отсюда видно, что с увеличением парциального давления пара влагосодержание увеличивается.

Максимальное значение влагосодержания зависит от температуры и давления влажного воздуха. Если температура влажного воздуха ниже температуры насыщения водяного пара при давлении смеси, то максимальное влагосодержание определяется отношением давления насыщенного водяного пара при температуре смеси к парциальному давлению воздуха.

Если температура влажного воздуха будет более высокой или равной температуре насыщения водяного пара при давлении смеси, то предельное значение влагосодержания равно бесконечности, так как в этом случае влажный воздух будет состоять из одного сухого насыщенного, или перегретого, водяного пара.

Отношение действительной абсолютной влажности ненасыщенного воздуха $\rho_{п}$ к максимально возможной абсолютной влажно-

сти воздуха при той же температуре ρ_{\max} называется *относительной влажностью*:

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\max}} = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\max}}, \quad (1.58)$$

где p_{\max} – максимально возможное парциальное давление водяного пара в воздухе при данной температуре.

Относительная влажность воздуха может изменяться в пределах от ($\varphi = 0$ (сухой воздух) до $\varphi = 1$ (воздух, насыщенный влагой).

Если температура влажного воздуха ниже или равна температуре насыщения водяного пара при давлении влажного воздуха, то $p_{\text{таx}}$ равно давлению насыщенного пара $p_{\text{нп}}$ при температуре смеси. Если же температура влажного воздуха выше температуры насыщения при давлении смеси, то $p_{\text{таx}}$ равно давлению влажного воздуха p .

Из уравнений (1.57) и (1.58) устанавливается связь между влагосодержанием и относительной влажностью:

$$\varphi = \left(\frac{d}{0,622+d} \right) \frac{p}{p_{\max}}. \quad (1.59)$$

Из этого выражения следует, что в области, где температура влажного воздуха выше температуры насыщения водяного пара при давлении смеси, т.е. когда $p_{\text{таx}} = p$, относительная влажность зависит только от влагосодержания и при $d = \text{const}$ меняться не будет.

Понижая температуру ненасыщенного влажного воздуха ($\varphi < 1$) при постоянном давлении, его можно довести до состояния насыщения ($\varphi = 1$). Это произойдет в тот момент, когда температура воздуха станет равной температуре сухого насыщенного пара при данном парциальном давлении его в воздухе. При дальнейшем охлаждении влажного воздуха из него начнет выделяться вода в виде тумана или росы. Температура, при которой воздух становится насыщенным (при $\varphi = 1$), называется *температурой точки росы* и обозначается t_p . Зная температуру точки росы и температуру воздуха, по таблицам водяного пара можно определить давления $p_{\text{п}}$ и p_{\max} , а по формуле (1.58) вычислить относительную влажность воздуха.

Плотность влажного воздуха равна сумме плотностей сухого воздуха и пара, взятых при своем парциальном давлении и при температуре смеси:

$$\rho = \rho_{\text{в}} + \rho_{\text{п}}. \quad (1.60)$$

Энтальпия влажного воздуха определяется как сумма энтальпий сухого воздуха и водяного пара. Энтальпия влажного воздуха удобнее относить к 1 кг сухого воздуха или к $(1 + d)$ кг влажного воздуха.

Энтальпия $(1 + d)$ кг влажного воздуха

$$i = i_{\text{в}} + d \cdot i_{\text{п}} \quad (1.61)$$

Энтальпия 1 кг сухого воздуха, выраженная в килоджоулях на килограмм (кДж/кг), численно примерно равна его температуре $t^{\circ}\text{C}$, так как теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении равна ~ 1 кДж/(кг·К). Энтальпия 1 кг сухого насыщенного пара при малых давлениях может быть определена по эмпирической формуле

$$i_{\text{п}} = 2490 + 1,97 t_{\text{с}}$$

тогда энтальпия влажного воздуха

$$i = t + (2490 + 1,97 t_{\text{с}})d.$$

Параметры влажного воздуха обычно определяют графическим путем с помощью id – диаграммы, предложенной проф. Л. К. Рамзиным (рис. 1.13).

На этой диаграмме по оси ординат откладываются величины энтальпии i , кДж/кг, а по оси абсцисс – влагосодержания d , г/кг сухого воздуха. Для более удобного расположения различных линий на диаграмме координатные оси располагаются под углом 135° , причем ось ординат проводится вертикально.

Таким образом, линии влагосодержания d будут вертикальными, а линии энтальпии i – наклонными прямыми. На диаграмме нанесены следующие линии: линии постоянных энтальпий (прямые наклонные к оси ординат под углом 45°); линии постоянных влагосодержаний (прямые, параллельные оси ординат); линии постоянных температур влажного воздуха; линии относительной влажности воздуха.

Обычно диаграмма строится для барометрического давления 745 мм рт. ст., но с достаточной точностью она может быть использована и для других давлений, близких к основному, id – диаграмма позволяет по известным t и ϕ определить i и d , а по d – величину $p_{\text{п}}$. Кроме того, по id – диаграмме для каждого состояния влажного воздуха можно определить точку росы, т.е. температуру точки, в которой воздух будет насыщен водяным паром $\phi = 100\%$. Для нахождения температуры точки росы необходимо из точки, характеризующей данное состояние воздуха, провести верти-

каль до пересечения с линией $\phi = 100\%$ и изотерма, проходящая через эту точку, будет определять температуру точки росы (точка O).

Процесс нагревания влажного воздуха совершается при неизменном влагосодержании, т.е. при $d = \text{const}$. На id -диаграмме этот процесс изображается вертикальной прямой линией AB . Процесс охлаждения влажного воздуха также протекает при $d = \text{const}$

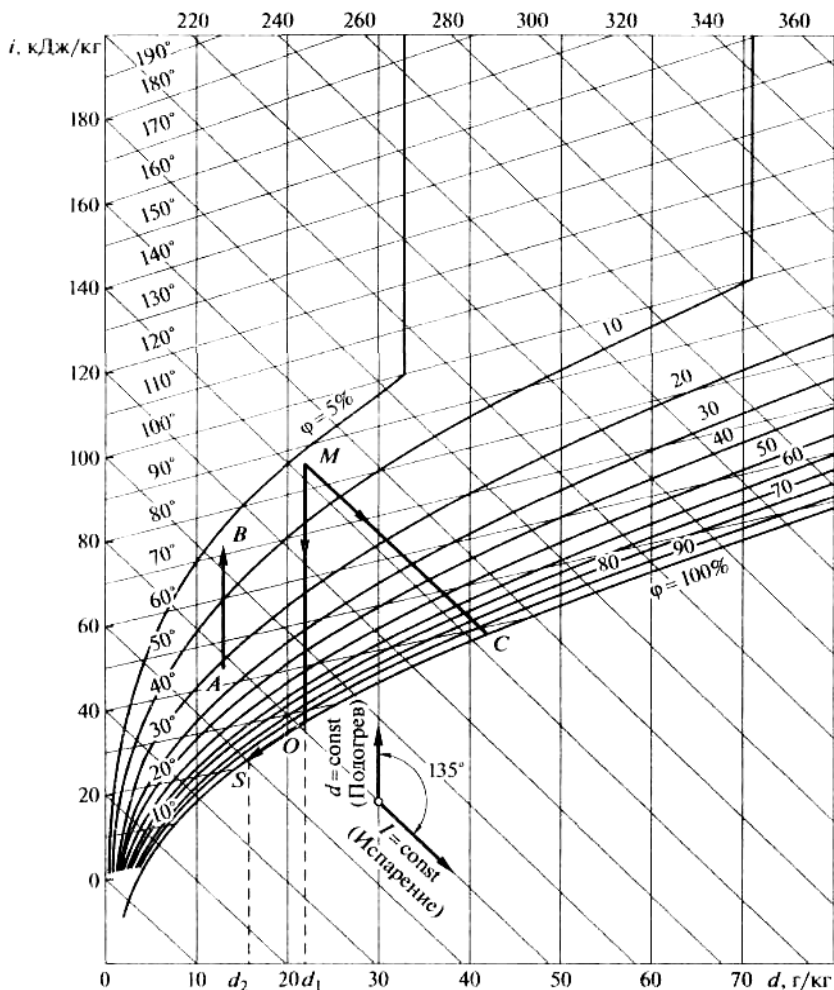


Рис. 1.13. id – диаграмма влажного воздуха

(изображается прямой линией MO). Этот процесс будет справедлив только до состояния полного насыщения воздуха, т.е. до $\varphi = 100\%$. При дальнейшем охлаждении, воздух окажется пересыщенным влагой, и она будет выпадать из него в виде росы на материале.

Процесс конденсации можно условно считать проходящим по линии $\varphi = 100\%$. Например, количество воды, образовавшейся в результате конденсации от точки O до точки S , на 1 кг сухого воздуха равно разности влагосодержаний ($d_1 - d_2$). Идеальный процесс насыщения воздуха влагой в условиях постоянного давления происходит при неизменной энтальпии влажного воздуха ($i = \text{const}$) и изобразится на id – диаграмме отрезком MS . При этом под идеальным процессом подразумевается такой, в котором вся теплота идет только на испарение влаги, т.е. не учитываются потери теплоты в окружающую среду и расход теплоты на подогрев жидкости. В этом случае теплота, отданная влажным воздухом на испарение влаги, вместе с парами снова возвращается во влажный воздух, т.е. общий баланс теплоты в процессе будет равен нулю. Количество сухого воздуха в процессе испарения влаги не изменяется. Следовательно, не изменится и энтальпия влажного воздуха, которая исчисляется на 1 кг содержащегося в нем сухого воздуха.

1.8. Явления переноса

Если в объеме термодинамической системы имеется неоднородное распределение концентрации отдельных компонент, температуры, скоростей движения макроскопических частей среды, то за счет беспорядочного теплового движения молекул с течением времени эти неоднородности будут ликвидироваться. При этом в объеме тела происходит перенос вещества, тепловой энергии и импульса структурных элементов. Эти явления называются *процессами (явлениями) переноса*. К ним относятся диффузия, теплопроводность и внутреннее трение.

Под диффузией понимают взаимопроникновение веществ в различных смесях сопровождающееся переносом массы. Специфическим случаем диффузии является *самодиффузия*, т.е. перемешивание молекул одного сорта при наличии неоднородности плотности. Пусть вдоль направления x (рис. 1.14) массовая концентрация C_i некоторого компонента смеси уменьшается. Тогда через площадку ΔS , расположенную перпендикулярно к направлению x , за время Δt переносится масса вещества Δm_i :

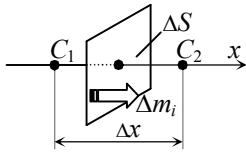


Рис. 1.14. Диффузия

ном направлении; D – коэффициент пропорциональности, или *коэффициент диффузии*. Знак « \leftarrow » показывает, что перенос массы происходит в направлении убывания массовой концентрации. Единица измерения коэффициента диффузии: $[D] = \text{м}^2/\text{с}$.

Введем понятие *плотности потока массы* в направлении x :

$$J_x = \frac{\Delta m_i}{\Delta S \Delta \tau}, \quad (1.62)$$

это масса i -го компонента смеси, переносимая в направлении x через единичную площадку, перпендикулярную направлению x за единицу времени. Тогда

$$J_x = -D \frac{dC_i}{dx}. \quad (1.63)$$

Данное соотношение называется *законом Фика*.

Аналогичные выражения можно написать и для направлений y и z . Плотности потока массы в отдельных направлениях можно рассматривать как компоненты *вектора плотности потока массы*:

$$\mathbf{J} = J_x \mathbf{i} + J_y \mathbf{j} + J_z \mathbf{k} = -D [(dC_i/dx) \mathbf{i} + (dC_i/dy) \mathbf{j} + (dC_i/dz) \mathbf{k}]. \quad (1.64)$$

Величина в скобках называется *градиентом концентрации*:

$$\mathbf{grad} C_i = [(dC_i/dx) \mathbf{i} + (dC_i/dy) \mathbf{j} + (dC_i/dz) \mathbf{k}], \quad (1.65)$$

это вектор, направленный в сторону наибольшего увеличения концентрации i -го компонента и равный изменению концентрации на единичном отрезке в данном направлении. Составляющие этого вектора называют еще градиентом данной скалярной величины в соответствующем направлении.

Таким образом, закон диффузии (Фика) принимает вид

$$\mathbf{J} = -D \mathbf{grad} C_i. \quad (1.66)$$

Получается, что вектор плотности потока массы направлен в сторону наибольшего уменьшения массовой концентрации компонента смеси и численно равняется массе данного компонента, переносимой за единицу времени через единичную площадку, перпендикулярную данному направлению.

Коэффициенты диффузии разреженных газов почти не зависят от состава смеси, увеличиваются с повышением температуры примерно по закону $T^{3/2}$ и изменяются обратно пропорционально давлению. Коэффициенты диффузии твердых тел и жидкостей сильно зависят от концентрации отдельных компонент и обычно возрастают с увеличением температуры.

Температура среды в общем случае является функцией координат x, y, z и времени τ : $T = f(x, y, z, \tau)$.

Если температурное поле изменяется во времени, то оно называется неустановившимся, или нестационарным. Если распределение температуры не зависит от времени, то поле называется установившимся или стационарным. В этом случае тепловой режим будет также стационарным.

Если в одной области тела средняя кинетическая энергия структурных элементов больше, чем в другой, то с течением времени вследствие постоянных столкновений частиц происходит процесс выравнивания средних кинетических энергий молекул, т.е. выравнивание температур. При этом происходит перенос теплоты. *Процесс молекулярного переноса теплоты из более нагретых мест в области с меньшей температурой называется теплопроводностью.*

Процесс передачи энергии в форме теплоты подчиняется закону теплопроводности Фурье: *количество теплоты ΔQ_x , которое переносится в направлении x , прямо пропорционально градиенту температуры в данном направлении, площади поверхности ΔS и промежутку времени $\Delta \tau$:*

$$\Delta Q_x = -\lambda \frac{dT}{dx} \Delta S \Delta \tau, \quad (1.67)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К).

Введем понятие *поверхностной плотности теплового потока* в направлении x : $q_x = \frac{\Delta Q_x}{\Delta S \Delta \tau}$, как количество теплоты, переносимой через единичную площадку, перпендикулярную оси x , за единицу времени в этом направлении. Вектор \mathbf{q} , составляющими которого являются q_x, q_y, q_z называется *вектором поверхностной плотности теплового потока* и равняется количеству теплоты, переносимой через единичную площадку за одну секунду в направлении наибольшего убывания температуры:

$$\mathbf{q} = q_x \mathbf{i} + q_y \mathbf{j} + q_z \mathbf{k}.$$

Вектор – *градиент температуры* направлен в сторону наибольшего увеличения температуры и равняется ее изменению на единичном отрезке в данном направлении:

$$\mathbf{grad} T = \frac{dT}{dx} \mathbf{i} + \frac{dT}{dy} \mathbf{j} + \frac{dT}{dz} \mathbf{k}. \quad (1.68)$$

Тогда закон теплопроводности можно записать в обобщенном виде:

$$\mathbf{q} = -\lambda \mathbf{grad} T. \quad (1.69)$$

Для разреженных газов коэффициент теплопроводности λ с ростом температуры увеличивается примерно пропорционально $T^{1/2}$. В отличие от газов коэффициент теплопроводности жидкостей с увеличением температуры уменьшается.

Когда жидкость (газ) течет по трубе (по каналу) или тело движется в жидкости, то возникает неравномерность скорости течения поперек потока. У стенки скорость течения $u_0 = 0$ (или равняется скорости движущегося тела), у оси канала она максимальна (рис. 1.15). Поэтому разные слои движутся с разными скоростями. Из-за хаотического движения частиц происходит обмен молекул между слоями. Молекулы быстрого слоя, попав в медленный слой, при столкновениях с молекулами этого слоя отдают им часть импульса направленного движения.

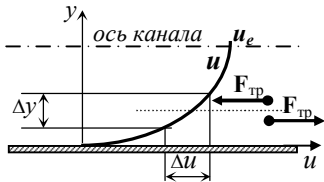


Рис. 1.15. Профиль скорости

Молекулы медленного слоя, перешедшие в быстрый слой, при столкновениях с молекулами этого слоя отбирают часть импульса у молекул данного слоя. Это приводит к торможению слоя, движущегося быстрее, и ускорению слоя, движущегося медленнее, т.е. возникновению *силы внутреннего трения* между слоями жидкости или газа.

Возникновение силы внутреннего трения между слоями жидкости, движущимися с разными скоростями, называется внутренним трением или явлением вязкости.

Сила внутреннего трения подчиняется *закону Ньютона*:

$$F_{\text{тр}} = -\mu \frac{du}{dy} S, \quad (1.70)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила внутреннего трения между движущимися слоями жидкости площадью S ; u – скорость течения; du/dy – *поперечный градиент скорости течения*, который характеризует интенсивность изме-

нения скорости течения поперек потока; y – поперечная координата, отсчитываемая от стенки канала (тела); μ – коэффициент динамической вязкости.

Единица измерения μ в системе СИ: $[\mu] = \text{Па}\cdot\text{с}$. (Внесистемная единица – 1 пуаз = 0,1 Па·с).

Динамическая вязкость не зависит от давления. Она изменяется при изменении температуры по закону, близкому к $T^{1/2}$. Динамическая вязкость жидкостей с увеличением температуры уменьшается.

Используется и коэффициент кинематической вязкости: $\nu = \mu / \rho$, где ρ – плотность жидкости. $[\nu] = \text{м}^2/\text{с}$.

При ламинарном течении по трубам слои жидкости не перемешиваются, и изменение скорости течения по сечению трубы подчиняется параболическому закону:

$$u(y) = \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} (R^2 - y^2), \quad (1.71)$$

где l и R – длина и радиус трубы; p_1, p_2 – давления на концах трубы.

Практически важной является средняя скорость течения \bar{u} , при которой расход жидкости по трубе будет равняться действительному расходу. Экспериментально изучая течение жидкости по трубам, Гаген (в 1839 г.) и независимо от него Пуазель (в 1841 г.) получили эмпирическую формулу

$$\bar{u} = \frac{p_1 - p_2}{l} \frac{R^2}{8\mu}. \quad (1.72)$$

У некоторых жидкостей динамическая вязкость настолько большая, что они похожи на твердое тело, хотя и не имеют кристаллической структуры. (Например: битум, стекло и т.п. – *аморфные тела*).

1.9. Виды теплопереноса. Теплопроводность

Теплообмен – это процесс переноса теплоты в пространстве с неоднородным температурным полем.

Перенос теплоты осуществляется тремя различными способами в зависимости от характера теплового движения: теплопроводностью, конвекцией и излучением, или радиацией. Они характеризуются различными законами.

Теплопроводность, как уже было отмечено выше, представляет собой молекулярный перенос теплоты в телах (или между ними), обусловленный переменной температурой в рассматриваемом пространстве.

Конвекция возможна только в текучей среде. Под конвекцией теплоты понимают процесс ее переноса при перемещении объемов жидкости или газа (текучей среды) в пространстве из области с одной температурой в область с другой. При этом перенос теплоты неразрывно связан с переносом самой среды.

Тепловое излучение – процесс распространения теплоты с помощью электромагнитных волн, обусловленный только температурой и оптическими свойствами теплообменивающихся тел и промежуточной среды. При сравнительно невысоких температурах перенос энергии осуществляется в основном инфракрасными лучами. Процесс превращения внутренней энергии вещества в энергию излучения, переноса излучения и его поглощения веществом называется теплообменом излучением.

В природе и технике элементарные процессы распространения теплоты: теплопроводность, конвекция и тепловое излучение – очень часто происходят совместно.

Передача теплоты путем только теплопроводности большей частью имеет место лишь в твердых телах.

Конвекция теплоты всегда сопровождается теплопроводностью. Процесс совместного переноса теплоты конвекцией и теплопроводностью называется *конвективным теплообменом*. Он может быть вынужденным или свободным. Если движение рабочего тела вызвано искусственно (вентилятором, компрессором, мешалкой и т.д.), то такой конвективный теплообмен называется *вынужденным*. Если же движение рабочего тела возникает под влиянием разности плотностей отдельных частей жидкости, то такой теплообмен называется *свободным*, или *естественным, конвективным теплообменом*. Процесс конвективного теплообмена между потоками жидкости или газа и поверхностью твердого тела называется *конвективной теплоотдачей*, или *теплоотдачей*.

Процессы теплопроводности и конвективного теплообмена могут сопровождаться теплообменом излучением. Теплообмен, обусловленный совместным переносом теплоты излучением и теплопроводностью, называется *радиационно-кондуктивным теплообменом*. Если перенос теплоты осуществляется дополнительно и конвекцией, то такой процесс называется *радиационно-конвективным теплообменом*. Иногда радиационно-кондуктивный и радиационно-конвективный перенос теплоты называется *сложным теплообменом*.

В технике и в быту часто происходят процессы теплообмена между различными жидкостями, разделенными твердой стенкой. Процесс передачи теплоты от горячей жидкости к холодной через разделительную стенку

называется *теплопередачей*. Теплопередача осуществляется различными элементарными процессами теплопереноса.

Необходимым условием распространения теплоты в любом теле или пространстве является наличие разности температур в различных точках тела. Это условие распространяется и на передачу теплоты теплопроводностью, при которой градиент температуры в различных точках тела не должен быть равен нулю.

Коэффициент теплопроводности зависит от температуры. Для многих материалов с достаточной для практики точностью зависимость коэффициента теплопроводности от температуры можно принять линейной:

$$\lambda = \lambda_0[1 + b(t - t_0)],$$

где λ_0 – значение коэффициента теплопроводности при температуре t_0 ; b – температурный коэффициент, определяемый опытным путем; t – температура.

Лучшими проводниками теплоты являются металлы, у которых коэффициент теплопроводности λ , изменяется от 3 до 458 Вт/(м·К). Коэффициенты теплопроводности чистых металлов, за исключением алюминия, с возрастанием температуры убывают. Теплоту в металлах переносят главным образом свободные электроны. Самым теплопроводным металлом является чистое серебро $\lambda = 458$ Вт/(м·К).

Коэффициенты теплопроводности теплоизоляционных и строительных материалов, имеющих пористую структуру, при повышении температуры возрастают по линейному закону и изменяются в пределах от 0,2 до 3,0 Вт/(м·К). Значительное влияние на коэффициенты теплопроводности пористых материалов оказывают газы, заполняющие поры и обладающие весьма малыми коэффициентами теплопроводности по сравнению с λ твердых компонентов. Увеличение λ пористых материалов при повышении температуры объясняется значительным возрастанием лучистого теплообмена между поверхностями твердой структуры пор через разделяющие их воздушные ячейки. Роль конвекции в росте λ возрастает с увеличением размеров воздушных включений в материал. Поэтому эффективный коэффициент теплопроводности пористых тел имеет сложную природу и является условной величиной. Эта условная величина имеет смысл коэффициента теплопроводности некоторого однородного тела, через которое при одинаковой форме, размерах и температуре на границах проходит то же количество теплоты, что и через данное пористое тело.

На коэффициент теплопроводности λ , оказывает влияние влажность вещества. С увеличением влажности материала коэффициент теп-

лопроводности значительно возрастает. Кроме того, чем выше объемная плотность материала, тем меньше он имеет пор и тем выше его коэффициент теплопроводности.

Коэффициенты теплопроводности большинства капельных жидкостей с повышением температуры убывают; их значение находится в пределах от 0,8 до 0,65 Вт/(м·К). Вода является исключением: с увеличением температуры от 0 до 127 °С коэффициент теплопроводности повышается, а при дальнейшем возрастании температуры уменьшается. От давления λ капельных жидкостей практически не зависит.

Коэффициенты теплопроводности газов при повышении температуры возрастают. Опытные исследования показывают, что λ газов изменяется от 0,005 до 0,6 Вт/(м·К). От давления коэффициенты теплопроводности газов практически не зависят.

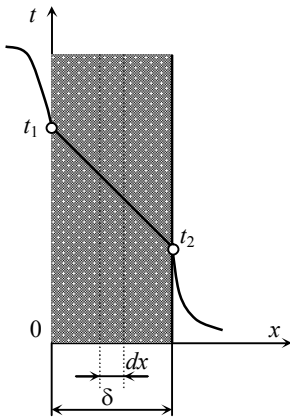


Рис. 1.16. Теплопроводность через плоскую стенку

Основываясь на законе Фурье, рассмотрим процесс теплопроводности через плоскую однослойную стенку толщиной δ при стационарном режиме (рис. 1.16). Коэффициент теплопроводности материала стенки постоянен и равен λ . Температура на поверхностях стенки t_1 и t_2 , причем $t_1 > t_2$. Температура изменяется только в направлении оси x , перпендикулярной поверхности стенки. Следовательно, температурное поле будет одномерным и изотермическими поверхностями будут плоскости, параллельные поверхности стенки.

Для слоя толщиной dx справедливо уравнение теплопроводности:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} \quad \text{или} \quad dt = -\frac{q}{\lambda} dx. \quad (1.73)$$

Проинтегрировав последнее уравнение получим

$$t = -\frac{q}{\lambda} x + C. \quad (1.74)$$

Таким образом, температура по толщине однослойной стенки изменяется по линейному закону. Постоянную интегрирования C можно определить из граничного условия: при $x = 0$, $t = t_1$ и уравнение (1.74) примет вид:

$$t_1 = -\frac{q}{\lambda} 0 + C \text{ и } t_2 = -\frac{q}{\lambda} \delta + t_1.$$

Величина поверхностной плотности теплового потока может быть определена из выражения

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) = \frac{t_1 - t_2}{R}. \quad (1.75)$$

Здесь использована величина $R = \frac{\delta}{\lambda}$, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$, называемая термическим сопротивлением стенки.

1.10. Конвективный теплообмен

Процесс передачи теплоты конвекцией происходит при движении жидкостей и газов, частицы которых могут перемещаться относительно друг друга или относительно поверхности твердого тела. Одновременно с теплообменом конвекцией происходит также теплообмен теплопроводностью. Этот совместный процесс переноса теплоты называется *конвективным теплообменом*. Направление теплового потока и процесс теплообмена между текучей средой и твердым телом при их соприкосновении будет зависеть от температур среды $t_{\text{ж}}$ и стенки $t_{\text{в}}$.

Рассмотрим теплообмен при равномерном внешнем обтекании плоской поверхности, температура которой на некоторой ее части меньше температуры набегающей жидкости (рис. 1.17). Изменение скорости внешнего потока u_e вдоль координаты y

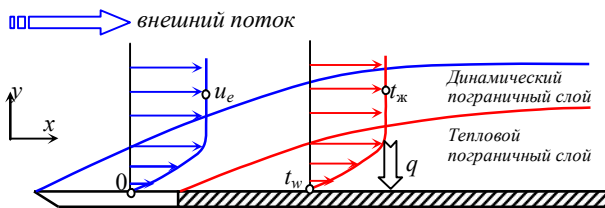


Рис. 1.17. Пограничный слой на частично «холодной» пластине: «холодный» участок заштрихован.

обычно пренебрежимо мало по сравнению с изменением u по y в пристенной области. В этой области, называемой *пограничным слоем*, составляющая скорости u в направлении x возрастает от нуля на стенке до предельной величины, равной u_e . На практике за толщину пограничного слоя принимается значение

y , при которой u достигает $0,995 u_e$. Температура t также быстро изменяется вдоль координаты y вблизи поверхности от температуры стенки t_w до температуры внешнего потока $t_{ж}$, которую, как и u_e , часто можно считать независимой от y . Область большого температурного градиента называют *тепловым пограничным слоем*. Если жидкость имеет большой коэффициент теплопроводности, то тепловой пограничный слой толще динамического пограничного слоя, а если коэффициент теплопроводности мал, то динамический пограничный слой толще теплового.

Поверхностная плотность теплового потока от набегающей жидкости к стенке формально можно определить по формуле Ньютона:

$$q = \alpha (t_{ж} - t_w), \quad (1.76)$$

где α – коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом теплоотдачи, Вт/(м²·К).

Формулу (1.76) можно использовать как при теплоотдаче от жидкости или газа к стенке, так и при теплоотдаче от стенки к жидкости или газу. В обоих случаях принимается абсолютное значение разности температур.

Коэффициент теплоотдачи α представляет собой количество теплоты, проходящей в единицу времени от жидкости (газа) к стенке (или наоборот) через единицу поверхности при разности температур жидкости и стенки 1 К. На него оказывают влияние следующие факторы, обуславливающие протекание конвективного теплообмена: характер движения жидкости или газа (ламинарное или турбулентное) и природа его возникновения; скорость движения жидкости или газа u ; физические параметры жидкости или газа (коэффициент теплопроводности λ , вязкость μ , плотность ρ , теплоемкость c_p , коэффициент объемного расширения β , температура жидкости или газа за пределами пограничного слоя $t_{ж}$ и поверхности t_w ; форма и линейные размеры омываемой жидкостью или газом поверхности.

Для определения величины α для различных случаев конвективного теплообмена предложены эмпирические формулы с использованием критериев подобия – безразмерных соотношений параметров, характеризующих физический процесс. Приведем некоторые критерии подобия, входящие в эмпирические формулы для определения α и их краткие характеристики:

- критерий Нуссельта $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$ – характеризует интенсивность теплоотдачи на границе жидкость – твердое тело;
- критерий (число) Рейнольдса $Re = \frac{ul\rho}{\mu} = \frac{ul}{\nu}$ – критерий режима движения, является мерой отношения в потоке сил инерции и молекулярного трения;
- критерий Прандтля $Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ – является мерой подобия температурных и скоростных полей в потоке;
- число Пекле (критерий теплового подобия) $Pe = \frac{ul}{\alpha}$ – является мерой отношения молекулярного и конвективного переносов тепла в потоке;
- число Грасгофа $Gr = \frac{gl^3\beta\Delta t}{\nu^2}$ – определяет процесс теплообмена при свободном движении в поле гравитации и является мерой соотношения архимедовой (подъемной) силы, вызванной неравномерным распределением плотности в неоднородном поле температур, и силами межмолекулярного трения.

В этих числах подобия: l – характерный линейный размер поверхности теплообмена, м; u – скорость потока, м/с; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с; $\nu = \mu/\rho$ – коэффициент кинематической вязкости, м²/с; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения; β – температурный коэффициент объемного расширения теплоносителя, для газов $\beta = 1/(273 + t_{ж})$, К⁻¹; Δt – разность температур теплоносителя и поверхности теплообмена.

В зависимости от числа Рейнольдса гидравлические режимы подразделяются:

при $Re < 2300$ – ламинарный;

при $Re > 10^4$ – турбулентный;

при $2300 < Re < 10^4$ – переходный, от ламинарного к турбулентному.

В общем случае конвективного теплообмена критериальная зависимость имеет вид

$$Nu = f(Re, Gr, Pr).$$

Коэффициент теплоотдачи входит только в критерий Нуссельта, поэтому он всегда является искомой величиной.

Критерии Re , Gr и Pr в этой зависимости являются определяющими аргументами.

Применительно к вынужденному турбулентному движению жидкости (газа) связь между критериями устанавливается следующим уравнением:

$$Nu = c Re^n Pr^m, \quad (1.77)$$

где c , n , m – соответственно коэффициент и показатели степени, устанавливаемые опытным путем.

Для условий внутренних поверхностей ограждающих конструкций отапливаемых зданий критерии подобия объединяются уравнением

$$Nu = 0,135(Gr \cdot Pr)^{0,333}. \quad (1.78)$$

Для определения коэффициента теплоотдачи по уравнениям (1.77) и (1.78) подсчитывают числовое значение критериев, входящих в правую часть равенства, определяют критерий Нуссельта и из него – коэффициент теплоотдачи.

1.11. Теплообмен излучением

Процессы радиационного и сложного теплообмена играют важную роль в современной теплоэнергетике, теплотехнике, металлургии, в том числе в топках котельных установок. Необходимо отметить большую физическую и математическую сложность описания и расчета радиационно-конвективного теплообмена при наличии поглощающих, рассеивающих и селективно излучающих сред в объемах сложной геометрии. В настоящее время созданы пакеты прикладных программ, использующие дифференциальные или зональные методы. Однако для оценочных расчетов и в учебных целях до сих пор используются интегральные методы, основанные на обобщении экспериментальных результатов.

Все тела излучают электромагнитные волны. При нормальных температурах излучение происходит в инфракрасной области, и интенсивность теплового электромагнитного излучения очень мала. С повышением температуры инфракрасное излучение становится достаточно сильным, и при температурах порядка 1000 К тела начинают светиться красным светом. При температурах свыше 2000 К тела испускают желтый или беловатый свет. Источником теплового излучения является внутренняя энергия нагретого тела. Количество энергии излучения в основном зависит от физических свойств и температуры излучающего тела. Электромагнитные волны различа-

ются между собой длиной волны, или частотой колебаний ν . Скорость распространения электромагнитного излучения c в абсолютном вакууме равна $c = \lambda \nu = 3 \cdot 10^8$ м/с.

В зависимости от длины волны λ электромагнитные волны обладают различными свойствами. Из всей шкалы электромагнитных волн наибольший интерес для теплопереноса представляют ультрафиолетовые, видимые и инфракрасные лучи, которые объединятся термином свет и охватывают диапазон излучения с $\lambda = 0,8 \dots 40$ мкм.

Между телами, расположенными в пространстве, существует непрерывный теплообмен излучением – лучистый теплообмен. При температурном равновесии тел количество отдаваемой энергии излучения будет равно количеству поглощаемой энергии излучения. Спектр излучения большинства твердых и жидких тел непрерывен. Эти тела испускают лучи во всем спектральном диапазоне.

Спектр излучения газов имеет линейчатый характер. Такое излучение называется *селективным* (избирательным). Излучение газов носит объемный характер.

Фундаментальной величиной для описания теплового излучения является *спектральная интенсивность излучения*. Пусть dQ_λ – количество энергии излучения в интервале длин волн от λ до $\lambda + d\lambda$, распространяющегося внутри бесконечно малого телесного угла $d\Omega$ в направлении вектора $\vec{\Lambda}$ и проходящего через элементарную площадку dS за промежуток времени $d\tau$ (рис. 1.18). Обозначим через θ полярный угол между нормалью \vec{n} к площадке и направлением распространения $\vec{\Lambda}$. Спектральная интенсивность излучения

$$I_\lambda(\Lambda, T) = \frac{dQ_\lambda}{dS \cos \theta d\Omega d\lambda d\tau}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3},$$

равна количеству энергии излучения, проходящего через единичную площадку, перпендикулярную направлению распространения $\vec{\Lambda}$, внутри единичного телесного угла, осью которого является направление $\vec{\Lambda}$, в единичном интервале длин волн в единицу времени.

Во многих практических приложениях применяется понятие *спектральной поверхностной плотности теплового излучения (спектральной энергетической светимости)*, которая получается интегри-

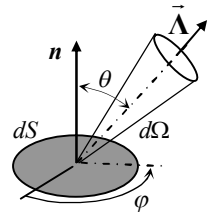


Рис. 1.18. К определению $I_\lambda(\Lambda, T)$

рованием спектральной интенсивности излучения во всех направлениях в пределах верхней полусферы:

$$q_{\lambda}(T) = \int_{\mathbf{n} \cdot \mathbf{\Lambda} \geq 0} I_{\lambda}(\mathbf{\Lambda}, T) \mathbf{n} \cdot \mathbf{\Lambda} d\Omega = \int_0^{2\pi} d\varphi \int_0^{\pi/2} I_{\lambda}(\mathbf{\Lambda}, T) \cos\theta \sin\theta d\theta,$$

где $d\Omega = \sin\theta d\theta d\varphi$; φ – азимутальный угол.

Спектральная поверхностная плотность теплового излучения (спектральная лучеиспускающая способность) – это количество энергии, излучаемой за единицу времени с единицы поверхности источника в единичном интервале длин волн:

$$q_{\lambda} = \frac{dQ_{\lambda}}{dS d\tau d\lambda}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3},$$

где dQ_{λ} – энергия электромагнитных волн, излучаемых поверхностью dS в интервале длин волн от λ до $\lambda + d\lambda$ за промежуток времени $d\tau$.

Если проинтегрировать спектральные величины во всем интервале длин волн, то получим соответствующие интегральные величины

$$I(\mathbf{\Lambda}, T) = \int_0^{\infty} I_{\lambda}(\mathbf{\Lambda}, T) d\lambda, \quad q(T) = \int_0^{\infty} q_{\lambda}(T) d\lambda.$$

Интегральная поверхностная плотность излучения (энергетическая светимость) – это количество лучистой энергии всех длин волн от 0 до ∞ , испускаемой единицей поверхности тела при определенной температуре во всех направлениях в пределах полусферы в единицу времени:

$$q_p = \frac{dQ}{dS d\tau}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2},$$

где dQ – энергия волн всех частот, излучаемая поверхностью dS за промежуток времени $d\tau$.

Величина, показывающая, какая доля энергии падающего излучения $q_{\lambda\text{пад}}$ поглощается рассматриваемой поверхностью ($q_{\lambda\text{пог}}$), называется *спектральной поглощательной способностью*:

$$a_{\lambda} = \frac{q_{\lambda\text{пог}}}{q_{\lambda\text{пад}}}.$$

Поглощательная способность всех реальных тел меньше единицы. Например, для видимой части спектра поглощательная способность не окисленного алюминия $a = 0,025$; серебра – $a = 0,019$.

В теории теплового излучения применяется понятие *абсолютно черного тела* (АЧТ), под которым понимается идеализированное тело, способное поглощать все падающее на него излучение любой частоты при любой температуре. Следовательно, спектральная и интегральная поглощательная способности АЧТ равны единице: $a_{b\lambda} = 1$, $a_b = 1$.

Наиболее близкими к АЧТ из природных материалов являются сажа, платиновая чернь, у которых, $a_\lambda \approx 0,97 \div 0,99$. Моделью АЧТ является замкнутая полость с небольшим отверстием (рис. 1.19). Мала вероятность того, что луч, попавший внутрь полости, после многократных отражений и поглощений вновь выйдет через данное отверстие.

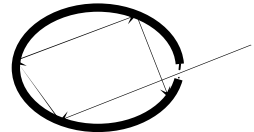


Рис. 1.19.
Модель АЧТ

Излучение АЧТ является изотропным, и поэтому имеется простая связь между спектральной поверхностной плотностью и интенсивностью излучения:

$$q_{b\lambda}(T) = \pi I_{b\lambda}(T),$$

где индекс b относится к АЧТ.

Отношение спектральной поверхностной плотности излучения тела к его спектральной поглощательной способности при одной и той же температуре для всех тел одинаково и равняется спектральной поверхностной плотности излучения АЧТ при той же температуре, т.е. является универсальной функцией длины волны излучения и температуры:

$$\frac{q_\lambda(T)}{a_\lambda(T)} = q_{b\lambda}(T).$$

Этот закон был теоретически установлен в 1859 г. немецким физиком Г. Кирхгофом.

Следствия из закона Кирхгофа: 1) $q_\lambda = a_\lambda q_{b\lambda}$, $q = a q_b$, т.е. спектральная плотность излучения реального тела равняется произведению поглощательной способности реального тела на спектральную плотность излучения АЧТ при той же температуре; 2) так как $a_\lambda < 1$ и $a < 1$, то $q_\lambda < q_{b\lambda}$, $q < q_b$, при одной и той же температуре реальное тело излучает меньше, чем АЧТ; 3) если $a_\lambda = 0$, то $q_\lambda = 0$ – если тело не поглощает в каком-то спектральном диапазоне, то в этом же диапазоне и не излучает.

Отношение $\varepsilon_\lambda = q_\lambda / q_{b\lambda}$ называется *спектральной степенью черноты* поверхности. При выполнении закона Кирхгофа $\varepsilon_\lambda = a_\lambda$.

Тело называется *серым*, если поглощательная способность не зависит от длины волны: $a_{c\lambda} = a_c$ и $\varepsilon_{c\lambda} = \varepsilon_c$.

Австрийский физик Й. Стефан экспериментально (в 1879 г.), и Л. Больцман теоретически (в 1884 г.) установили, что интегральная поверхностная плотность излучения АЧТ пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры:

$$q_b = \sigma T^4, \quad (1.79)$$

где $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – постоянная Стефана – Больцмана.

Каждое тело способно не только излучать, но и отражать, поглощать, рассеивать и пропускать через себя падающие лучи от других тел. Если обозначить поверхностную плотность падающего излучения на тело, через q_o , то часть энергии, равная a , поглотится телом; часть, равная r , отразится, часть, равная ξ рассеется по всем направлениям, и часть, равная d , пройдет сквозь тело. Отсюда

$$q_o = q_a + q_r + q_\xi + q_d$$

или

$$a + r + \xi + d = 1$$

Величина a называется *поглощательной способностью*. Она представляет собой отношение плотности поглощенной энергии излучения q_a к плотности падающего на тело излучения. Величина r называется *отражательной способностью*, r есть отношение плотности отраженной энергии излучения q_r ко всей падающей. Величина ξ есть *рассеивающая способность*, она равна отношению плотности рассеянного излучения во всех направлениях q_ξ к плотности падающего излучения. Величина d называется *пропускательной способностью*, это есть отношение плотности прошедшей сквозь тело энергии излучения ко всей энергии излучения, падающей на тело. Для большинства твердых тел, практически не пропускающих сквозь себя энергию излучения, $a + r = 1$.

Если поверхность поглощает все падающие на нее излучение, т.е. $a = 1$, то такая поверхность называется *абсолютно черной*. Если поверхность отражает полностью все падающие на нее лучи, то такая поверхность называется *абсолютно белой*. При этом $r = 1$. Если тело абсолютно прозрачно для теплового излучения, т.е. $d = 1$, то такая поверхность называется *абсолютно прозрачной*. В приро-

де абсолютно черных, белых и прозрачных тел не существует, тем не менее, понятие о них является очень важным для сравнения с реальными поверхностями.

Кварц для тепловых лучей непрозрачен, а для световых и ультрафиолетовых прозрачен. Каменная соль прозрачна для тепловых и непрозрачна для ультрафиолетовых лучей. Оконное стекло прозрачно для видимого света, а для ультрафиолетовых и тепловых почти непрозрачно. Белая поверхность (ткань, краска) хорошо отражает лишь видимые лучи, а тепловые лучи поглощает так же хорошо, как и темная. Таким образом, свойства тел поглощать или отражать тепловые лучи зависят в основном от состояния поверхности, а не от ее цвета.

Если при отражении излучения угол отражения равняется углу падения, то такая поверхность называется зеркальной. Если падающее излучение во всех направлениях отражается равномерно, то такое отражение называется *диффузным* (например, поверхность мела).

При расчете лучистого теплообмена часто закон Стефана-Больцмана (1.79) используется в следующем виде:

$$q_b = C_o \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (1.80)$$

где $C_o = 5,68 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Применительно к серым телам этот закон приобретает следующий вид:

$$q_p = \varepsilon q_b = \varepsilon C_o \left(\frac{T}{100} \right)^4 = C \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (1.81)$$

где $C = \varepsilon C_o$ – коэффициент излучения.

1.12. Теплообмен излучением между двумя телами, сложный теплообмен

Рассмотрим случай теплообмена излучением между двумя стенками, имеющими большие поверхности $S_1 = S_2 = S$ и расположенными параллельно на небольшом расстоянии одна от другой (рис. 1.20), т.е. так, что излучение каждой стенки полностью попадает на противоположную стенку. Пусть температуры поверхности стенок постоянно поддерживаются равными T_1 , и T_2 , причем $T_1 > T_2$, а поглощательные способности стенок равны соответственно a_1 и a_2 , причем $a_1 = \varepsilon_1$, $a_2 = \varepsilon_2$, т.е. поглощательные способности и степени черноты соответственно равны. На основании закона

Стефана- Больцмана теплота, передаваемая от первой стенки ко второй за одну секунду, т.е. мощность теплообмена, Вт:

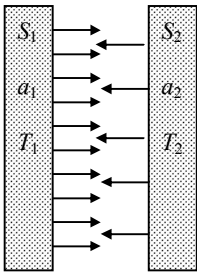


Рис. 1.20. Теплообмен излучением между параллельными стенками

$$Q_{1-2} = q_p S = C_{пр} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] S, \quad (1.82)$$

где $C_{пр}$ – приведенный коэффициент излучения, Вт/(м²·К⁴):

$$C_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_o}}$$

Здесь C_1 и C_2 – коэффициенты излучения тел, между которыми происходит процесс лучистого теплообмена.

Формулу (1.82) можно использовать для расчета радиационного теплообмена между телами, одно из которых имеет выпуклую поверхность S_1 и окружено поверхностью другого S_2 , т.е. находится внутри второго тела (рис. 1.21). В этом случае приведенный коэффициент вычисляется по формуле:

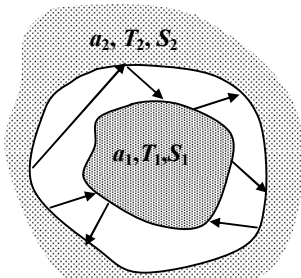


Рис. 1.21. Теплообмен излучением между двумя телами

$$C_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{S_1}{S_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_o} \right)}. \quad (1.83)$$

При произвольном расположении поверхностей, между которыми происходит теплообмен излучением расчетная формула (1.82) принимает вид

$$Q_{1-2} = C_{пр} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] S_1 \bar{\varphi}_{1-2}, \quad (1.84)$$

В данном случае $C_{пр} = C_1 C_2 / C_o$; $\bar{\varphi}_{1-2}$ – угловой коэффициент, безразмерная величина, зависящая от взаимного расположения, формы и размеров поверхностей и показывающая долю лучистого потока, которая падает на поверхность S_2 от всего потока, испускаемого поверхностью S_1 .

Рассмотренные элементарные виды теплообмена (теплопроводность, конвекция и тепловое излучение) на практике, как правило, протекают одновременно.

Конвекция, например, всегда сопровождается теплопроводностью, излучение часто сопровождается конвекцией. Сочетание различных видов теплообмена может быть весьма разнообразным, и роль их в общем процессе неодинакова. Это так называемый сложный теплообмен. Процесс теплообмена между стенкой и омывающим ее газом является типичным примером сложного теплообмена – совместного действия конвекции, теплопроводности и теплового излучения.

В теплотехнических расчетах при сложном теплообмене часто пользуются общим (суммарным) коэффициентом теплоотдачи α_o , представляющим собой сумму коэффициентов конвективной теплоотдачи α_k и лучистой теплоотдачи $\alpha_{л}$, т.е.

$$\alpha_o = \alpha_k + \alpha_{л}. \quad (1.85)$$

В этом случае расчетная формула для определения поверхностной плотности теплового потока q , Вт/м², имеет вид

$$q = (\alpha_k + \alpha_{л})(t_{ж} - t_w) = \alpha_o(t_{ж} - t_w). \quad (1.86)$$

Однако коэффициент лучистой теплоотдачи зависит от множества факторов, в том числе и от температур теплоносителя $t_{ж}$ и поверхности t_w .

1.13. Теплопередача

В теплотехнике часто тепловой поток от одной жидкости (газа) к другой передается через стенку. Такой суммарный процесс теплообмена, в котором теплоотдача соприкосновением является необходимой составной частью, называется *теплопередачей*. Расчетные уравнения теплопередачи зависят от формы стенки, разделяющей теплоносители.

Рассмотрим теплопередачу через плоскую двухслойную стенку (рис. 1.22). Тепловой поток направлен слева направо, температура нагретой среды $t_{ж1}$, температура холодной среды $t_{ж2}$. Температуры поверхностей стенки не известны; обозначим их буквами t_{w1} и t_{w2} .

Передача теплоты происходит следующим образом: сначала теплоотдача от

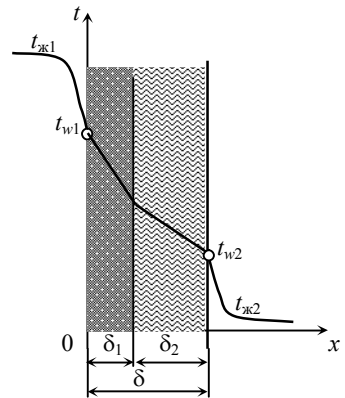


Рис. 1.22. Теплопередача через плоскую стенку

горячего теплоносителя за счет излучения и конвекции левой поверхности стенки, затем передача теплоты за счет теплопроводности через стенку и теплоотдача от правой поверхности стенки к холодному теплоносителю. Если стенка небольшой толщины и режим теплообмена стационарный, то поверхностные плотности тепловых потоков на всех этапах одинаковы.

Уравнение теплоотдачи от горячего теплоносителя поверхности стенки:

$$q = \alpha_1(t_{ж1} - t_{w1}). \quad (1.87)$$

Уравнение теплопроводности через стенку:

$$q = \left(\frac{\lambda_1}{\delta_2} + \frac{\lambda_2}{\delta_2} \right) (t_{w1} - t_{w2}). \quad (1.88)$$

Для многослойной стенки с разными значениями теплопроводностей слоев λ_i и толщинами δ_i последнее уравнение запишется в виде:

$$q = \sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i}{\delta_i} (t_{w1} - t_{w2}).$$

Уравнение теплоотдачи от правой поверхности стенки к холодному теплоносителю:

$$q = \alpha_2(t_{w2} - t_{ж2}). \quad (1.89)$$

Решив уравнения (1.87) – (1.89) находим выражение для температурного напора между теплоносителями:

$$t_{ж1} - t_{ж2} = q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right).$$

Откуда выражение для поверхностной плотности теплового потока от горячего теплоносителя к холодному приобретает вид:

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} = k (t_{ж1} - t_{ж2}). \quad (1.90)$$

Коэффициент пропорциональности k между поверхностной плотностью теплового потока и тепловым напором теплоносителей называется *коэффициентом теплопередачи*, Вт/(м²·К). Величина обратная коэффициенту теплопередачи, называется термическим сопротивлением теплопередаче:

$$R_o = \frac{1}{k} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right), \frac{\text{М}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}. \quad (1.91)$$

2. ПРИРОДНЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ

2.1. Естественное органическое топливо

Энергоснабжение мира базируется на использовании различных природных источников энергии. Главное место среди них в течение нескольких столетий занимают органические топлива. Развитие электроэнергетики и теплоснабжения в ближайшие годы будет также базироваться в основном на органических топливах (углях, природном газе, нефти), за счет которых в настоящее время обеспечивается около 90 % мирового потребления энергии.

На территории России сосредоточено 23% разведанных мировых запасов природного газа, 13% нефти, 19% угля. Газификация энергетики с доведением доли природного газа в топливном балансе отрасли до 65% обеспечила технические условия стабилизации топливоснабжения. При этом перевод большого числа тепловых электрических станций (ТЭС) на природный газ был осуществлен при сохранении существующего основного оборудования. Углем покрывается 26% потребности ТЭС в топливе.

При сжигании органического топлива выделяется большое количество теплоты на единицу массы или объема. Топлива делятся на естественные и искусственные. По агрегатному состоянию органическое топливо подразделяется на:

- твердое (каменные и бурые угли, сланцы, торф, древесина, топливные брикеты, торфяной кокс);
- жидкое (нефть и нефтепродукты – бензин, керосин, мазут, топливные эмульсии и суспензии);
- газообразное (природный газ, метан, доменный, коксовый, сланцевый газ).

Кратко рассмотрим эти виды топлива.

Уголь – очень широкое понятие, объединяющее весьма различные природные полезные ископаемые, общим для которых является то, что они содержат в своем составе достаточно большое количество углерода. Однако разные угли сильно различаются по количеству и составу минеральной части (зольность некоторых углей составляет 40% и более), содержанию летучих органических веществ, теплоте сгорания. Теплота сгорания бурых углей составляет 8...21 МДж/кг, каменных – 17...27 МДж/кг, антрацитов – 24...29,3 МДж/кг.

Нефть представляет собой темно-коричневую вязкую маслянистую жидкость с теплотой сгорания 43...46,2 МДж/кг.

Из нефти, путем ее неглубокой переработки, получают легкие фракции для моторных топлив (бензин, керосин, дизельное топливо) и нефтехимическое сырье, а оставшийся мазут используют как котельно-печное топливо. Его теплота сгорания 40...42 МДж/кг.

Основными продуктами переработки нефти являются бензин и дизельное топливо. *Бензин* – это смесь продуктов прямой перегонки и крекинга нефти, выкипающая при температуре не выше 205 °С (автомобильный бензин) и 180 °С (авиационный бензин). *Дизельное топливо* – фракция прямой перегонки и крекинга нефти с пределами выкипания 270...400 °С.

Природный газ чаще всего встречается вместе с нефтью, и поэтому применяют следующую классификацию месторождений от их соотношения в пласте:

- *попутный газ* – на 1 т нефти приходится менее 1000 м³ газа;
- *газовый конденсат* – на 1 т нефти приходится от 1000 до 20000 м³ газа;
- *газовое месторождение* – на 1 т нефти приходится более 20000 м³ газа.

Запасы попутного газа оцениваются примерно 40% общих ресурсов газа. Газоконденсатные месторождения содержат не только конденсат – природный бензин, но и этан – основу производства полиэтилена, а также жидкую пропан-бутановую фракцию.

Теплота сгорания природного газа составляет 29...63 МДж/кг.

Топливо в том виде, в каком оно поступает к потребителю, называется *рабочим*, а вещество, составляющее его – *рабочей массой*. В элементарный химический состав рабочей массы топлива, выражаемый следующим образом:

$$C^P + H^P + O^P + N^P + S_{\text{ор+к}}^P + A^P + W^P = 100\%, \quad (2.1)$$

входят горючие вещества: углерод С, водород Н, сера S, а также кислород О и азот N, находящиеся в сложных высокомолекулярных соединениях, негорючие минеральные примеси, превращающиеся при сжигании топлива в золу А и влагу W. Влага и зола составляют внешний балласт топлива, а кислород и азот – внутренний его балласт.

Минеральные примеси и влажность одного и того же сорта топлива в разных районах его месторождения могут быть различными, а также могут несколько изменяться при транспортировке и хранении. Более постоянным является состав горючей массы топлива, не включающий в себя золу и влагу. Для сравнительной теплотехнической

оценки различных сортов топлива введены условные понятия сухой, горючей и органической массы топлива.

Сухой называется обезвоженная масса рабочего топлива. *Безводная* и *беззольная* масса топлива называется *горючей*. Исключение из горючей массы колчеданной серы S_k приводит к *органической* массе топлива.

Твердое топливо с установившейся в естественных условиях влажностью называется *воздушно-сухим*. Проба такого топлива, поступающего для лабораторного анализа, носит название *аналитической* пробы топлива.

Составляющие этих условных масс топлива, выраженные в процентах, обозначаются теми же символами, что и составляющие рабочей массы, но соответственно с индексами «с», «г», «о» и «а».

Перерасчет состава топлива с одной массы на другую, более обогащенную горючими, производится следующим образом. Определяется количество пересчитываемого элемента в заданной массе и выражается в процентах количества массы, на которую производится перерасчет. Так, для пересчета содержания углерода в рабочей на сухую массу, количество углерода в рабочей массе $C^P/100$, кг/кг, выражают в процентах количества содержащейся в ней сухой массы:

$(100 - W^P)/100$ кг/кг, что дает

$$C^C = C^P \frac{100}{100 - W^P} . \quad (2.2)$$

Пользуясь этим пересчетным коэффициентом, можно пересчитать и остальные составляющие заданной массы. При пересчете на массу, менее богатую горючими, коэффициентом пересчета становится обратное значение коэффициента в выражении (2.2), т.е. $(100 - W^P)$.

Углерод С – главная составляющая топлив. При окислении с кислородом образуется углекислый газ CO_2 и 34 МДж/кг теплоты. При недостатке воздуха или плохой тяге образуется окись углерода CO , или *угарный газ*, который без цвета, запаха и вкуса, токсичен, легче воздуха ($\rho = 1,25$ кг/м³), горюч, взрывоопасен. Угарный газ скапливается в «мертвых» зонах газоходов и при взаимодействии с воздухом может произойти взрыв, поэтому в обмуровке не должно быть трещин и неплотностей. На человека действует отравляюще.

Окись углерода может догореть (при $t = 650$ °С), если подвести добавочный воздух.

Водород Н – его содержание небольшое, но дает теплоты в четыре раза больше, чем углерод, т.е. 120 МДж/кг.

Сера S – встречается в трех видах: органическая и колчеданная или летучая горючая сера, а также сульфатная негорючая сера. Летучая сера дает 10 МДж/кг теплоты. Сернистые соединения в сочетании с водяными парами вызывают коррозию стальных труб и повышают точку росы уходящих газов. Сернистый газ SO_2 вредно действует на окружающую среду.

Кислород O – находится в соединении с горючими элементами топлива, поэтому не способствует выделению химической энергии топлива.

Азот N – содержится в топливе в малых количествах, в горении не участвует и переходит в свободном состоянии в продукты сгорания.

Влага W – разделяется на внешнюю, попавшую в пласт при добыче, транспортировке, хранении, из атмосферного воздуха, и внутреннюю, входящую в состав кристаллогидратов минеральных примесей топлива. Влага отрицательно влияет на качество топлива и работу теплогенератора, так как на ее испарение в топке используется полезная теплота, увеличивается температура точки росы, увеличивается количество дымовых газов, что приводит к перерасходу электроэнергии для их удаления и т.д.

Зола A, или зольность, понятие условное, так как зола в топливе не содержится, а получается при сжигании. Легкоплавкая зола вызывает зашлаковывание котлов и колосниковых решеток, что препятствует доступу воздуха к топливу. Летучая зола – пылевидные фракции, выносимые продуктами сгорания из топки и осаждающиеся в газоходах на трубках котла, экономайзера, воздухоподогревателя, что снижает теплопередачу от топочных газов к воде, уменьшает КПД и увеличивает расход топлива. Для очистки от золы используют обдувку в паровых и дробеочистку в водогрейных и паровых котлах.

Если твердое топливо нагревать без доступа воздуха до 850 °С (сухая перегонка), то из топлива выделяются летучие вещества (углеводороды, сера, водород, кислород, азот, влага) и остается твердый остаток (углерод и зола) – *кокс*. Количество летучих веществ определяют в процентах к рабочей или горючей массе топлива и называют *выходом летучих*. Чем больше выход летучих, тем легче воспламеняется топливо, и выше его реакционная способность при горении, но необходимо иметь более высокие топки.

Жидкое топливо получается из нефти методом термической разгонки (крекинга). В зависимости от температуры получают фракции: бензин (200...225 °С), керосин (140...300 °С), дизельные топлива (190...350 °С), мазуты (> 350 °С). Мазуты для котельных делятся на:

- флотские Ф-5 и Ф-12 - для использования в судовых котлах, газотурбинных установках и двигателях;
- топочные мазуты М-40, М-100 и другие, которые в зависимости от содержания серы делятся на малосернистые ($S < 0,5 \%$), сернистые ($S = 0,5...2 \%$), высокосернистые ($S > 2 \%$);
- топочные печные бытовые (ТПБ).

Количество теплоты, выделяемое при полном сгорании единицы массы (или объема) топлива, называется его теплотворностью, или *теплотой сгорания* и измеряется в кДж/кг или кДж/м³.

Природный газ представляет собой смесь различных углеводородов, основными компонентами являются: метан CH_4 , содержание которого доходит до 86...98 %; тяжелые углеводороды $C_mH_n = 4...9\%$; азот $N_2 = 1...5\%$.

Процентный состав природного газа выражается уравнением

$$CH_4 + \sum C_mH_n + N_2 + CO_2 + H_2S + \dots = 100\%, \quad (2.3)$$

в котором, все составляющие выражены в процентах по объему.

Балластом в природных газовых топливах являются в основном азот и диоксид углерода, содержание которых не превышает нескольких процентов.

В табл. 2.1 приведена общая структура используемых в энергетике котельных топлив.

Таблица 2.1

| Характеристика структуры котельных топлив | | |
|---|--|---|
| Вид топлива | Горючая часть (Г) | Балласт(Б) |
| Твердое | Органические соединения, содержащие С, Н, $S_{орг}$, а также пирит FeS_2 , $\Gamma = 25...68\%$ | Влага H_2O , Минеральные соединения SiO_2 , Al_2O_3 , CaO , NaO , $CaCO_3$ и др., $B=32...75\%$ |
| Жидкое | Углеводороды типа C_mH_n Твердые полукоксовые частицы, $\Gamma = 95...96\%$ | Влага H_2O , Минеральные примеси типа SiO_2 , Al_2O_3 , $B=3,0...3,5\%$ |
| Газовое (природный газ) | Горючие газы CH_4, C_mH_n, H_2S , $\Gamma = 91...99,5\%$ | Негорючие газы CO_2, N_2, O_2 , $B=0,5...9,0\%$ |

2.2. Теплота сгорания топлива и расход воздуха на горение

Горением называется быстрый процесс экзотермического окисления горючего вещества, сопровождающийся выделением значительного количества тепловой энергии. Особенности процесса горения, отличающее его от родственных процессов окисления: высокая температура; быстротечность по времени; неизотермичность; изменение концентрации компонентов, структуры и формы поверхности реагирования во времени.

По своей природе горение – процесс, протекающий при непрерывном подводе горючего и окислителя в зону горения и отводе газообразных продуктов сгорания. В основе процесса горения лежат экзотермические и эндотермические реакции, которые описываются стехиометрическими уравнениями и принципиальной особенностью которых является их обратимость. Для протекания реакции необходимо перемешивание компонентов на молекулярном уровне, иными словами, необходим процесс массопереноса реагирующих компонентов в зону реакции и продуктов реакции из нее.

Процесс массопереноса осуществляется в турбулентном потоке за счет турбулентной диффузии, а в ламинарном потоке, неподвижной среде и в пограничном слое – за счет молекулярной диффузии, которые при постоянной температуре и давлении описываются законом Фика. Если реакция горения протекает мгновенно, то это явление называется *взрывом*.

В зависимости от фазового состояния реагирующих веществ химические реакции горения делят на: 1) *гомогенные* – протекающие в объеме между компонентами, находящимися в одной фазе (газ и воздух); 2) *гетерогенные* – протекающие на поверхности раздела фаз (уголь или капля мазута и воздух).

Теплота сгорания топлива – количество теплоты, выделяемое при полном сгорании единицы массы (кДж/кг) или объема (кДж/м³) топлива.

Различают высшую Q_v^p и низшую Q_n^p теплоту сгорания. Высшей теплотой сгорания топлива называют количество теплоты, выделенное 1 кг (или 1 м³) рабочего топлива, с учетом конденсации водяных паров образующихся от окисления водорода и испарения влаги топлива. Низшей теплотой сгорания топлива называют количество теплоты, выделенное 1 кг (или 1 м³) рабочего топлива, без учета конденсации водяных паров из топочных газов. Теплота сгорания Q_n^p меньше Q_v^p на теплоту парообразования водяных паров (2460 кДж/кг).

В реальных условиях дымовые газы и, в том числе, водяные пары уходят в атмосферу без конденсации и поэтому для расчетов расхода топлива используют низшую теплоту сгорания топлива.

Низшая теплота сгорания топлив может быть подсчитана по формуле Менделеева

$$Q_H^P = 0,34C^P + 1,03H^P + 0,11(S^P + O^P) - 0,025W^P, \text{ МДж/кг}, \quad (2.4)$$

где C^P , H^P , S^P , O^P и W^P выражены в процентах.

Погрешность формулы Менделеева не превышает 2 %.

Элементарный состав некоторых мазутов приведен в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Элементарный состав, в %, и низшая теплота сгорания некоторых мазутов

| Вид мазута | C^P | H^P | S^P | $N^P + O^P$ | A^P | W^P | Q_H^P , МДж/кг |
|-----------------|-------|-------|-------|-------------|-------|-------|---------------------|
| Малосернистый | 84,65 | 11,7 | 0,3 | 0,3 | 0,05 | 3,0 | 40,3 |
| Сернистый | 83,8 | 11,2 | 1,4 | 0,5 | 0,1 | 3,0 | 39,6 |
| Высокосернистый | 83,0 | 10,4 | 2,8 | 0,7 | 0,1 | 3,0 | 38,8 |

Средний состав и низшая теплота сгорания всех известных месторождений топлив определены и сведены в таблицы расчетных характеристик топлив.

Объемная теплота сгорания газового топлива определяется как сумма теплот сгорания, входящих в его состав различных горючих газов с учетом их процентного содержания. Объемная теплота сгорания Q_H^c , кДж/м³, относится к 1 м³ сухого газа и определяется по формуле

$$Q_H^c = 0,01(Q_{CH_4} \cdot CH_4 + Q_{C_2H_2} \cdot C_2H_2 + \sum Q_{C_mH_n} \cdot C_mH_n). \quad (2.5)$$

Здесь CH_4 , C_2H_6 – содержание горючих газов в топливе, % по объему; Q_{CH_4} , $Q_{C_2H_2}$ – объемная теплота сгорания соответствующих газов, кДж/м³.

Теплофизические свойства некоторых газов приведены в табл. 1.3.

Можно пересчитать с учетом плотности природного газа его теплоту сгорания Q_H^c , кДж/м³, на единицу массы Q_{HM}^c , кДж/кг, тогда

$$Q_{HM}^c = Q_H^c / (\rho_r + d_r \cdot 10^{-3}), \quad (2.6)$$

где ρ_r – плотность сухого газа при нормальных условиях, $\text{кг}/\text{м}^3$; d_r – влагосодержание газа, $\text{г}/\text{м}^3$.

Паровые котлы одинаковой паропроизводительности и тепловой мощности могут потреблять существенно разное количество топлива, так как его теплота сгорания у разных видов топлив меняется в широких пределах. Для сравнения экономичности работы электростанций, упрощения расчетов при попеременном сжигании разных топлив (твердое – газ, мазут – газ и т.п.) введено понятие условного топлива (у.т.), имеющего теплоту сгорания $Q_{у.т.} = 29\,310$ кДж/кг (7000 ккал/кг). Потребление разных видов топлив электростанциями пересчитывается на условное топливо на основании баланса тепловыделения

$$B_n Q_n^p = B_{у.т.} Q_{у.т.}, \text{ тогда} \\ B_{у.т.} = B_n Q_n^p / Q_{у.т.}, \quad (2.7)$$

где $B_{у.т.}$, B_n – расход соответственно условного и натурального топлива, $\text{кг}/\text{с}$. Отношение $Q_n^p / Q_{у.т.}$ называют тепловым эквивалентом топлива. На основе тепловых эквивалентов можно пересчитать в условное топливо потребление природного и других горючих газов электростанций.

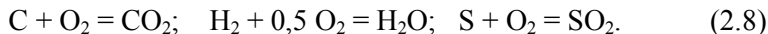
Таблица 2.3

Теплофизические характеристики газов

| Газ | Символ | μ , г/моль | ρ , кг/м ³ | Q_v , МДж/ м ³ | Q_n , МДж/ м ³ | Объем воздуха для сгора- ния, м ³ /м ³ | Объем про- дуктов сго- рания м ³ /м ³ |
|----------------|--------------------------------|-------------------|-------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|---|---|
| Водород | H ₂ | 2,016 | 0,089 | 12,75 | 10,75 | 2,38 | 2,88 |
| Метан | CH ₄ | 16,04 | 0,717 | 39,82 | 35,88 | 9,52 | 10,52 |
| Этан | C ₂ H ₆ | 30,07 | 1,355 | 70,38 | 64,44 | 16,66 | 18,16 |
| Пропан | C ₃ H ₈ | 44,1 | 2,011 | 100,9 | 92,91 | 23,8 | 25,80 |
| Бутан | C ₄ H ₁₀ | 58,12 | 2,708 | 131,8 | 121,7 | 30,94 | 33,44 |
| Этилен | C ₂ H ₄ | 28,054 | 1,261 | 63,43 | 59,5 | 14,28 | 15,28 |
| Пропилен | C ₃ H ₆ | 42,08 | 1,913 | 93,75 | 87,72 | 21,42 | 22,92 |
| Бутилен | C ₄ H ₈ | 56,108 | 2,597 | 123,5 | 115,6 | 28,56 | 30,56 |
| Сероводород | H ₂ S | 34,082 | 1,539 | 26,8 | 23,383 | 7,14 | 3,88 |
| Оксид углерода | CO | 28,01 | 1,25 | 12,62 | 12,62 | 2,38 | 2,88 |

Количество воздуха, необходимого для сжигания топлива, определяется согласно закону Дальтона: в изолированных, как и в совместных параллельных и последовательных, реакциях исходные вещества реагируют друг с другом и образуют новые продукты в определенных, так называемых стехиометрических соотношениях. Расход ки-

слорода и количество образующихся продуктов сгорания определяются из стехиометрических уравнений горения, записанных для одного киломоля каждого горючего составляющего, те углерода, водорода и серы



Для 1 кг горючего эти уравнения соответственно примут вид

$$1 \text{ кг } C + \frac{32}{12,01} \text{ кг } O_2 = \frac{44,01}{12,01} \text{ кг } CO_2; \quad (2.9)$$

$$1 \text{ кг } H_2 + \frac{32}{4,032} \text{ кг } O_2 = \frac{36,032}{4,032} \text{ кг } H_2O; \quad (2.10)$$

$$1 \text{ кг } S + \frac{32}{32,06} \text{ кг } O_2 = \frac{64,06}{32,06} \text{ кг } SO_2. \quad (2.11)$$

Из формул следует, что для полного сгорания горючих элементов в количествах, содержащихся в 1 кг топлива, с образованием CO_2 , SO_2 , H_2O соответственно необходимо количество кислорода, m^3/kg :

$$\left. \begin{aligned} V_{O_2}^{CO_2} &= \frac{C^p \cdot 32}{100 \cdot 12,01 \rho_{O_2}}, \\ V_{O_2}^{SO_2} &= \frac{S_{op+k}^p \cdot 32}{100 \cdot 32,06 \rho_{SO_2}}, \\ V_{O_2}^{H_2O} &= \frac{H^p \cdot 32}{100 \cdot 4,032 \rho_{O_2}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

При этом образуется диоксид углерода

$$V_{CO_2} = \frac{C^p \cdot 44,01}{100 \cdot 12,01 \rho_{CO_2}}; \quad (2.13 \text{ а})$$

диоксид серы

$$V_{SO_2} = \frac{S_{op+k}^p \cdot 64,04}{100 \cdot 32,06 \rho_{SO_2}}; \quad (2.13 \text{ б})$$

водяной пар

$$V_{H_2O} = \frac{H^p \cdot 36,032}{100 \cdot 4,032 \rho_{H_2O}}. \quad (2.13 \text{ в})$$

В формулах (2.12) и (2.13): $\rho_{O_2} = 1,428$; $\rho_{CO_2} = 1,964$; $\rho_{SO_2} = 2,858$; $\rho_{H_2O} = 0,804$ – соответственно плотность кислорода, оксидов углерода и серы и водяного пара, kg/m^3 .

Суммируя затраты кислорода на сжигание горючих элементов, содержащихся в 1 кг топлива (см.(2.12)), и вычитая количество кислорода топлива, получаем теоретически необходимое количество кислорода для сжигания 1 кг твердого или жидкого топлива

$$V_{O_2}^o = 1,866 \frac{C^p}{100} + 0,7 \frac{S_{op+k}^p}{100} + 5,55 \frac{H^p}{100} - \frac{O^p}{100\rho_{O_2}}. \quad (2.14)$$

В формуле (2.14): C^p , S_{op+k}^p , H^p , O^p – соответственно массовое содержание углерода, серы, водорода и кислорода в топливе, %; ρ_{O_2} – плотность кислорода, кг/м³.

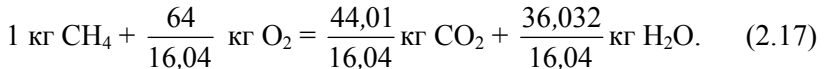
В воздухе содержится кислорода примерно 21 % по объему, поэтому теоретически необходимое количество воздуха для горения V^o , м³/кг, т.е. количество воздуха, которое необходимо для полного сжигания 1 кг топлива при условии, что весь содержащийся в нем кислород прореагирует, составляет

$$V^o = V_{O_2}^o / 0,21 = 0,0899(C^p + 0,375 S_{op+k}^p) + 0,265H^p - 0,0333O^p, \quad (2.15)$$

или в кг/кг

$$L^o = 0,115(C^p + 0,375 S_{op+k}^p) + 0,342H^p - 0,0431O^p. \quad (2.16)$$

Горение метана с образованием CO₂ и H₂O можно представить уравнением



На 1 кг метана приходится 4 кг или 2,8 м³ кислорода, 2,75 кг или 1,4 м³ диоксида углерода и 2,25 кг или 2,79 м³ водяных паров. На 1 м³ метана приходится 2 м³ кислорода, 1 м³ диоксида углерода и 2 м³ водяных паров.

Теоретический объемный расход воздуха при сжигании 1 м³ сухого газа, м³/м³

$$V^o = 0,0476 (0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum(m+n/4)C_mH_n - O_2). \quad (2.18)$$

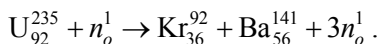
В процессе горения по мере расходования топлива и кислорода и уменьшения их действующих концентраций выгорание замедляется. В топках условия реагирования ухудшаются и из-за недостаточно совершенного смешения вступающих в процесс горения больших масс топлива и воздуха. Поэтому для горения воздуха подается больше его теоретически необходимого количества.

Отношение количества воздуха, действительно поступившего в топку V_B , к теоретически необходимому его количеству называется *коэффициентом избытка воздуха*:

$$\alpha = V_B / V^0. \quad (2.19)$$

2.3. Получение энергии за счет реакции деления ядер

В 1938–1939 гг. практически одновременно в СССР (Г.Н. Флеров, К.Н. Петржак), Германии (О. Ган и Ф. Штрассман), Италии (Э. Ферми), Великобритании (О. Фриш) и Австрии (Л. Мейтнер) была открыта *реакция деления ядер урана*, обстреливаемых нейтронами. При облучении урана нейтронами в результате деления ядра образуются элементы из середины периодической системы, которые называют осколками деления. Деление ядра сопровождается испусканием двух или трех нейтронов. Типичной является реакция деления



Процесс деления можно наглядно изобразить, представив ядро урана в виде капли жидкости. При поглощении ядром нейтрон передает ему дополнительную

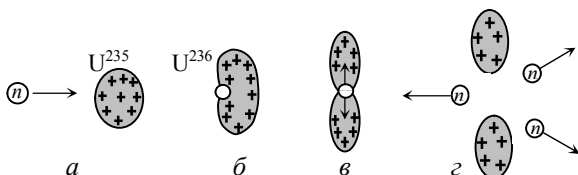
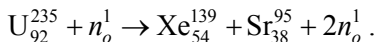
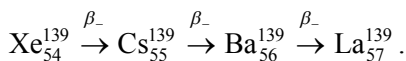


Рис. 2.1. Схема деления ядра урана

энергию (рис. 2.1 а). Образуется возбужденное ядро U^{236} (рис. 2.1 б). Избыточная энергия этого ядра приводит к более интенсивному движению отдельных нуклонов, в результате чего ядро приобретает удлиненную форму, короткодействующее ядерное взаимодействие нуклонов ослабевает из-за возросшего расстояния между ними, а кулоновское отталкивание между протонами ослабевает лишь незначительно и становится доминирующим (рис. 2.1 в). В результате ядро расщепляется надвое (рис. 2.1 г). Оказалось, что изотоп урана U^{235} делится легче, чем более распространенный изотоп U^{238} . При этом реакция деления не является однозначной, и осколки могут быть разными. Например, кроме вышеприведенной реакции, возможна следующая реакция:



Осколок деления Xe^{139} в результате трех актов β_- – распада превращается в стабильный изотоп лантана La_{57}^{139} :



В результате реакции деления высвобождается огромное количество энергии, так как масса ядра U^{235} значительно больше суммарной массы осколков деления: для урана удельная энергия связи составляет примерно 7,6 МэВ/нуклон, а у осколков деления с середины периодической системы элементов удельная энергия связи ядер составляет примерно 8,5 МэВ/нуклон. Разность энергий между исходным ядром урана и осколками деления составляет примерно 0,9 МэВ на нуклон. Учитывая, что общее количество нуклонов, участвующих в процессе деления 236, выделяющаяся при делении ядра урана энергия равна $Q = 0,9 \text{ МэВ/нуклон} \cdot 236 \text{ нуклонов} \approx 200 \text{ МэВ}$. Энергия, освобождающаяся при делении всех ядер, содержащихся в 1 кг U^{235} , равна примерно $2,3 \cdot 10^{10} \text{ Вт}\cdot\text{час}$. Такая энергия выделяется при взрыве 25 млн кг тротила. Энергия деления распределяется между осколками (основная доля), нейтронами, а также между продуктами последующего распада осколков деления.

Большинство нейтронов при делении испускается практически мгновенно ($t \leq 10^{-14} \text{ с}$), поэтому называются *мгновенными*. Около 0,7% от всех нейтронов испускается осколками деления спустя некоторое время после деления ($0,05 \leq t \leq 60 \text{ с}$) и называются *запаздывающими*. Энергия испущенных нейтронов меняется в широких пределах от 0 до 7 МэВ, причем на один нейтрон в среднем приходится энергия около 2 МэВ.

Вероятность деления ядер определяется энергией нейтронов. Например, если высокоэнергетические нейтроны вызывают деление практически всех ядер, то нейтроны с энергией в несколько МэВ – только тяжелых ядер ($A > 210$). Нейтроны, обладающие *энергией активации* (минимальной энергией, необходимой для осуществления реакции деления ядра) порядка 1 МэВ, вызывают деление ядер урана U^{238} , тория Th^{232} , протактиния Pa^{231} и плутония Pu^{239} . Тепловыми нейтронами делятся ядра U^{235} , Pu^{239} , U^{233} и Th^{230} . Тяжелые ядра способны к делению, если для них выполняется условие $Z^2/A \geq 17$, где Z^2/A – *параметр деления*. Если $Z^2/A \geq (Z^2/A)_{\text{крит}} = 49$ (*критический параметр*), ядра совершенно неустойчивы и не могут существовать. При $Z^2/A < (Z^2/A)_{\text{крит}}$ возможно *самопроизвольное деление ядра*, происходящее аналогично α – распаду за счет туннельного эффекта.

Испускаемые при делении ядер вторичные нейтроны могут вызвать деление других ядер, что приведет к *цепной реакции*. Один нейтрон первоначально вызывает деление одного ядра урана. Осколки деления обладают избытком нейтронов над протонами. Избыточные нейтроны, испускаемые осколками, называются *нейтронами деления*, которые могут вызвать деление других ядер (рис. 2.2). Процесс деления ядер сопровождается размножением нейтронов. Отношение числа нейтронов N_i , возникающих в данном акте деления, к их числу N_{i-1} в предыдущем акте называется *коэффициентом размножения нейтронов* $k = N_i / N_{i-1}$. Условием возникновения цепной реакции является требование $k \geq 1$.

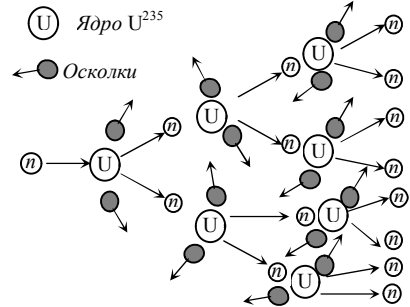


Рис. 2.2. Схема цепной реакции

Не все испускаемые нейтроны вызывают деление ядер. Во-первых, из-за конечных размеров *активной зоны* (пространство, где происходит цепная реакция) и большой проникающей способности нейтронов часть из них покидает активную зону. Во-вторых, часть нейтронов захватывается ядрами неделяющихся примесей. Кроме того, могут иметь место процессы радиационного захвата и неупругого рассеяния. Коэффициент размножения зависит от природы делящегося вещества, а для данного изотопа – от его количества, а также размеров и формы активной зоны. Минимальные размеры, при которых возможно осуществление цепной реакции, называются *критическими размерами*. Минимальная масса делящегося вещества, находящегося в системе критических размеров, необходимая для осуществления цепной реакции, называется *критической массой* (характерные значения составляют несколько килограммов).

Цепные реакции делятся на *управляемые* и *неуправляемые*. При $k = 1$ идет *самоподдерживающаяся реакция*, при которой число нейтронов с течением времени не изменяется (управляемая реакция в ядерных реакторах). При $k < 1$ идет *затухающая реакция*. При $k > 1$ идет *развивающаяся реакция* (взрыв *атомной бомбы*). Чтобы не было взрыва атомной бомбы при хранении, делящееся вещество делится на части, удаленные друг от друга, с массами ниже критической.

Для промышленного получения ядерной энергии необходимо управлять цепной реакцией, поддерживая значение коэффициента размножения нейтронов, равной единице. Ферми и его сотрудники в Чикагском университете доказали возможность обеспечения *управ-*

ляемой ядерной реакции, построив в 1942 г. первый ядерный реактор. В СССР первый ядерный реактор был построен в 1946 г. под руководством И.В. Курчатова в Москве.

В качестве ядерного горючего используется природный или частично обогащенный уран или торий. Природный уран почти на 99,3% содержит изотоп U^{238} и только примерно 0,7% актиноурана U^{235} . Ядра U^{238} способны испытывать деление при поглощении быстрого нейтрона с энергией более 1 МэВ, причем, как и при делении ядер актиноурана U^{235} , взамен одного поглощенного нейтрона испускаются два – три быстрых нейтрона. Однако роль этих ядер в развитии цепного процесса деления различна. Если масса актиноурана достаточно велика, то цепной процесс развивается в ней самопроизвольно; за очень короткий промежуток времени выделяется большое количество энергии, и происходит взрыв. В природном уране и вообще при большой концентрации U^{238} цепной процесс затухает, так как попадание нейтрона в ядро U^{238} из-за конкурирующих процессов редко приводит к его делению. Ядра урана U^{235} испытывают деление при поглощении не только быстрых, но и медленных тепловых нейтронов. Для быстрых нейтронов вероятность деления ядер U^{238} невелика: при энергии поглощенного нейтрона 1,5 МэВ деление происходит только в четырех случаях из 100, а в остальных – выброс нейтрона с пониженной скоростью, т.е. неупругое рассеяние. Однако, если замедлять образующиеся при делении ядер урана нейтроны до тепловых скоростей, то можно добиться осуществления цепного процесса и для природного урана, что используется в *гетерогенных ядерных реакторах*, в которых система урановых стержней строго рассчитанного диаметра при определенном расстоянии между стержнями («*решетка реактора*») погружается в среду (в графит или тяжелую воду), замедляющую нейтроны почти без их поглощения.

Рассмотрим принцип действия реактора *на тепловых нейтронах* (рис. 2.3). В активной зоне реактора расположены тепловыделяющие элементы 1 (ТВЭЛы) – блоки из ядерного горючего, заключенного в герметическую оболочку и замедлители 2. За счет энергии, выделяющейся при делении ядер, ТВЭЛы разогреваются, поэтому для охлаждения используется теплоноситель 5. Активная зона окружается отражателем нейтронов 4 из графита, уменьшающим утечку нейтронов. В реакторах имеются подвижные управляющие стержни 6 (обычно из кадмия), назначение которых состоит в том, чтобы поглощать нейтроны и поддерживать реактор в едва «критическом» состоянии при коэффициенте размножения нейтронов $k = 1$. Параметры реактора рассчитываются так, чтобы при полностью вставленных стержнях

реакция заведомо не идет, при постепенном вынимании стержней коэффициент размножения нейтронов растет и при некотором их положении доходит до единицы – и реактор начинает работать. По мере работы реактора количество делящегося материала в активной зоне уменьшается, и происходит ее загрязнение осколками деления. Для поддержания реакции деления управляющие стержни с помощью автоматических устройств постепенно извлекаются из активной зоны. Подобное манипулирование управляющими стержнями для поддержания $k = 1$ было бы невозможно, если бы не было запаздывающих нейтронов, испускаемых делящимися ядрами с запаздыванием до 1 мин. В реакторе имеются также аварийные стержни, введение которых при внезапном увеличении интенсивности реакции немедленно ее обрывает.

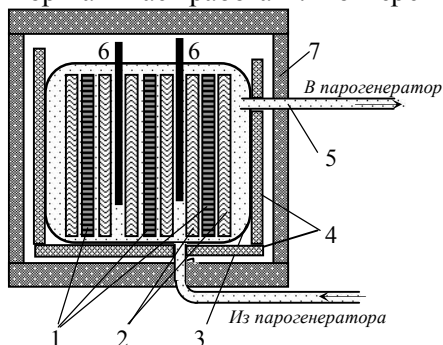


Рис. 2.3. Схема ядерного реактора.
 1 – урановые стержни; 2 – замедлитель;
 3 – металлический бак; 4 – отражатель;
 5 – теплоноситель; 6 – управляющие стержни; 7 – защитный корпус

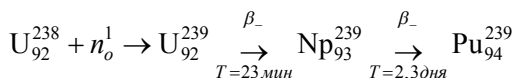
Любой реактор имеет систему экранов из защитных материалов от проникающей радиации (например, бетон, свинец, вода), располагающихся за его отражателями, и пульт дистанционного управления.

В качестве делящихся и сырьевых веществ используются U_{92}^{235} , Pu_{94}^{239} , U_{92}^{233} , U_{92}^{238} , Th_{90}^{232} , в качестве замедлителей – вода (обычная и тяжелая), графит, бериллий, органические жидкости и т.д., в качестве теплоносителей – воздух, вода, водяной пар, He, CO_2 и т.д.

По характеру размещения ядерного горючего и замедлителя в активной зоне реакторы делятся на *гомогенные* (оба вещества равномерно смешаны друг с другом) и *гетерогенные* (вещества располагаются порознь в виде блоков).

В основном для получения энергии используются реакторы на тепловых нейтронах, однако имеются и реакторы на быстрых нейтронах. Впервые ядерная энергия для мирных целей использована в СССР. В Обнинске в 1954 г. введена в эксплуатацию первая атомная электростанция мощностью 5 МВт. Огромные возможности для развития атомной энергетики открываются с созданием реакторов – размножителей на быстрых нейтронах (*бридеров*), в которых выработка

энергии сопровождается производством вторичного горючего – плутония по следующей схеме:



Первая опытно-промышленная станция такого типа мощностью 350 МВт построена в СССР в г. Шевченко на берегу Каспийского моря. Помимо создания мощных АЭС общей мощностью ~ 1500 МВт большое внимание уделяется созданию небольших АЭС с мощностью 750...1500 кВт, для решения задач малой ядерной энергетики.

Урановые руды встречаются во многих районах Земли: Южной Америке, Африке, США, Европе. Следует учитывать, что изотоп U^{235} относится к невозобновляемым ресурсам. Он не образуется в природе, и если его полностью использовать в ядерных реакторах – он исчезнет навсегда.

Ядерное топливо в своей природной форме не может использоваться как топливо в ядерных реакторах и должно пройти сложный и дорогостоящий процесс переработки, обогащения и изготовления ТВЭЛов. По оценкам, доля затрат на собственно добычу природного урана составляет в суммарных затратах на атомных электрических станциях (АЭС) лишь около 11%.

Мировые запасы дорогого урана весьма велики. Так, ресурсы урана при затратах на извлечение 1 кг урана стоимостью до 200\$ составляет примерно $10^7...10^8$ т, а при затратах до 500\$ – примерно 10^9 т.

Если иметь ввиду, что 1 т природного урана при использовании в реакторах на быстрых нейтронах эквивалентна примерно 10^6 т у.т., приведенная выше оценка ($10^7...10^8$ т) природного урана оказывается эквивалентной $10^{13}...10^{14}$ т у.т.

Годовой расход природного урана на АЭС с реактором на медленных нейтронах мощностью 1 млн кВт равен примерно 500 т при максимальной нагрузке 7000 ч/год и КПД ~ 25%.

Россия является четвертой в мире страной по производству атомной энергии после США, Франции, и Японии. В России действуют 10 АЭС. Запланировано увеличение мощностей АЭС примерно в 2...2,5 раза (с 23,8 ГВт в 2008 г. до 52...62 ГВт к 2030 г.). Проводятся работы по обеспечению надежности и безопасности АЭС.

2.4. Возобновляемые источники энергии

Невозобновляемые источники энергии, о которых шла речь выше, составят основу энергетики мира, по крайней мере, в течение многих десятилетий. Однако ясно, что существенного роста потребления энергии на базе невозобновляемых источников затруднительно как и в силу их ограниченности, так и из-за нежелательного воздействия на окружающую среду.

В отличие от традиционной энергетики, энергетика возобновляемых источников базируется не на запасах вещества, а на природных потоках энергии. К ним относятся потоки солнечного излучения, потоки ветра, волны.

Солнечная энергетика основана на поглощении лучистой энергии солнца либо непосредственно, либо после оптической фокусировки светового потока на приемнике излучения. Солнечная энергия может быть преобразована в электрическую энергию с использованием фотоэлектрических солнечных электростанций (фотоэлектрические СЭС), солнечных электростанций башенного типа, работающих по термодинамическому циклу (гелиостатные ЭС), солнечных прудов, либо в тепловую с применением солнечных коллекторов для нагрева теплоносителя (вода, воздух и др).

Ветроэнергетика основана на преобразовании в электроэнергию части кинетической энергии потока воздуха. Имеются автономные ветроэнергоустановки (ВЭУ) небольшой мощности для энергоснабжения индивидуальных потребителей; системные ветроэлектростанции (ВЭС) средней и большой мощности, предусматривающие работу нескольких агрегатов в одной электроэнергетической системе; а также возможности использования струйных течений в тропосфере (на высотах ~ 3...12 км от поверхности Земли), где скорости ветра составляют от 30 до 200 км/ч.

Геотермальная энергетика основана на использовании теплоты горячей воды и пара из недр Земли. Геотермальная энергия может применяться как для целей теплоснабжения, так и для выработки электрической энергии на геотермальных электростанциях (ГеоТЭС). ГеоТЭС могут работать на естественных парогидротермах (типа гейзеров) или искусственных – при нагреве воды, закачиваемой в разрывы сухих горячих горных пород.

Биоэнергетика основана на использовании биомассы растительного происхождения, а также органических отходов промышленного и сельскохозяйственного производства. Накопление энергии биомассы

осуществляется путем преобразования солнечного излучения в химическую энергию растительного топлива при протекании фотосинтеза. Биомасса растительного происхождения, а также органические отходы находят применение при получении энергии и энергоносителей: путем прямого сжигания в различных топочных устройствах; в результате биогазификации (анаэробного разложения биомассы) с выделением универсального топлива – биогаза; с использованием различных процессов переработки (пиролиза, гидрогенизации, биоконверсии) для получения твердого, жидкого, газообразного топлива – угля, спиртов, синтетической нефти и газа.

Энергетика океана. Океан является колоссальным аккумулятором энергии излучения солнца, а также механической энергии в виде приливов (вызванных притяжением Луны и Солнца), волн, течений. Преобразование энергии океана в электроэнергию возможно с использованием тропических океанских ТЭС (ОТЭС), извлекающих энергию из перепада температур между теплыми, поверхностными, и холодными, глубинными слоями океана, или арктических ОТЭС, использующих разность температур морской воды и холодного воздуха в арктических (антарктических) районах земного шара. В стадии разработки и практического применения находятся различные типы приливных, волновых электрических станций, а также электрические станции, использующие градиент солености воды.

Водородная энергетика. Водород является универсальным энергетическим топливом и энергоносителем. Получить водород можно из обычной воды путем ее электролиза или за счет паровой конверсии метана. Однако для извлечения водорода из химических соединений требуется затратить энергию. Водород можно использовать как моторное топливо для автомашин, самолетов, а также ракет. При сгорании водорода в воздухе в основном образуются пары воды и окись азота, меньше загрязняющего воздействия на окружающую среду.

Тепловые насосы основаны на использовании теплоты окружающей среды (воздуха, грунта, воды), а также сбросных потоков низкопотенциальной теплоты с повышением их температуры до требуемого уровня путем затраты электрической или химической энергии. Применение теплонасосных систем для целей отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования воздуха, а также в некоторых технологических процессах дает заметный энергосберегающий эффект.

3. СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

3.1. Назначение, структура и классификация систем теплоснабжения

Теплоснабжение жилых, общественных зданий и промышленных предприятий главным образом производится системами централизованного теплоснабжения, источниками теплоты в которых служат теплоэлектроцентрали или крупные котельные.

Различают теплоту низкого (температура теплоносителя $t \leq 150$ °С, среднего ($150^\circ\text{C} < t \leq 350$ °С) и высокого ($t_T > 350$ °С) потенциала. Обычно в качестве теплоносителя применяются вода или водяной пар.

Потребителями низкопотенциальной теплоты являются системы отопления, вентиляции, горячего водоснабжения, кондиционирования воздуха, а также технологические установки. Теплота среднего и высокого потенциала используется в технологических процессах различных отраслей промышленности. Системы отопления, работающие на горячей воде, широко распространены в жилых, общественных и промышленных зданиях. Кроме того, в промышленных зданиях используются паровые системы отопления. Соответствие санитарным нормам качества воздуха в общественных зданиях и в производственных помещениях обеспечивается с помощью вентиляции и сопровождается нагревом свежего воздуха в калориферах с помощью пара или горячей воды. Горячее водоснабжение (ГВС) обеспечивает жилые и промышленные здания водой, удовлетворяющей нормам на питьевую воду и имеющей температуру 50...60°С. В летний период в помещениях повышенной комфортности используются системы кондиционирования воздуха, поддерживающие необходимые температуру и влажность воздуха.

Основными частями системы теплоснабжения являются источник тепла, тепловая сеть и системы теплоснабжения. В качестве источника тепла могут быть ТЭЦ, районные или групповые котельные, местные котельные и индивидуальные источники тепла. На теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) одновременно производится электрическая и тепловая энергия, т.е. осуществляется теплофикация, поэтому системы теплоснабжения от ТЭЦ называют теплофикационными. Системы теплоснабжения от районных котельных (РК) или групповых котельных называют *централизованными системами теплоснабжения*.

Местная котельная обслуживает, как правило, одного потребителя, например, небольшое предприятие. Этот источник теплоты можно считать децентрализованным или *индивидуальным*.

На ТЭЦ или в котельной имеется комплекс установок и оборудования для приготовления теплоносителя (воды или пара), который транспортируется к потребителям по тепловым сетям из трубопроводов. В районе размещения потребителей теплоты имеются групповые или индивидуальные тепловые пункты, к которым присоединены системы теплоснабжения.

Комплекс установок и оборудования, предназначенных для подготовки, транспорта и использования теплоносителя, составляет систему теплоснабжения.

Систему теплоснабжения можно классифицировать:

- по источнику теплоснабжения – теплофикационные системы, централизованные системы от районных или групповых котельных и децентрализованные – от местных, индивидуальных котельных;
- теплоносителю – водяные и паровые;
- способу присоединения систем горячего водоснабжения потребителей тепла – на закрытые и открытые;
- способу транспорта теплоносителей или по количеству трубопроводов теплосети – на одно-, двух- и многотрубные;
- режиму отпуска теплоты – системы с центральным, местным и смешанным регулированием; с количественным, качественным, качественно-количественным и прерывистым регулированием (регулирование пропусками).

Для транспортировки теплоты в настоящее время используют два вида теплоносителя – воду и пар, в связи с чем, и различают водяные и паровые системы теплоснабжения. Для покрытия сезонной нагрузки и нагрузки горячего водоснабжения в качестве теплоносителя используют воду. Пар в качестве теплоносителя используется для технологических нужд в паровых системах теплоснабжения промышленных предприятий. В этих случаях теплоноситель – пар часто используется также для отопительной, вентиляционной и системы горячего водоснабжения.

Выбор теплоносителя определяется технико-экономическим расчетом и зависит от характера источника тепла и потребностей потребителя теплоты.

Вода как теплоноситель имеет ряд преимуществ перед паром:

- возможность транспорта тепла на большие расстояния без его существенных потерь. Понижение температуры воды в среднем составляет менее 1°C на 1 км теплопровода. Энергетический потен-

циал пара изменяется более значительно, например, давление пара уменьшается в среднем на 0,1...0,15 МПа на 1 км длины паропровода;

- осуществление центрального качественного и количественного регулирования у источника тепла;
- сохранение всего конденсата у источников тепла. В паровых системах неизбежна потеря конденсата, а также его загрязнение и аэрация. Очистка возвращаемого конденсата и его деаэрация в ряде случаев приводит к значительным затратам;
- схемы присоединения потребителей к водяным теплоносителям проще, чем к паропроводам. Дополнительные устройства и оборудование систем возврата и транспорта конденсата в паровых системах также увеличивают материальные затраты;
- повышенная аккумулирующая способность водяной системы позволяет сглаживать график теплоснабжения.

Пар как теплоноситель в свою очередь имеет следующие преимущества:

- широкие возможности применения как теплоносителя при сочетании технологических нагрузок с нагрузками отопительной, вентиляционной системы и системы горячего водоснабжения;
- хорошее распределение тепла между абонентами при разветвленной тепловой сети;
- незначительная величина гидростатического давления при больших перепадах высот рельефа местности вследствие значительно меньшей плотности пара по сравнению с водой;
- отсутствие расхода электроэнергии на транспортировку пара. В паровых системах электроэнергия расходуется только на возврат конденсата, количество ее значительно меньше, чем количество электроэнергии на транспорт воды в водяных системах;
- простота обнаружения аварий и их ликвидация.

При выборе параметров теплоносителя учитываются технико-экономические показатели по всем элементам системы – источнику тепла, тепловой сети, абонентским установкам.

Для удовлетворения нагрузки отопления, вентиляции и горячего водоснабжения обычно применяют водяные системы теплоснабжения. Пар как теплоноситель используется на предприятиях, обычно в сочетании с технологическим потреблением, а также технологических аппаратов в виде конденсата. При выборе паровых систем от ТЭЦ используется пар более высокого потенциала, поэтому удельная выработка электроэнергии уменьшается.

3.2. Теплоэлектроцентрали промышленных предприятий

Теплоэлектроцентральный (ТЭЦ) – тепловая электростанция, вырабатывающая не только электрическую энергию, но и теплоту, отпускаемую потребителям в виде пара и горячей воды. Комбинированное производство энергии двух видов способствует более экономному использованию топлива по сравнению с отдельной выработкой электроэнергии на конденсационных электростанциях (ГРЭС) и тепловой энергии на местных котельных установках. Замена местных котельных, нерационально использующих топливо и загрязняющих атмосферу городов и поселков, централизованной системой теплоснабжения способствует не только значительной экономии топлива, но и повышению чистоты воздушного бассейна, улучшению санитарного состояния населенных пунктов.

Исходный источник энергии на ТЭЦ – органическое топливо (на паротурбинных и газотурбинных ТЭЦ) либо ядерное топливо (на атомных ТЭЦ – АТЭЦ). Преимущественное распространение имеют паротурбинные ТЭЦ на органическом топливе, являющиеся наряду с конденсационными электростанциями основным видом тепловых паротурбинных электростанций (ТПЭС). Различают ТЭЦ промышленного типа – для снабжения теплом промышленных предприятий, и отопительного типа – для отопления жилых и общественных зданий, а также для снабжения их горячей водой. Тепловая энергия от промышленных ТЭЦ передается на расстояние до нескольких км (преимущественно в виде теплоты пара), от отопительных – на расстояние до 20...30 км (в виде теплоты горячей воды).

Основное оборудование паротурбинных ТЭЦ – турбоагрегаты, преобразующие энергию рабочего вещества (пара) в электрическую энергию, и котловые агрегаты, вырабатывающие пар для турбин. В состав турбоагрегата входят паровая турбина и синхронный генератор. Паровые турбины, используемые на ТЭЦ, называются теплофикационными турбинами (ТТ). Среди них различают ТТ: с противодавлением, обычно равным 0,7...1,5 МПа (устанавливаются на ТЭЦ, снабжающих паром промышленные предприятия); с конденсацией и отборами пара под давлением 0,7...1,5 МПа (для промышленных потребителей) и 0,05...0,25 МПа (для коммунально-бытовых потребителей); с конденсацией и отбором пара (отопительным) под давлением 0,05...0,25 МПа.

Отработавшее тепло ТТ с противодавлением можно использовать полностью. Однако электрическая мощность, развиваемая такими турбинами, зависит непосредственно от величины тепловой нагрузки, и при отсутствии последней (как это, например, бывает в летнее время на отопительных ТЭЦ) они не вырабатывают электрической мощности. Поэтому ТТ с противодавлением применяют лишь при наличии достаточно равномерной тепловой нагрузки, обеспеченной на всё время действия ТЭЦ (то есть преимущественно на промышленных ТЭЦ).

У ТТ с конденсацией и отбором пара для снабжения теплом потребителей используется лишь пар отборов, а тепло конденсационного потока пара отдаётся в конденсаторе охлаждающей воде и теряется. Для сокращения потерь тепла такие ТТ большую часть времени должны работать по «тепловому» графику, то есть с минимальным «вентиляционным» пропуском пара в конденсатор. ТТ с конденсацией и отбором пара получили на ТЭЦ преимущественное распространение как универсальные по возможным режимам работы. Их использование позволяет регулировать тепловую и электрическую нагрузки практически независимо; в частном случае, при пониженных тепловых нагрузках или при их отсутствии, ТЭЦ может работать по «электрическому» графику, с необходимой, полной или почти полной электрической мощностью.

Электрическую мощность теплофикационных турбоагрегатов (в отличие от конденсационных) выбирают предпочтительно не по заданной шкале мощностей, а по количеству расходуемого ими свежего пара. Поэтому в России крупные теплофикационные турбоагрегаты унифицированы именно по этому параметру. Так, турбоагрегаты Р-100 с противодавлением, ПТ-135 с промышленными и отопительными отборами и Т-175 с отопительным отбором имеют одинаковый расход свежего пара (около 750 т/ч), но различную электрическую мощность (соответственно 100, 135 и 175 МВт). Котлоагрегаты, вырабатывающие пар для таких турбин, имеют одинаковую производительность (около 800 т/ч). Такая унификация позволяет использовать на одной ТЭЦ турбоагрегаты различных типов с одинаковым тепловым оборудованием котлов и турбин. В России унифицируются также котлоагрегаты, используемые для работы на ТПЭС различного назначения. Так, котлоагрегаты производительностью по пару 1000 т/ч используют для снабжения паром как конденсационных турбин на 300 МВт, так и самых крупных в мире ТТ на 250 МВт.

Давление свежего пара на ТЭЦ в России принято равным 13...14 МПа (преимущественно) и 24...25 МПа (на наиболее крупных теплофикационных энергоблоках – мощностью 250 МВт). На ТЭЦ с давлением пара 13...14 МПа, в отличие от ГРЭС, отсутствует промежуточный перегрев пара, так как на таких ТЭЦ он не даёт столь существенных технических и экономических преимуществ, как на ГРЭС. Энергоблоки мощностью 250 МВт на ТЭЦ с отопительной нагрузкой выполняют с промежуточным перегревом пара.

Тепловая нагрузка на отопительных ТЭЦ неравномерна в течение года. В целях снижения затрат на основное энергетическое оборудование часть теплоты (40...50%) в периоды повышенной нагрузки подаётся потребителям от пиковых водогрейных котлов. Доля тепла, отпускаемого основным энергетическим оборудованием при наибольшей нагрузке, определяет величину коэффициента теплофикации ТЭЦ (обычно равного 0,5...0,6). Подобным же образом можно покрывать пики тепловой (паровой) промышленной нагрузки (около 10...20% от максимальной) пиковыми паровыми котлами невысокого давления.

В схемах с турбинами с противодавлением (типа Р) (рис. 3.1 а) весь отработавший пар подается тепловому потребителю, поэтому существует прямая зависимость между вырабатываемой электрической энергией и расходом этого пара. При пониженных электрических нагрузках часть пара пропускается помимо турбины через редуцирующе-охладительное устройство (РОУ); при высоких электрических нагрузках и небольшой потребности в паре у теплового потребителя недостающая электроэнергия вырабатывается на электростанциях с турбинами конденсационного типа. Таким образом, установка используется достаточно эффективно только в случае, когда она рассчитана на ту часть тепловой нагрузки, которая сохраняется в течение большей части года. Давление пара за турбиной выбирается по требованию потребителя.

На установках с турбинами с регулируемым отбором (рис. 3.1 б), выработка электрической энергии и отпуск теплоты могут изменяться в достаточно широких пределах независимо друг от друга. При этом полная номинальная электрическая мощность, достигается в отсутствие тепловой нагрузки. Турбины такого типа имеют обычно один, два или даже три регулируемых отбора. При одном регулируемом отборе отводимый от турбины пар может поступать на производственные нужды (турбины типа П) или на теплофикацию (турбины типа Т). При двух регулируемых отборах либо оба отбора являются теплофикационными (турбины типа Т), либо один из них является производст-

венным, а другой – теплофикационным (турбины типа ПТ). Имеются также установки с одним производственным и двумя теплофикационными отборами.

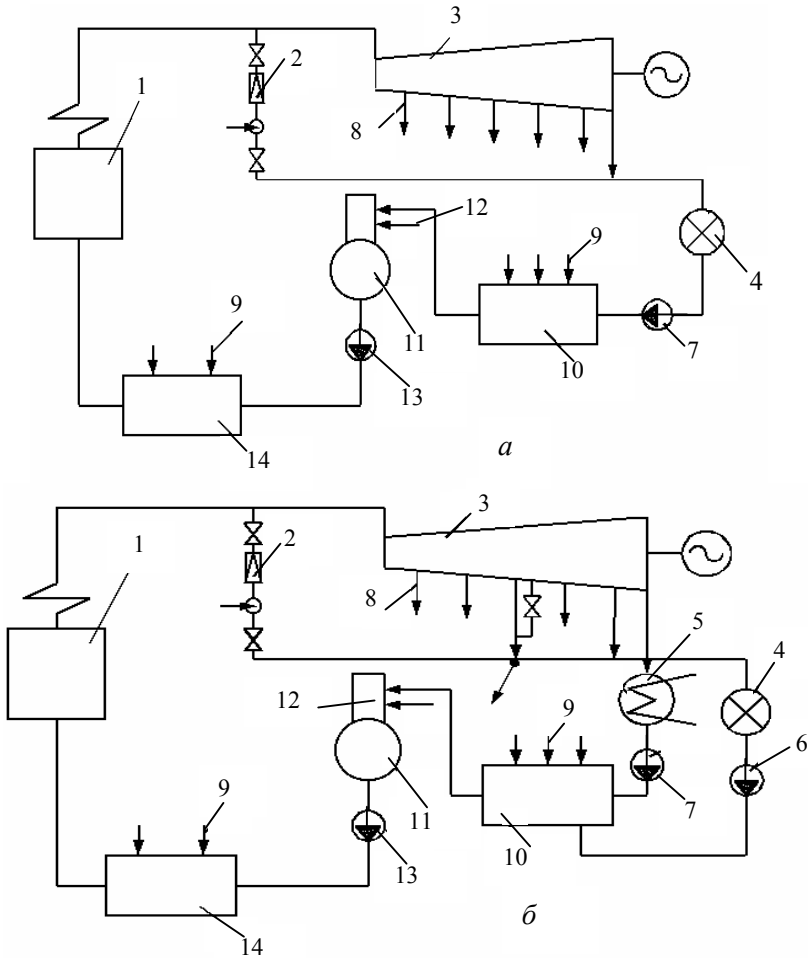


Рис. 3.1. Схемы ТЭЦ на органическом топливе: а) с турбиной с противодавлением; б) с турбиной с регулируемым отбором пара; 1 – паровой котел; 2 – РОУ; 3 – турбоагрегат; 4 – тепловой потребитель; 5 – конденсатор; 6 – насос обратного конденсата; 7 – конденсатный насос; 8 – пар от отборов; 9,12 – пар на регенеративный подогрев и в деаэрактор; 11 – деаэрактор; 10, 14 – регенеративные подогреватели низкого и высокого давлений; 13 – питательный насос

На ТЭЦ используют твёрдое, жидкое или газообразное топливо. Вследствие большей близости ТЭЦ к населённым пунктам на них шире (по сравнению с ГРЭС) используют более ценное, меньше загрязняющее атмосферу твёрдыми выбросами топливо – мазут и газ. Для защиты воздушного бассейна от загрязнения твёрдыми частицами используют (как и на ГРЭС) золоуловители, для рассеивания в атмосфере твёрдых частиц, окислов серы и азота сооружают дымовые трубы высотой до 200...250 м. ТЭЦ, сооружаемые вблизи потребителей тепла, обычно отстоят от источников водоснабжения на значительном расстоянии. Поэтому на большинстве ТЭЦ применяют оборотную систему водоснабжения с искусственными охладителями – градирнями. Прямоточное водоснабжение на ТЭЦ встречается редко.

На газотурбинных ТЭЦ в качестве привода электрических генераторов используют газовые турбины. Теплообеспечение потребителей осуществляется за счёт тепла, отбираемого при охлаждении воздуха, сжимаемого компрессорами газотурбинной установки, и тепла газов, отработавших в турбине. В качестве ТЭЦ могут работать также парогазовые электростанции (оснащенные паротурбинными и газотурбинными агрегатами) и атомные электростанции.

3.3. Схемы теплоэлектроцентралей

Тепловые схемы теплоэлектроцентралей зависят от типа установленного теплофикационного оборудования и турбин. Теплоэлектроцентрали могут иметь турбины с противодавлением или конденсационные с регулируемыми отборами пара (рис. 3.1). Небольшое число (около 15 %) действующих ТЭЦ оборудованы турбинами сравнительно небольшой мощности (до 25 МВт) с начальным давлением пара до 6 МПа. Новые ТЭЦ имеют турбины большой единичной мощности (50...250 МВт), работающие на высоких и закритических параметрах пара.

Нерегулируемые отборы с давлением пара 0,06...3,8 МПа используются для регенеративного подогрева питательной воды котельных агрегатов. Регулируемый промышленный отбор с давлением 1,2...1,5 МПа предназначен для отпуска пара на технологические нужды предприятий, часть этого пара идет на деаэрацию и регенеративный подогрев питательной воды. Расход пара на технологию обеспечивается подачей острого пара через редукционно-охладительную установку (РОУ). Нижний регулируемый теплофикационный отбор пара с давлe-

нием до 0,2 МПа обеспечивает подогрев сетевой воды в нижней ступени подогревателя от 65 °С до 110 °С.

В ТЭЦ с турбинами с противодавлением (типа Р) (рис. 3.1 а) отработавший пар подается тепловому потребителю. На установках с турбинами, имеющими регулируемые отборы (рис. 3.1 б), выработка электрической энергии и отпуск теплоты могут изменяться независимо в достаточно широких пределах. При водяной системе теплоснабжения отборный пар из части турбин низкого давления (ЧНД) 0,06...0,25 МПа поступает в водородогреватели ТЭЦ, в которых нагревают воду, циркулирующую в тепловой и системах потребителей теплоты и превращается в конденсат, который затем поступает в котел. Весь конденсат остается на ТЭЦ.

Последовательность получения и использования пара и преобразования тепловой энергии в электрическую можно проследить на примере тепловой электрической станции (ТЭС), работающей на органическом топливе (рис. 3.2).

В настоящее время в качестве топлива преимущественно используется природный газ, который по газопроводу поступает на территорию теплоэнергоцентрали (ТЭЦ) в газорегуляторный пункт (ГРП) или газорегуляторную установку (ГРУ), где давление газа снижают до рабочего и поддерживают его на заданном уровне. Из ГРП газ подается к газомазутным горелкам 34, которые по конструкции существенно отличаются от горелок для твердого топлива.

В качестве резервного топлива обычно используется мазут, который из мазутохранилища 32, обогреваемого паром через фильтры тонкой очистки 33 насосами 31 подается в горелку 34 и после смешивания с воздухом сгорает.

Котельный агрегат имеет топку 1 с расположенными в ней испарительными трубами 4, верхний 2 и нижний 35 барабаны, конвективный пароперегреватель 22, пароперегреватель 21, водяной экономайзер 23.

Воздух, необходимый для сжигания газа, забирается из верхней части котельной и по воздухозаборному коробу 24 с помощью дутьевого вентилятора подается в воздухоподогреватель 26. В трубчатом воздухоподогревателе, где обеспечивается перекрестное движение воздуха по отношению к газам осуществляется нагрев воздуха, поступающего в горелки. Это приводит к дополнительному снижению температуры газов на выходе из котла до 120...160 °С.

Топливо сжигается во взвешенном состоянии в большом объеме топочной камеры, стены которой закрыты (экранированы) одним ря-

дом плотно расположенных труб (испарительная поверхность), внутри которых движется вверх в барабан кипящая вода и образующийся насыщенный пар высокого давления. В барабане большого диаметра (1,6...2,0 м) происходит их разделение. Далее насыщенный пар поступает в пароперегреватель 21, состоящий из большого числа согнутых U – образных труб (змеевиков) диаметром 32...42 мм, объединенных входным и выходным коллекторами.

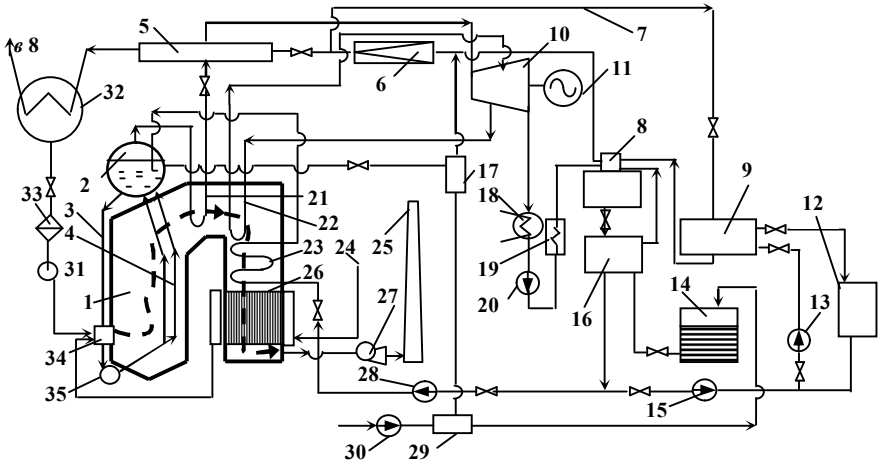


Рис. 3.2. Упрощенная технологическая схема ТЭЦ: 1– топка; 2– верхний барабан-сепаратор; 3 – опускные трубы; 4 – паробразующие трубы; 5 – паросборный коллектор; 6 – редукционная установка; 7 – паропровод к бойлеру; 8 – деаэратор; 9 – пароводяной бойлер; 10 – турбина; 11 – генератор; 12 – потребитель; 13 – сетевой насос; 14 – система химической очистки воды; 15 – подпиточный насос; 16– охладитель деаэрированной воды; 17 – расширитель непрерывной продувки; 18 – конденсатор; 19 – подогреватель низкого давления; 20 – конденсатный насос; 21 – пароперегреватель; 22 – промежуточный пароперегреватель; 23 – экономайзер; 24 – воздухозаборный короб; 25 – дымовая труба; 26 – воздухоподогреватель; 27 – дымосос; 28– питательный насос; 29– подогреватель сырой воды; 30 – насос; 31 – насос мазута; 32 – мазутохранилище; 33 – фильтр; 34 – горелочное устройство; 35 – нижний коллектор топочного экрана

Продукты сгорания на выходе из топки при температуре около 1000 °С омывают змеевиковые трубные поверхности перегревателей, а затем змеевиковые поверхности экономайзера. Таким образом, при докритическом давлении современный котел имеет три типа теплооб-

менных поверхностей: экономайзерные, обеспечивающие подогрев питательной воды до температуры, близкой к насыщению, испарительные (парообразующие), производящие необходимое количество насыщенного пара, и пароперегревательные, повышающие температуру и работоспособность пара. Все типы поверхностей связаны с барабаном и конструктивно зафиксированы: их размер не изменяется в зависимости от нагрузки.

Котел для сжигания твердого топлива имеет в нижней части топки устройство для удаления шлаков, образующихся в зоне ядра горящего факела. Охлаждение шлаков достигается сближением двух противоположных экранов топки, охлаждаемых изнутри на этом участке водой. Это устройство называется холодной воронкой. При сжигании газа и мазута отсутствует холодная воронка и нижняя часть топки имеет горизонтальный под, выложенный огнеупорным материалом.

Пар поступает в общий сборный коллектор 5, откуда направляется в турбину и технологическим потребителям. Часть пара после снижения давления в редукционной установке 6 подается в деаэратор 8, где происходит удаление из питательной воды растворенных в ней агрессивных газов.

Для получения горячей воды, расходуемой на технологические нужды и теплоснабжение, в котельной установлен пароводяной бойлер 9. Пар в бойлер поступает из общего паросборного коллектора 5 по специальному паропроводу 7. Сетевая вода сетевым насосом 13, установленным на обратной линии, подается для нагрева в бойлер, из которого поступает в прямую линию системы теплоснабжения к потребителям теплоты 12. Подпитка тепловой сети осуществляется подпиточным насосом 15, забирающим воду из деаэратора, общего для системы теплоснабжения и питания котла. Для уменьшения соледержания котловой воды из барабана 2 по трубопроводу через расширитель 17 производится непрерывная продувка. Котловая вода в результате снижения давления в расширителе вскипает. Образующийся при этом пар поступает в паровую линию к деаэратору, а горячая вода – в подогреватель сырой воды 29, которая насосом 30 подается в систему 14 химической подготовки воды. Химически очищенная вода перед поступлением в деаэратор подогревается в охладителе 16 деаэрированной воды. Деаэрированная вода питательным насосом 28 направляется в водяной экономайзер 23 котла.

Паротурбинная установка, используемая для получения электрической энергии за счет теплоты сгорающего топлива, называется энергоблоком. Энергоблок состоит из трех основных агрегатов: паро-

вого котла, паровой турбины 10 и электрогенератора 11. На современных ТЭС с агрегатами единичной электрической мощности 100 МВт и выше применяется промежуточный перегрев пара, при котором частично отработавший пар из промежуточных ступеней турбины возвращается в паровой котел. Отработанный в турбине пар поступает в конденсатор 18, откуда конденсатным насосом 20 направляется в подогреватель низкого давления 19 и далее в деаэратор 8.

В нашей стране паротурбинные установки конденсационного типа на органическом топливе работают по циклу без промежуточного перегрева пара при начальных условиях пара p_0 до 8,8 МПа и температуре перегретого пара на входе в турбину t_0 до 535 °С; по циклу с промежуточным перегревом начальные давления равны 12,7 и 23,5 МПа, а $t_0 = 540...560$ °С.

На АЭС широко применяется насыщенный пар. Это объясняется тем, что в ряде случаев перегрев пара непосредственно в ядерном реакторе весьма усложняет конструкцию реактора и схему установки, требует существенных дополнительных капитальных затрат. В то же время на АЭС стоимость ядерного горючего, отнесенная к единице выработанной энергии, значительно ниже, чем на тепловых электростанциях. Поэтому производство электроэнергии на установках меньшей стоимости даже при более низких значениях КПД экономически оправдано.

Атомные ТЭС также могут иметь турбины с противодавлением, конденсацией и регулируемыи отборами (рис. 3.3). Эффективна также схема, в которой отвод теплоты на теплофикацию осуществляется от теплоносителя, уже охлажденного в парогенераторе. Такую схему можно применять как в сочетании с отбором теплоты от турбины, так и при турбинах чисто конденсационного типа. Чем выше отвод теплоты в теплообменнике, тем ниже температура теплоносителя на входе в реактор и больше его тепловая мощность. Так как капитальные затраты по реакторному залу остаются при этом неизменными (а реакторный зал – один из наиболее дорогостоящих элементов АЭС), то экономические показатели станции улучшаются.

В атомной энергетике находят применение также схемы, в которых реактор используется только для выработки теплоты (атомные станции теплоснабжения – АСТ). На атомных станциях теплоснабжения реактор работает при низких температурах, его можно изготовить из относительно недорогих материалов. Эта схема (рис. 3.3 з) относительно проста, легко регулируется и в ряде случаев может оказаться экономически выгодной.

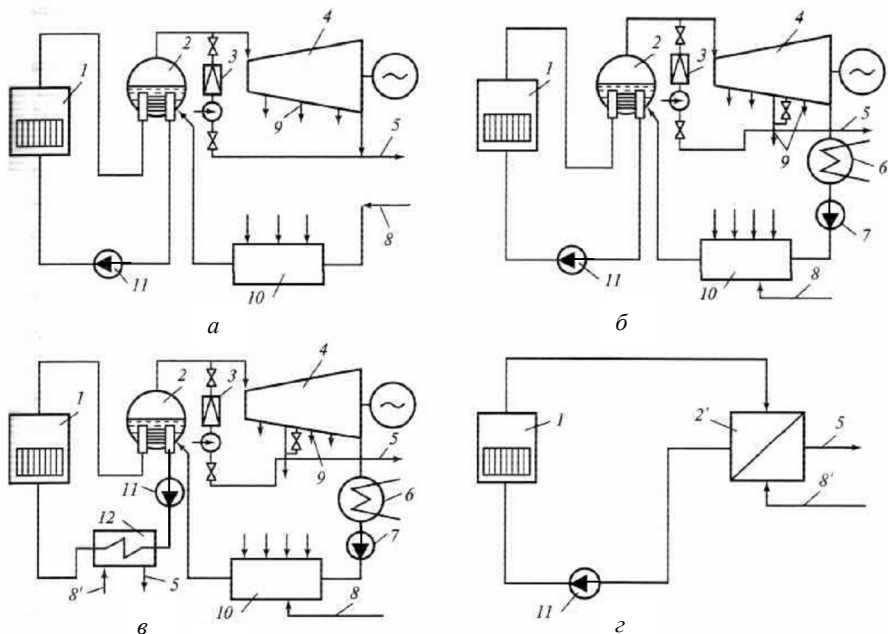


Рис. 3.3. Упрощенная схема АТЭС с турбогенератором с противодавлением (*а*), промежуточным отбором (*б*), теплообменником в первом контуре (*в*) и схема установки для централизованного теплоснабжения (*г*): 1 – реактор; 2 – парогенератор; 2' – теплообменник первого контура ТП; 3 – РОУ; 4 – турбогенератор; 5 – пар в теплообменник контура теплового потребителя (ТП); 6 – конденсатор; 7 – конденсатный насос; 8 – конденсат из контура ТП; 8' – охлажденная вода из теплообменника ТП; 9 – пар на регенеративный подогрев и в деаэратор; 10 – система регенеративного подогрева конденсата и питательной воды; 11 – циркуляционный насос; 12 – теплообменник

Схема АЭС может быть одноконтурной, двухконтурной и трехконтурной.

На АЭС, работающей по одноконтурной схеме, пар образуется в активной зоне реактора и оттуда направляется в турбину. Однако образующийся в реакторе пар радиоактивен, поэтому большая часть оборудования АЭС должна иметь защиту от излучений.

По двухконтурной (рис. 3.3 *а*, *б*, *в*) и трехконтурной схемам отвод теплоты из реактора осуществляется теплоносителем, который затем передает теплоту рабочей среде непосредственно или через теплоноситель промежуточного контура. В этом случае рабочая среда и теплоноситель второго контура нерадиоактивны, поэтому эксплуатация

электростанций существенно облегчается. Во всех схемах конденсат после конденсатора б проходит систему регенеративного подогрева.

На АЭС теплота может поступать к потребителю с паром от паропреобразователей и с горячей водой от сетевых подогревательных установок. На рис. 3.4 приведена схема подвода теплоты тепловому потребителю на АСТ. Теплообменники первого контура ТП (второго контура АСТ) размещены в корпусе реактора. На блоках АСТ мощностью 500 МВт (АСТ-500), построенных в нашей стране, в контуре реактора давление равно 1,6 МПа, в первом контуре теплоносителя 1,2 МПа, а в линиях, подающих горячую воду потребителю теплоты, – 1,6 МПа. Так как это давление выше, чем в промежуточном контуре (между контурами реактора и теплового потребителя), возможность попадания радиоактивной среды к ТП при появлении неплотностей исключена.

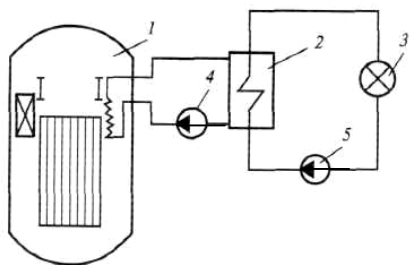


Рис. 3.4. Упрощенная схема подвода теплоты к ТП на АСТ: 1 – реактор; 2 – теплообменник контура теплового потребителя (сетевой подогреватель); 3 – ТП; 4 – циркуляционный насос; 5 – сетевой насос

В схеме, изображенной на рис. 3.3 в, в промежуточном контуре (между теплообменником 12 и теплообменником контура ТП) также следует поддерживать более низкое давление, чем в контуре ТП, чтобы при появлении неплотностей не было протечек в контур теплового потребителя.

Аварийность оборудования на АЭС никак не выше, чем на обычных электростанциях. Однако последствия некоторых аварий, сопровождающихся выбросом радиоактивных элементов (теплоносителя, радиоактивных газов, продуктов разрушения тепловыделяющих элементов), могут быть весьма тяжелыми. Поэтому в последние годы большое внимание уделялось созданию такой конструкции реактора и схемы контура теплоносителя, при которых выброс радиоактивных веществ полностью исключен (АСТ-500 относится к первому поколению таких установок).

Сопоставляя схемы электростанций на органическом и ядерном топливах (КЭС и ТЭЦ), легко заметить, что контуры АЭС всегда замкнуты, в то время как газовый контур обычной тепловой электростанции всегда разомкнут. При разомкнутой схеме температура выбрасываемого в окружающую среду отработавшего теплоносителя выше температуры окружающей среды. Поэтому в тепловом отношении схема с замкнутым контуром теплоносителя всегда экономичнее, чем схема с разомкнутым контуром.

Таким образом, применение схем с замкнутым контуром теплоносителя на АЭС не только необходимо, но и целесообразно, так как тепловая экономичность цикла при этом возрастает. Кроме того, следует иметь в виду, что теплоноситель АЭС представляет определенную ценность (иногда его стоимость сравнительно велика).

3.4. КПД конденсационных электростанций

Тепловая экономичность электростанций характеризуется коэффициентом полезного действия (КПД), удельными расходами теплоты и условного топлива.

Основными показателями энергетической эффективности станции является КПД по отпуску электрической энергии – абсолютный электрический КПД η_c^H , который равен отношению отпущенной электроэнергии к затраченной энергии (теплоте сожженного топлива) Q_c и называется КПД нетто станции:

$$\eta_c^H = (\mathcal{E} - \mathcal{E}_{\text{сн}})/Q_c = \mathcal{E}(1 - \bar{\mathcal{E}}_{\text{сн}})/Q_c, \quad (3.1)$$

где \mathcal{E} – количество выработанной электроэнергии; $\mathcal{E}_{\text{сн}}$ – расход электроэнергии на собственные нужды; $\bar{\mathcal{E}}_{\text{сн}} = \mathcal{E}_{\text{сн}}/\mathcal{E}$ – доля расхода электроэнергии на собственные нужды; \mathcal{E} , $\mathcal{E}_{\text{сн}}$, Q_c – относятся к одинаковому промежутку времени и выражаются в одинаковых электрических или тепловых единицах, например кВт·ч или кДж.

Теплота сожженного топлива определяется по выражению:

$$Q_c = B Q_H^P = Q_{\text{пк}}/\eta_{\text{пк}}, \text{ кВт}, \quad (3.2)$$

где B – расход топлива на электростанцию, кг/с; Q_H^P – низшая удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг; $\eta_{\text{пк}}$, $Q_{\text{пк}}$ – КПД и тепловая нагрузка парового котла.

Если за единицу времени взять одну с, то КПД нетто станции можно определить по формуле:

подогрев воды до температуры насыщения t_s в регенеративном подогревателе и водяном экономайзере; 5-6 – испарение воды; 6-1 – перегрев пара в пароперегревателе. Характерные точки цикла 1, 2, 3, 4, 5, 6 изображают состояние пара в точках с аналогичными номерами, показанными на рис. 3.7.

Термический КПД (брутто) идеального цикла водяного пара (цикла Ренкина):

$$\eta_t = \frac{q_o - q_{ка}}{q_o} = \frac{(i_o - i_{пв}) - (i_{ка} - i'_к)}{i_o - i_{пв}}, \quad (3.6)$$

где $q_o = i_o - i_{пв}$ – удельная подведенная теплота в котельном агрегате (в горячем источнике); $q_{ка} = i_{ка} - i'_к$ – удельная отведенная теплота при адиабатном расширении (в холодном источнике); $i_o, i_{пв}, i_{ка}, i'_к$ – соответственно удельные энтальпии перегретого пара, основного конденсата после сжатия в питательном насосе, отработавшего пара после адиабатного (изэнтропийного) расширения и конденсата отработавшего пара при насыщении, кДж/кг. Здесь принято, что питательная вода после насоса поступает в паровой котел, т.е. $i_{пв} = i_{на}$.

Формулу (3.6) запишем в виде

$$\eta_t = \frac{(i_o - i_{ка}) - (i_{пв} - i'_к)}{(i_o - i'_к) - (i_{пв} - i'_к)} = \frac{\Delta i_a - \Delta i_{на}}{i_o - \Delta i_{на}}, \quad (3.7)$$

где $\Delta i_a = i_o - i_{ка}$ – адиабатное (располагаемое) падение энтальпии пара; $\Delta i_{на} = i_{пв} - i'_к$ – изэнтропийная работа насоса, эквивалентная подогреву воды в нем; $q'_o = i_o - i'_к$ – расход теплоты на турбину без учета работы питательного насоса.

Если не учитывать работу питательного насоса, то

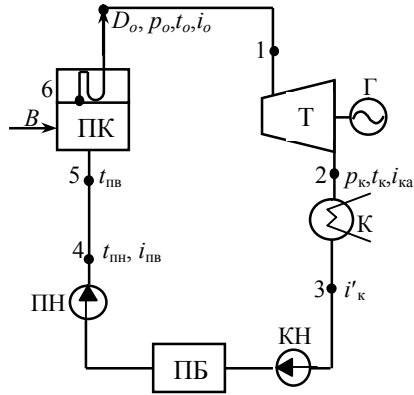


Рис. 3.7. Тепловая схема КЭС: ПК – паровой котел; Т – турбина; Г – электрогенератор; К – конденсатор; КН – конденсатный насос; ПБ – питательный бак; ПН – питательный насос

$$\eta_t \approx \frac{(i_o - i_{ка})}{(i_o - i'_k)} = \frac{\Delta i_a}{q'_o}.$$

Расход энергии на повышение давления воды составляет 3...4% работы пара в турбине (25...35 кДж/кг). Таким образом, работа питательного насоса является основной составляющей расхода энергии на собственные нужды электростанции.

КПД нетто зависит от КПД турбоустановки $\eta_{ту}^a$, парового котла $\eta_{пк}$ и соединяющих их трубопроводов пара и воды $\eta_{тр}$.

КПД турбоустановки учитывают потери при дросселировании потока пара в проточной части турбины, механические, в электрическом генераторе и потери в холодном источнике. Последние являются наибольшими в цикле паротурбинной установки и определяются термическим КПД η_t .

Абсолютный электрический КПД турбоустановки определяется как

$$\eta_{ту}^a = N_3 / Q_{ту}, \quad (3.8)$$

где N_3 – электрическая мощность турбины, кВт; $Q_{ту}$ – мощность расхода теплоты пара на турбоустановку, кВт.

Значение КПД котельной установки определяется суммой потерь теплоты (с уходящими газами q_2 , химической и механической неполнотой сгорания топлива q_3 и q_4 , через теплоизоляцию в окружающую среду q_5 , со шлаком q_6) и равно отношению теплоты, переданной питательной воде и пару в поверхностях нагрева котла $Q_{пк} = D_o[(i_o - i_{пв}) + (i''_{пв} - i'_{пв})]$, к теплоте, полученной при сжигании топлива $Q_c = B Q_H^p$:

$$\eta_{пк} = Q_{пк} / Q_c. \quad (3.9)$$

Здесь $Q_{пк}$ – тепловая нагрузка парового котла, кВт; D_o – расход перегретого пара, кг/с; B – расход топлива на горение, кг/с.

КПД соединяющих трубопроводов пара и воды:

$$\eta_{тр} = Q_{ту} / Q_{пк}. \quad (3.10)$$

Из формул (3.9) и (3.10) получаем следующее выражение для мощности тепловыделений в топке:

$$Q_c = Q_{ту} / (\eta_{пк} \cdot \eta_{тр}). \quad (3.11)$$

Подставляя данное выражение в формулу для КПД брутто станции, получаем

$$\eta_c^{\text{бр}} = N_3/Q_c = \frac{N_3}{Q_{\text{ту}}} \eta_{\text{пк}} \cdot \eta_{\text{тр}}, \quad (3.12)$$

или

$$\eta_c^{\text{бр}} = \eta_{\text{ту}}^{\text{а}} \cdot \eta_{\text{пк}} \cdot \eta_{\text{тр}}. \quad (3.13)$$

Значения $Q_{\text{ту}}$, $Q_{\text{пк}}$ и Q_c связаны через формулы:

$$Q_{\text{ту}} = (N_3 + \Delta N_{\Gamma} + \Delta N_{\text{м}}) + \Delta Q_{\text{к}} = N_i + \Delta Q_{\text{к}}, \text{ кВт}, \quad (3.14)$$

где ΔN_{Γ} – потери мощности в электрическом генераторе; $\Delta N_{\text{м}}$ – механические потери турбины; $\Delta Q_{\text{к}}$ – мощность потери теплоты в конденсаторе; $N_i = N_3 + \Delta N_{\Gamma} + \Delta N_{\text{м}}$ – внутренняя мощность турбины;

$$Q_{\text{пк}} = Q_{\text{ту}} + \Delta Q_{\text{тр}}, \quad (3.15)$$

где $\Delta Q_{\text{тр}}$ – потери теплоты пара и воды между парогенератором и турбоустановкой;

$$Q_c = Q_{\text{пк}} + \Delta Q_{\text{пк}}, \quad (3.16)$$

где $\Delta Q_{\text{пк}}$ – потери теплоты в котельной установке.

Относительные перечисленные потери составляют: $\Delta q_{\text{к}} = 45...50\%$; $\Delta q_{\text{пк}} = 6...12\%$; $\Delta q_{\text{тр}} = 1...2\%$.

Электрическая мощность турбины N_3 связана с мощностью турбины в идеальном цикле $N_{\text{а}}$:

$$N_3 = N_{\text{а}} \cdot \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\Gamma} = N_{\text{а}} \cdot \eta_{\text{оэ}}, \quad (3.17)$$

где η_{oi} , $\eta_{\text{м}}$, η_{Γ} – КПД соответственно внутреннего относительный турбины, механический турбины, электрического генератора; $\eta_{\text{оэ}} = \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\Gamma} = \eta_{\text{ос}} \cdot \eta_{\Gamma}$ – относительный электрический КПД турбины; $\eta_{\text{ос}} = \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_{\text{м}}$ – относительный эффективный КПД турбины.

Доля теплоты, превращенной в работу в реальной установке, характеризуется внутренним абсолютным КПД η_i . Без учета энергии, затрачиваемой на привод насосов, $\eta_i = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{oi}}$.

В итоге, абсолютный электрический КПД турбоустановки

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{а}} = \frac{N_3}{Q_{\text{ту}}} = \frac{N_{\text{а}}}{Q_{\text{ту}}} \cdot \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\Gamma}, \text{ или} \\ \eta_{\text{ту}}^{\text{а}} = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\Gamma}, \quad (3.18)$$

где η_{Γ} – термический КПД цикла Ренкина; $\eta_{\text{ту}}^{\text{а}}$ и η_i – абсолютные КПД, характеризуют преобразование теплоты в работу в цикле; $\eta_{\text{ос}}$, $\eta_{\text{оэ}}$, $\eta_{\text{м}}$ и η_{Γ} – относительные КПД, характеризуют степень техниче-

ского совершенства оборудования ТЭС; η_{oi} – характеризует совершенство проточной части турбины.

Таким образом, КПД брутто электростанции по производству электроэнергии (КЭС) зависит от термического КПД цикла и относительных КПД элементов оборудования:

$$\eta_c^{бр} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_{пк} \cdot \eta_{тр}.$$

Принимая характерные значения: $\eta_t = 0,55$; $\eta_{oi} = 0,85$; $\eta_m = 0,99$; $\eta_r = 0,985$; $\eta_{пк} = 0,92$; $\eta_{тр} = 0,99$, получаем $\eta_c^{бр} = 0,415$.

При осуществлении технологического процесса на станции часть электроэнергии в размере 4...6 % расходуется внутри ТЭС (подготовка топлива, подача дутьевого воздуха, отвод дымовых газов, подача питательной воды, конденсата и охлаждающей воды конденсаторов и др.), что соответствует около 1,5...2,5 % затрачиваемой теплоты топлива.

Если принять долю расхода электроэнергии на собственные нужды $\bar{\epsilon}_{сн} = 0,05$, то получим примерное значение КПД нетто:

$$\eta_c^н = \eta_c^{бр} (1 - \bar{\epsilon}_{сн}) = 0,415 (1 - 0,05) = 0,394.$$

3.5. Методика определения энергетических показателей ТЭЦ

Особенностью теплоэлектроцентралей является комбинирование производства тепловой и электрической энергии, что приводит к экономии топлива по сравнению с тем случаем, когда электроэнергия и тепло вырабатываются отдельно. Производство тепловой и электрической энергии на ТЭЦ осуществляется на одном и том же оборудовании – теплофикационной турбоустановке. Пар, поступающий на вход турбины с регулируемыми отборами и конденсацией, делится на два потока. Один поток пара, расширяясь по длине всей проточной части, в конце расширения с достаточно низким давлением (вакуумом) отводится в конденсатор. Электроэнергия, произведенная на основе этого потока, считается выработанной по конденсационному циклу $\mathcal{E}_{тк}$.

Второй поток пара, расширяясь в турбине, отбирается из промежуточной точки проточной части и используется в дальнейшем для технологических целей или бытовых нужд. Места отборов определяются требованиями к параметрам отбираемого пара. Электроэнергия, полученная за счет работы этого потока пара, считается выработанной по теплофикационному циклу или комбинированному циклу \mathcal{E}_r . Работа, произ-

веденная 1 кг пара этого потока, и соответственно электроэнергия, выработанная на основе этой работы, будут всегда меньше, чем работа и электроэнергия, произведенные 1 кг пара конденсационного цикла. Причем работа и соответственно электроэнергия, выработанная турбиной по теплофикационному циклу, будет тем меньше, чем выше параметры отбираемого пара, т.е. чем ближе отбор к входу турбины.

Обозначим долю пара, работающего по конденсационному циклу, α_k , а долю пара, работающего по теплофикационному циклу, $\alpha_{отб}$, тогда

$$\alpha_k + \alpha_{отб} = 1. \quad (3.19)$$

При наличии производственного и отопительного отбора

$$\alpha_{отб} = \alpha_{п} + \alpha_{т}.$$

Тогда

$$\alpha_k + \alpha_{п} + \alpha_{т} = 1,$$

где $\alpha_{п}$ и $\alpha_{т}$ – доли пара производственного и отопительного отборов.

Современные теплофикационные турбины имеют два отопительных отбора – верхний и нижний, т.е. $\alpha_{т} = \alpha_{тв} + \alpha_{тн}$.

И в общем случае

$$\alpha_k + \alpha_{отб} = \alpha_k + \alpha_{п} + \alpha_{тв} + \alpha_{тн} = 1. \quad (3.20)$$

Для теплофикационных турбин с противодавлением, когда отсутствует конденсатор, весь пар после последней ступени направляется к тепловому потребителю. В этом случае $\alpha_{отб} = 1$ и $\alpha_k = 0$.

Турбины с регулируемыми отборами и конденсацией пара также могут работать в режиме противодавления. В этом случае пар в конденсатор не поступает, небольшая часть его расходуется на вентиляцию для охлаждения выходного патрубка цилиндра низкого давления (ЧНД). Весь выхлоп пара осуществляется через регулируемые отборы. Режим противодавления для такого типа турбин может осуществляться также при их работе на ухудшенном вакууме. В этом случае вакуум в конденсаторе искусственно ухудшается, для того чтобы использовать теплоту конденсации пара в конденсаторе для подогрева сетевой воды.

Оценивая экономичность работы ТЭЦ и определяя показатели их тепловой эффективности, необходимо иметь в виду качественную неравномерность тепловой и электрической энергии. Сжигая энергетическое топливо в котлах, получают максимум 30...40% работы от химической энергии затраченного топлива, тогда как теплота для отпуска потребителям практически полностью вырабатывается за счет этой энергии.

Энергетическая эффективность теплофикации оценивается по экономии топлива ΔB , получаемой при удовлетворении от ТЭЦ заданного энергопотребления (электрической и тепловой энергии) определенного круга потребителей или района в целом, по сравнению с расходом топлива при раздельном методе удовлетворения этих же нагрузок, т.е. при выработке электрической энергии на конденсационных электрических станциях (КЭС) и теплоты в котельных:

$$\Delta B = B_p - B_t, \quad (3.21)$$

где B_p – расход топлива при раздельной выработке электрической энергии и теплоты; B_t – то же при теплофикации.

Другой возможный метод оценки эффективности теплофикации с помощью так называемого *использования теплоты топлива* (полный КПД брутто ТЭЦ) $\eta_{и}$ не является представительным и объективным, так как не всегда большее значение коэффициента $\eta_{и}$ соответствует большей экономии топлива, т.е. большему энергетическому эффекту.

Коэффициент использования теплоты топлива представляет собой отношение тепловых эквивалентов отпущенных от ТЭЦ теплоты и электрической энергии к тепловому эквиваленту сожженного топлива:

$$\eta_{и} = (Q_t + N_e)/Q_c = (Q_t + N_e)/(B Q_H^p), \quad (3.22)$$

где Q_t – мощность отпущенной теплоты, кВт; N_e – мощность отпущенной электроэнергии, кВт; $Q_c = B Q_H^p$ – мощность теплоты сожженного топлива, кВт; B – расход топлива, кг/с; Q_H^p – низшая удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг.

В (3.22) электрическая мощность оценивается по тепловому эквиваленту и суммируется с теплотой. Однако электрическая и тепловая энергия не являются равноценными видами энергии, поэтому их сравнение по тепловому эквиваленту не считается экономически объективным, хотя и не противоречит первому закону термодинамики.

Как известно из второго закона термодинамики, невозможно всю теплоту, подведенную к рабочему телу в теплосиловом цикле, превратить в работу. При превращении теплоты в работу необходимо часть подведенной теплоты отвести в холодный источник.

При выработке электрической энергии на современных КЭС в холодный источник, т.е. в окружающую среду, отводится около 60 % теплоты, подводимой в цикле. Этим в основном определяется низкий КПД выработки электрической энергии, составляющий 36...40 %. Что

же касается КПД установок по производству теплоты, то даже в местных котельных с котлами устаревших конструкций при работе на твердом топливе он составляет 50...55 %, а в крупных современных районных котельных на жидком топливе или газе 80...85 % и более.

Снижение при расчете доли выработки электрической энергии на ТЭЦ за счет увеличения выработки теплоты приводит к росту коэффициента использования теплоты сгорания топлива вследствие уменьшения расчетных потерь в турбогенераторной установке. Однако при этом народнохозяйственная эффективность теплофикации уменьшается, так как недовыработанную на ТЭЦ электрическую энергию приходится вырабатывать на КЭС при значительно более низком КПД.

Выбор наиболее оптимальной (по расходу сжигаемого топлива) системы энергоснабжения должен осуществляться из условия минимизации топливных затрат в целом на ТЭЦ, обеспечивающей электро- и теплоснабжение данного района, в сравнении с отдельной схемой энергоснабжения этого района от КЭС и котельных при подаче потребителям равного количества электрической и тепловой энергии заданного качества.

Расход топлива на выработку электрической энергии и теплоты на паротурбинных ТЭЦ может быть определен как сумма двух слагаемых:

$$B = B_{э} + B_{т}, \quad (3.23)$$

где $B_{э}$, $B_{т}$ – расход топлива на выработку соответственно электрической энергии и теплоты.

Основными агрегатами большинства современных паротурбинных ТЭЦ являются теплофикационные турбины с отбором пара и с конденсаторами. Эти турбины могут развивать, как правило, полную электрическую мощность независимо от нагрузки теплофикационных отборов, однако они не всю электроэнергию вырабатывают комбинированным методом. Часть электрической энергии вырабатывается в этих турбинах с использованием потока пара, поступающего в конденсатор, т.е. конденсационным методом. Поэтому полная мощность электрической энергии, вырабатываемой на ТЭЦ, является в общем случае суммой двух слагаемых:

$$N_{э} = N_{эт} + N_{эtk}, \quad (3.24)$$

где $N_{эт}$ – мощность комбинированной выработки; $N_{эtk}$ – мощность конденсационной выработки.

Мощность электрической энергии, вырабатываемой на ТЭЦ комбинированным методом, определяется по формуле:

$$N_{\text{эт}} = \bar{\varrho}_T Q_T, \quad (3.25)$$

где $\bar{\varrho}_T$ – удельная комбинированная выработка электроэнергии, т.е. количество электроэнергии, произведенной на ТЭЦ в одном технологическом цикле с отпуском единицы теплоты внешним потребителям; Q_T – мощность отпуска отработавшей теплоты (из отборов или противодавления) внешним тепловым потребителям.

Тепловая экономичность ТЭЦ характеризуется двумя основными показателями: 1) удельной комбинированной выработкой электроэнергии $\bar{\varrho}_T$ 2) удельным расходом топлива на выработку электрической энергии по конденсационному циклу $b_{\text{т.к.}}^{\circ}$.

Оба эти показателя зависят в первую очередь от отношения температуры отвода теплоты из цикла к температуре подвода теплоты к циклу (T_T/T_o и $T_{\text{к.т.}}/T_o$). Чем ниже это отношение, тем выше тепловая экономичность ТЭЦ (см. (3.26), (3.27)).

Определение удельной комбинированной выработки существенно упрощается, если реальный теплосиловой цикл заменяется эксергетически равноценным циклом Карно (рис. 3.8), в котором работоспособность подведенной и отведенной теплоты такая же, как в реальном цикле.

Удельная комбинированная выработка электрической энергии, отнесенная к единице отработавшей теплоты, отведенной из идеального цикла Карно (рис. 3.6)

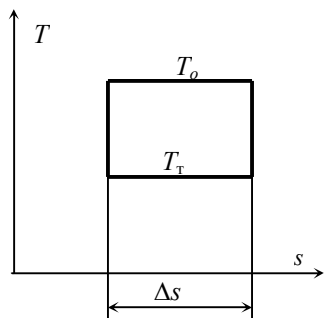


Рис. 3.8. Идеальный цикл Карно

$$\bar{\varrho}_T = \frac{(T_o - T_T)\Delta s}{T_T \Delta s} = \frac{T_o}{T_T} - 1, \quad (3.26)$$

где T_o – средняя температура подвода теплоты в цикл, К; T_T – средняя температура отвода теплоты из цикла, К.

Формула (3.26) может быть положена в основу расчета удельной комбинированной выработки электрической энергии в реальных циклах.

В этом случае под T_o следует понимать среднюю температуру подвода теплоты, а под T_T – среднюю температуру отвода теплоты реального цикла. Кроме того, необходимо учесть неизоэнтропность

расширения пара в турбине, а также наличие электромеханических потерь в турбогенераторе.

С учетом указанных особенностей формула для расчета удельной комбинированной выработки электрической энергии на паротурбинных ТЭЦ принимает вид

$$\bar{\varepsilon}_T = \frac{(T_o - T_T)\eta_{oi}\eta_{эм}}{T_T + (1 - \eta_{oi})(T_o - T_T)} = (1 - \frac{T_o}{T_T})\eta_{oi}\eta_{эм} / [1 - (1 - \frac{T_T}{T_o})\eta_{oi}] , \quad (3.27)$$

где η_{oi} – внутренний относительный КПД турбины; $\eta_{эм}$ – электромеханический КПД, т.е. произведение механического КПД турбины на КПД электрогенератора.

Значение $\bar{\varepsilon}_T$ равно удельной комбинированной выработке на базе внешнего теплового потребления. Сюда входит также комбинированная выработка на базе внутреннего теплового потребления, т.е. на базе регенеративного подогрева конденсата от температуры возврата в схему ТЭЦ до температуры питательной воды.

Значение $\bar{\varepsilon}_T$, приведенное в (3.27) в безразмерном виде, представляет собой отношение количества выработанной электроэнергии к количеству отработавшей теплоты, отведенной из цикла, выраженных в одних и тех же единицах, например Дж/Дж или (кВт · ч)/(кВт · ч).

Для получения значения удельной комбинированной выработки $\bar{\varepsilon}_T$, выраженной в единицах, обычно используемых на практике, необходимо значение $\bar{\varepsilon}_T$, рассчитанное по (3.27), умножить на размерную единицу, т.е. на 278 (кВт·ч)/ГДж или на 1163 (кВт·ч)/Гкал.

Как видно из (3.27), удельная комбинированная выработка электрической энергии увеличивается при повышении средней температуры подвода теплоты в цикл T_o , снижении средней температуры отвода теплоты из цикла T_T , а также при снижении потерь при расширении пара в турбине и превращении механической энергии в электрическую, т.е. при увеличении КПД η_{oi} и $\eta_{эм}$.

При увеличении начальных параметров пара на ТЭЦ повышается средняя температура T_o подвода теплоты в цикл. При многоступенчатом подогреве сетевой воды часть теплоты отводится из цикла при более низкой температуре, чем при одноступенчатом подогреве, в результате снижается средняя температура T_T отвода теплоты из цикла.

ТЭЦ отпускают потребителям электрическую энергию и теплоту с паром, отработавшим в турбине. Принято распределять расходы тепло-

ты (и топлива) между этими двумя видами энергии, т.е. для ТЭЦ различают показатели по выработке электроэнергии и отпуску теплоты.

1. Расходы теплоты на ТЭЦ и турбоустановку (ТУ) равны:

общий расход теплоты на ТЭЦ (теплоты сожженного топлива)

$$Q_c = Q_c^э + Q_c^т; \quad (3.28)$$

общий расход теплоты на ТУ

$$Q_{ту} = Q_{ту}^э + Q_{ту}^т. \quad (3.29)$$

Здесь индексы относятся: «с» – станция; «ту» – турбоустановка; «э» – электрическая энергия; «т» – тепловая энергия (теплота); $Q_c^э$ и $Q_c^т$ – мощности израсходованной теплоты топлива на производство электрической и тепловой энергии.

С другой стороны

$$Q_c = Q_{пк} + \Delta Q_{пк}, \quad (3.30)$$

где $Q_{пк}$ – тепловая мощность парового котла; $\Delta Q_{пк}$ – мощность потерь теплоты в котельной установке.

Общий расход теплоты на турбоустановку ТЭЦ может определяться как

$$Q_{ту} = N_i + Q_t + \Delta Q_k, \quad (3.31)$$

где N_i – внутренняя мощность турбины (без учета потерь в конденсаторе), кВт; Q_t – расход теплоты на внешнего потребителя, кВт; ΔQ_k – мощность потери теплоты в конденсаторе паровой турбины.

В России принят физический метод распределения расхода теплоты между электрической и тепловой энергией: на теплового потребителя относят фактический расход теплоты, затрачиваемый на него, а на электроэнергию – остальное количество теплоты, тогда

$$Q_{ту}^э = Q_{ту} - Q_t = N_i + \Delta Q_k. \quad (3.32)$$

2. Различают два вида КПД ТЭЦ и два вида КПД турбоустановки ТЭЦ:

а) по производству (и отпуску) электрической энергии

$$\eta_c^э = N_i / Q_c^э; \quad \eta_{ту}^э = N_э / Q_{ту}^э; \quad (3.33)$$

б) по производству и отпуску теплоты

$$\eta_c^т = Q_t^0 / Q_c^т; \quad \eta_{ту}^т = \eta_t = Q_t^0 / Q_{ту}^т, \quad (3.34)$$

где $Q_{ту}^т = Q_t$ – расход теплоты на внешнего потребителя (теплового потребителя) с учетом η_t , кВт; Q_t^0 – расход теплоты потребителю,

кВт; η_T – КПД отпуска теплоты, учитывает потери в паропроводах, сетевых подогревателях и др. $\eta_T = 0,98...0,99$.

Для ТЭЦ в целом с учетом КПД парового котла $\eta_{пк}$ и КПД транспорта теплоты $\eta_{тр}$ получим

$$\eta_c^3 = \eta_{ту}^3 \eta_{пк} \eta_{тр}; \quad \eta_c^T = \eta_T \eta_{пк} \eta_{тр}. \quad (3.35)$$

Значение η_c^3 в основном определяется значением $\eta_{ту}^3$, значение η_c^T – значением $\eta_{пк}$.

Выработка электроэнергии с использованием отработавшей теплоты существенно повышает КПД по производству электроэнергии на ТЭЦ по сравнению с КЭС и обуславливает экономию топлива.

3.6. Процесс работы пара в турбине с регулируемым отбором пара в *is* – диаграмме

Для построения *is* – диаграммы (рис. 3.9) нужны следующие исходные данные:

- мощность на зажимах электрогенератора $N_э$, кВт;
- рабочее число оборотов ротора турбины n , об/мин;
- начальные параметры перегретого пара: давление перед стопорным клапаном p_o , МПа; температура t_o , °С;
- давление отработавшего пара или давление в конденсаторе p_k ;
- давления отбираемого пара $p_{отб}$ и его количество $D_{отб}$, кг/с.

Построение *is* – диаграммы проводится в следующей последовательности:

1. На диаграмме по параметрам p_o , t_o наносят точку A_o (состояние пара перед стопорным клапаном).

2. Из точки A_o проводят линию изоэнтропийного процесса до пересечения с изобарой, соответствующей давлению отработавшего пара p_k . Точку пересечения обозначают $A_{1т}$.

3. Определяют разность удельных энтальпий точек A_o и $A_{1т}$:

$$H_o = i_o - i_{1т},$$

т.е. располагаемый изоэнтропийный теплоперепад на турбину без учета потери давления в стопорном и регулирующих клапанах.

4. Потерю давления в стопорном и регулирующих клапанах за счет дросселирования принимают $\Delta p = (0,03...0,05)p_o$. Обычно берут $\Delta p = 0,05p_o$, тогда давление пара перед соплами регулирующей ступени $p'_o = 0,95p_o$.

5. Проведя из точки A_o линию постоянной энтальпии $i = \text{const}$ до пересечения с изобарой p'_o , намечают точку A'_o , соответствующую состоянию пара перед соплами регулирующей ступени.

6. Потерю давления в выхлопном патрубке (от последней ступени турбины до конденсатора) принимают $\Delta p_{\text{вп}} = (0,02 \dots 0,08)p_k$. Нижний предел ($0,02 p_k$) берут для турбин, работающих с противодавлением, верхний – для конденсационных турбин.

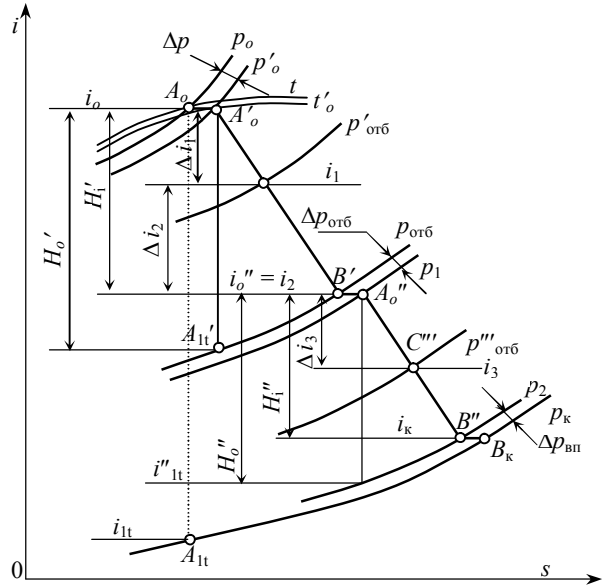


Рис. 3.9. is – диаграмма процесса работы пара в турбине с регулируемым отбором пара

7. Определяют давление пара на выходе из последней ступени $p_2 = p_k + \Delta p_{\text{вп}}$. Наносят изобару $p_2 = \text{const}$ на диаграмму.

8. Из точки A'_o проводят линию изоэнтروпийного процесса до пересечения с изобарой, соответствующей давлению отбираемого пара $p_{\text{отб}}$. Точку пересечения обозначают $A_{\text{лт}}'$.

9. Изоэнтропийный теплоперепад между точками A'_o и $A_{\text{лт}}'$ (H'_o), относящийся к части высокого давления (ЧВД) турбины, умножают на внутренний относительный КПД турбины η_{oi} и получают используемый теплоперепад внутри части высокого давления турбины:

$$H'_1 = H'_o \eta_{oi}.$$

Отложив величину H'_1 вниз от точки A_o' и проведя горизонтальную линию до пересечения с изобарой $p_{отб}$, находят точку B' , характеризующую состояние пара в камере отбора.

10. Определяют потерю давления пара в регулирующих клапанах ЧНД турбины:

$$\Delta p_{отб} = (0,03 \dots 0,04) p_{отб}.$$

Потерю $\Delta p_{отб}$ наносят на is – диаграмму и проводят изобару $p_1 = p_{отб} - \Delta p_{отб}$. Продлив горизонтальную линию из точки B' до пересечения с изобарой p_1 , получают точку A_o'' , соответствующую состоянию пара перед соплами регулирующей ступени ЧНД.

11. Из точки A_o'' проводят линию изоэнтروпийного процесса до пересечения с изобарой p_2 и отмечают точку A_{11}'' . Определяют разность удельных энтальпий в точках A_o'' и A_{11}'' :

$$H_o'' = i_o'' - i_{11}'',$$

т.е. изоэнтропийный перепад, приходящийся на ЧНД. Умножив H_o'' на полученный ранее η_{oi} , получают используемый теплоперепад внутри ЧНД:

$$H_{11}'' = H_o'' \eta_{oi}.$$

Отложив H_{11}'' вниз от точки A_o'' и проведя горизонтальную линию до пересечения с изобарой p_2 , находят точку B'' , характеризующую состояние пара после выхода из последней ступени ЧНД. Продлив горизонтальную линию до пересечения с изобарой p_k , получают точку B_k , характеризующую состояние пара при входе в конденсатор.

Для определения расхода свежего пара на турбину с учетом его отбора необходимо произвести расчет схемы регенерации.

3.7. Расход пара на теплофикационную турбину

При производстве одной и той же электрической мощности расход пара на теплофикационную турбину, работающую с включенными регулируемыми отборами и конденсацией пара, будет всегда больше, чем расход пара на ту же турбину, но работающую в чисто конденсационном режиме, т.е. без регулируемых отборов.

1. Турбина типа Т. Расход пара на теплофикационную (Т) турбину (рис. 3.10 а) определяют путем сравнения с расходом пара на конденсационную (К) турбину с такими же параметрами пара. Действительный расход пара К-турбины $D_{ок}$, кг/с, рассчитывается по формуле

$$D_{ок} = N_{э} / (H_{к1} \cdot \eta_{м'} \cdot \eta_{г}). \quad (3.36)$$

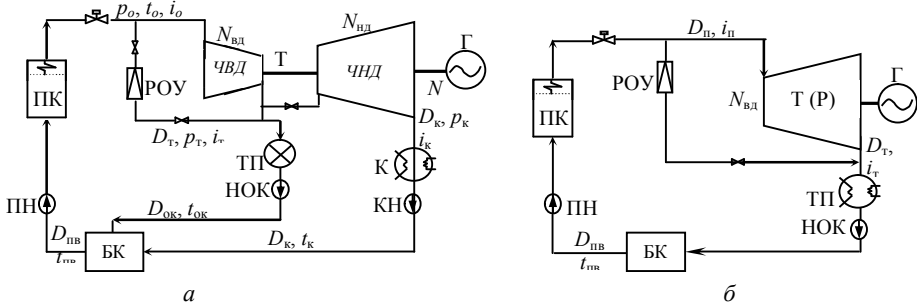


Рис. 3.10. Схемы ТЭЦ: а) с турбиной с регулируемым отбором и конденсацией пара типа Т; б) с турбиной с противодавлением типа Р

При отборе пара из турбины в количестве D_T внутренняя мощность ее снижается на величину $\Delta N_t = D_T(i_t - i_k)$. Здесь D_T – расход пара, отбираемого из турбины на теплофикацию, кг/с; i_t и i_k – энтальпия пара в отборе и на входе в конденсатор.

$H_{ki} = H_o \eta_{oi} \cdot \eta_{мг}$ – используемый перепад теплоты пара в турбине.

Для восстановления мощности турбины до первоначальной N_o необходимо увеличить расход свежего пара в количестве ΔD_o :

$$\Delta D_o (i_o - i_k) = D_T (i_t - i_k).$$

Тогда дополнительный расход пара равен

$$\Delta D_o = Y_T D_T, \quad (3.37)$$

где $Y_T = (i_o - i_k)/(i_t - i_k)$ – коэффициент недовыработки мощности паром теплофикационного отбора. Следовательно расход пара на турбину с отбором D_T и конденсацией (на теплофикационную турбину)

$$D_o = D_{ок} + Y_T D_T. \quad (3.38)$$

Коэффициент недовыработки мощности Y_T , есть относительное увеличение расхода пара на турбину на единицу количества отбираемого пара (характеризует долю недоработанного теплоперепада пара, идущего в отбор). Выполняется условие $0 \leq Y_T \leq 1$, причем $Y_T = 0$ при $i_t = i_k$, $Y_T = 1$ при $i_t = i_o$.

Обычно $Y_T = 0,3 \dots 0,7$; в среднем $Y_T = 0,5$. Если $D_T = 0$, то $D_o = D_{ок}$.

Уравнение (3.38) выражает энергетический баланс турбины, связь между расходом пара и электрической мощностью турбины.

Уравнение материального баланса Т– турбины имеет вид

$$D_o = D_T + D_k, \quad (3.39)$$

где D_k – расход пропуска пара в конденсатор, он меньше чем $D_{ок}$:

$$D_k = D_{ок} - (1 - Y_T) D_T$$

и

$$\Delta D_k = (1 - Y_T) D_T, \quad (3.40)$$

где ΔD_k – уменьшение расхода пара в конденсатор.

Баланс мощностей в турбине с конденсацией пара и отбором (в теплофикационной турбине) выражается уравнениями

$$N_3 = N_{вд} + N_{нд}$$

и

$$N_3 = N_T + N_k,$$

где $N_{вд}$, $N_{нд}$ и N_T , N_k – мощности, развиваемые в ЧВД, ЧНД турбины, пара идущего в отбор и через всю турбину в конденсатор ($D_{вд} = D_o$; $D_{нд} = D_k$).

2. Турбина с противодавлением (типа Р). Тепловой баланс теплофикационной турбины с противодавлением (рис. 3.10 б) составляется с учетом того, что подведенная к турбине теплота расходуется на выработку электроэнергии и отпускается потребителю:

$$Q_{ту}^P = N_i + Q_T. \quad (3.41)$$

Выработка электроэнергии для турбины с противодавлением N_3^P , непосредственно зависит от расхода пропускаемого пара через нее D_T (расхода пара на теплового потребителя $D_T = D_o$):

$$N_3^P = D_o (i_o - i_T) \eta_m \eta_T. \quad (3.42)$$

Зависимость N_3^P от D_T для турбин с противодавлением ограничивает их применение на ТЭЦ. Возможное уменьшение потребления пара D_T не позволяет обеспечивать выработку необходимой электрической мощности. Требуемая при этом дополнительная мощность усложняет всю установку.

Расходы теплоты и пара на теплового потребителя связаны уравнением

$$Q_T = D_T (i_T - i_{ок}), \quad (3.43)$$

где $i_{ок}$ – энтальпия обратного конденсата (считаем, что не возвращаемого конденсата от потребителя в количестве D_T нет).

Подставляя в энергетическое уравнение (3.42) турбины с противодавлением вместо D_o величину D_T из (3.43), получим

$$N_3^p = \frac{Q_T(i_o - i_T)\eta_M\eta_T}{(i_T - i_{OK})}, \quad (3.44)$$

где Q_T – расход теплоты на тепловом потреблении, кВт.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении:

$$\bar{\varepsilon}_T = \frac{N_3}{Q_T} = \frac{(i_o - i_T)\eta_M\eta_T}{(i_T - i_{OK})}. \quad (3.45)$$

В единицах различных размерностей аналогичная величина получается $\bar{\varepsilon}_T = 278 N_3^p / (Q_T) = 50 \dots 100$ кВт·ч/ГДж. Этот показатель применим и для потока отбора в турбине с отбором и конденсацией.

3.8. Тепловая эффективность и расчет топлива на ТЭЦ

Процессы производства электроэнергии и теплоты характеризуются двумя КПД ТЭЦ по отпуску электрической энергии и теплоты:

$$\eta_c^3 = N_3 / Q_c^3; \quad \eta_c^T = Q_T^o / Q_c^T, \quad (3.45)$$

где N_3 – электрическая мощность турбины, кВт; Q_T^o – расход отпуска теплоты потребителю, кВт; Q_c^3 и Q_c^T – мощности израсходованной теплоты топлива на производство электрической и тепловой энергии, кВт.

Процесс совместного производства электроэнергии и теплоты характеризуют полным КПД ТЭЦ:

$$\eta_c^{3,T} = (N_3 + Q_T^o) / Q_c. \quad (3.46)$$

Для теплофикационной турбины соответственно получим:

$$\eta_{TY}^{3,T} = (N_3 + Q_T^o) / Q_{TY}, \quad (3.47)$$

где Q_{TY} – общий расход теплоты на турбоустановку, кВт.

Обозначим долю теплоты, отпускаемой турбиной на внешнего потребителя – коэффициент теплофикации, через β_T :

$$\beta_T = Q_T / Q_{TY}, \quad (3.48)$$

$$1 - \beta_T = Q_3^3 / Q_{TY}, \quad (3.49)$$

где Q_3^3 – расход теплоты турбоустановки на производство электрической энергии, кВт.

Абсолютный электрический КПД турбины

$$\eta_{TY}^a = N_3 / Q_{TY}. \quad (3.50)$$

Найдем соотношение между полным и абсолютным КПД турбины и КПД турбины по отпуску электроэнергии η_{TY}^3 :

$$\eta_{\text{ты}}^{\text{э,т}} = (N_3 + Q_{\text{т}}^0)/Q_{\text{ты}} = \eta_{\text{ты}}^{\text{а}} + \beta_{\text{т}};$$

$$\eta_{\text{ты}}^{\text{э}} = N_3/Q_{\text{ты}}^{\text{э}} = \eta_{\text{ты}}^{\text{а}}/(1 - \beta_{\text{т}}). \quad (3.51)$$

Общее соотношение между этими тремя КПД

$$\eta_{\text{ты}}^{\text{а}} = (1 - \beta_{\text{т}}) \eta_{\text{ты}}^{\text{э}} = \eta_{\text{ты}}^{\text{э,т}} - \beta_{\text{т}}. \quad (3.52)$$

Если известны $\beta_{\text{т}}$ и один из КПД, другие два определяются из (3.52).

Посредством коэффициента $\beta_{\text{т}}$ расход теплоты для ТЭЦ рассчитывается следующим образом:

а) Расход теплоты топлива на производство тепловой энергии

$$Q_{\text{с}}^{\text{т}} = \beta_{\text{т}} Q_{\text{с}}; \quad (3.53)$$

б) теплота топлива на производство электрической энергии

$$Q_{\text{с}}^{\text{э}} = (1 - \beta_{\text{т}}) Q_{\text{с}}. \quad (3.54)$$

Аналогично рассчитываются расходы топлива

$$B_{\text{т}} = \beta_{\text{т}} B; \quad B_3 = (1 - \beta_{\text{т}}) B, \quad (3.55)$$

где $B = B_{\text{т}} + B_3$ – общий расход топлива на ТЭЦ, кг/с; $B_{\text{т}}$ и B_3 – расходы топлива на производство теплоты и электрической энергии.

Расходы топлива на ТЭЦ связаны с КПД следующими соотношениями:

$$N_3 = B_3 \eta_{\text{с}}^{\text{э}} Q_{\text{н}}^{\text{п}}; \quad Q_{\text{т}}^0 = B_{\text{т}} \eta_{\text{с}}^{\text{т}} Q_{\text{н}}^{\text{п}}. \quad (3.56)$$

Общий расход топлива на ТЭЦ можно рассчитать из уравнения теплового баланса котла (без промежуточного перегрева пара):

$$Q_{\text{пк}} = B \eta_{\text{пк}} Q_{\text{н}}^{\text{п}} = D_{\text{пк}}(i_o - i_{\text{к}}) = D_{\text{пк}}(i_{\text{пе}} - i_{\text{пв}}), \quad (3.57)$$

где $i_{\text{пе}} = i_o$ – удельная энтальпия перегретого пара; $i_{\text{пв}} = i_{\text{к}}$ – удельная энтальпия питательной воды.

Удельный расход условного топлива на единицу производимой электроэнергии

$$b_{\text{у}}^{\text{э}} = B_3/N_3 \approx 123/\eta_{\text{с}}^{\text{э}}.$$

Для конденсационного режима $\eta_{\text{с}}^{\text{э}} \approx 0,38$ и тогда в единицах разных размерностей $b_{\text{у}}^{\text{э}} \approx 0,324$ кг/(кВт·ч).

Для турбины с противодавлением

$$\eta_{\text{у}}^{\text{э}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{пк}} = 0,958 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,9 = 0,846, \text{ получим}$$

$$b_{\text{у}}^{\text{э}} \approx 0,145 \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

Удельный расход условного топлива на единицу отпущенной теплоты

$$b_y^T = B_T / Q_T^0 = 34,121 / \eta_c^T \text{ при } \eta_c^T \approx \eta_{ту}^T \eta_{тр} \eta_{пк} = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,893,$$

$$b_y^T \approx 38,21 \text{ кг/ГДж.}$$

3.9. Сравнение комбинированного и отдельного производства электрической и тепловой энергии

Эффективность комбинированного производства электрической энергии и теплоты на ТЭЦ оценивается значением экономии топлива по сравнению с отдельной выработкой этих видов энергии. При отдельном производстве используются конденсационная электростанция и паровая котельная низкого давления (КНД) или котельная с водогрейными котлами (рис. 3.11).

Экономия топлива на ТЭЦ определяется по разности расходов топлива на ней и на отдельной установке при производстве электрической энергии и теплоты одного и того же количества и качества.

Сравним расходы топлива (основные технико-экономические показатели) на ТЭЦ и отдельную установку (ПУ). Общие расходы топлива на отдельную установку $B_{пу}$ и на ТЭЦ $B_{ТЭЦ}$ равны:

$$B_{пу} = B_{КЭС} + B_{КНД}; \tag{3.58}$$

$$B_{ТЭЦ} = B_э + B_T. \tag{3.59}$$

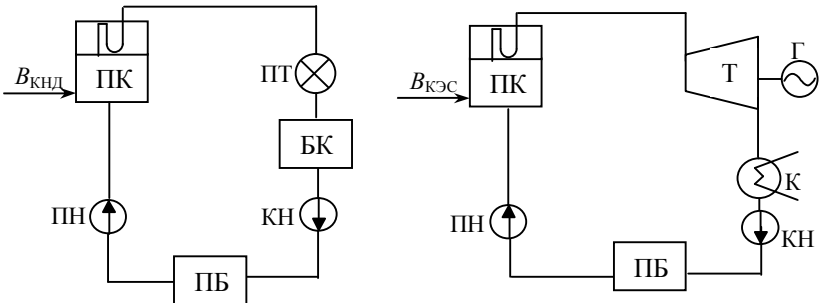


Рис. 3.11. Упрощенная тепловая схема отдельной установки: ПК – паровой котел; ПТ – потребитель теплоты; БК – бак конденсата; КН – конденсатный насос; К – конденсатор; ПН – питательный насос; Т – турбина; Г – генератор; ПБ – питательный бак

Выражая расходы топлива $B_{пу}$ и $B_{ТЭЦ}$ через удельные расходы топлива, получим

$$B_{\text{py}} = b_{\text{кЭС}}(Q_{\text{к}} + Q_{\text{то}}) + B_{\text{кНД}}; \quad (3.60)$$

$$B_{\text{ТЭЦ}} = (b_3^{\text{p}} Q_{\text{то}} + b_3^{\text{к}} Q_{\text{к}}) + B_{\text{с}}^{\text{T}}. \quad (3.61)$$

Здесь $b_{\text{кЭС}}$ – удельный расход топлива на конденсационной установке; $Q_{\text{то}}$, $Q_{\text{к}}$ – тепловые мощности расхода пара соответственно идущего в отбор на теплофикацию и через всю турбину в конденсатор; b_3^{p} – удельный расход топлива, связанный с паром отбора (индекс «р» означает противодавление); $B_{\text{кНД}}$ – расход топлива на котел низкого давления; $B_{\text{с}}^{\text{T}}$ – расход топлива на ТЭЦ непосредственно на производство теплоты; $b_3^{\text{к}} \approx b_{\text{кЭС}}$ и принимая $B_{\text{с}}^{\text{T}} \approx B_{\text{кНД}}$, получаем

$$\Delta B = B_{\text{py}} - B_{\text{ТЭЦ}} \approx (b_{\text{кЭС}} - b_3^{\text{p}}) Q_{\text{то}}. \quad (3.62)$$

Соотношение (3.62) позволяет определить экономию топлива благодаря теплофикации. Заменяя в (3.62) $Q_{\text{то}} = \bar{\mathcal{E}}_{\text{T}} Q_{\text{T}}$ ($Q_{\text{то}}$ – тепловая мощность пара отбора на теплофикацию, $\bar{\mathcal{E}}_{\text{T}}$ – удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении), получаем удельную экономию условного топлива, кг/ГДж:

$$\Delta b = \Delta B / Q_{\text{T}} = (b_{\text{кЭС}} - b_3^{\text{p}}) \bar{\mathcal{E}}_{\text{T}} \quad (3.63)$$

или

$$\Delta b = 0,15 \bar{\mathcal{E}}_{\text{T}}. \quad (3.64)$$

Принимая $\bar{\mathcal{E}}_{\text{T}} = 50 \dots 100$ кВт·ч/ГДж, получаем $\Delta b = 7,5 \dots 22,5$ кг/ГДж (в среднем $\Delta b = 15$ кг/ГДж). Формула (3.63) наглядно показывает зависимость эффективности теплофикации от энергетического совершенства выработки электроэнергии на тепловом потреблении, т.е. от параметров пара и КПД турбины и ТЭЦ. При отпуске теплоты $Q_{\text{T}} = 1$ млн. ГДж экономия условного топлива за счет теплофикации $\Delta B \approx 15\,000$ т. Экономия топлива на теплофикационном энергоблоке по сравнению с отдельной установкой увеличивается при понижении параметров отбираемого пара и увеличении количества отборного пара. В связи с этим невыгодно эксплуатировать ТЭЦ, имеющую высокие параметры пара регулируемых отборов.

Эффект экономии топлива при теплофикации по сравнению с отдельным производством объясняется следующим образом.

Если считать электрическую энергию и теплоту разного энергетического потенциала равноценными, то экономия получается в основном за счет сокращения передачи теплоты в конденсатор при комбинированном производстве электрической энергии и теплоты.

Если считать теплоту с различным энергетическим потенциалом и электроэнергию качественно различными формами энергии (неравноценными), то экономия топлива при теплофикации объясняется иначе. Передача теплоты в системы отопления и технологических нужд в отдельной установке происходит со свежим паром, а на ТЭЦ – с отборным паром при равных их количествах и одинаковых параметрах. Работоспособности (эксергии) этих потоков равны. Вместе с тем при использовании теплофикационных турбоагрегатов с конденсацией и регулируемы отборами поток отборного пара (D_T), а у турбин с противо давлением – весь пар (D_T) производят работу в проточной части. В отдельной установке пар, полученный в котельной низкого давления в том же количестве (D_T), такой работы не производит. При использовании отборного пара он генерируется в котлах с параметрами выше, чем это необходимо для производственных или отопительных целей. Следовательно, работоспособность (эксергия) этого пара после энергетической котельной установки выше, чем в месте отбора. Срабатывая свой энергетический потенциал до уровня, существующего в месте отбора, пар выполняет работу в промежуточной части турбины, чего не происходит со свежим паром в котельной низкого давления.

При этом надо иметь в виду, что количество (но не качество) теплоты для теплофикационного потока пара (α_T) турбины с конденсацией и регулируемы отборами и Q_T для всего потока пара турбины с противо давлением будет одинаково как на входе в турбину, так и в месте отбора или выхлопа противо давления. Меняются качество тепловой энергии и работоспособность (эксергия), но не количество. Конечно, при этом следует иметь в виду потери теплоты в нерегулируемых отборах и в окружающую среду.

Таким образом, экономия топлива при теплофикации по сравнению с отдельной установкой связана с более высокой работоспособностью (эксергией) пара энергетических котлов по отношению к пару, отпускаемому котлами низких параметров, или к воде на выходе из водогрейных котлов.

4. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТЭЦ И ВЫБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

4.1. Общие рекомендации по выбору основного оборудования и расчету тепловых схем ТЭЦ

При выборе состава основного оборудования ТЭЦ следует учитывать следующие рекомендации.

1. Желательна установка на ТЭЦ меньшего числа агрегатов повышенной мощности.

2. При смешанной тепловой нагрузке целесообразно использовать турбины типа ПТ, Р или два типа этих турбин.

3. При значительной и продолжительной промышленной нагрузке желательна установка на ТЭЦ противоаварийных турбин.

4. Выбор типа и тепловой мощности паровых турбин и пиковых котлов зависит от коэффициента теплофикации β_T .

5. Для отопительных ТЭЦ большой мощности (≥ 1000 МВт) целесообразен выбор блочной структуры тепловой схемы.

В задании к проекту указываются место расположения станции, параметры и расходы пара производственных отборов, расчетная внешняя теплофикационная нагрузка ТЭЦ для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения потребителей, тип теплофикационной системы, температурный график теплосети, доля возврата конденсата пара промышленных отборов от производственных потребителей, температура обратного конденсата.

В проекте по расчету тепловой схемы промышленно-отопительной ТЭЦ необходимо решение следующих задач:

1. Выбор и обоснование состава основного оборудования проектируемой ТЭЦ:

1.1. уточнение исходных данных для проектирования;

1.2. выбор состава основного турбинного и котельного оборудования;

1.3 проверка удовлетворения устанавливаемого энергетического оборудования требованиям ПТЭ;

1.4. выбор и разработка внешних узлов тепловой схемы ТЭЦ:

- отпуск пара производственным потребителям;
- отпуск тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение;
- использование тепла продувочной воды котлов;
- подготовка добавочной воды для энергетических котлов;
- подготовка подпиточной воды для восполнения потерь сетевой воды теплосети.

2. Расчет тепловой схемы ТЭЦ для максимально-зимнего режима.

3. Определение основных технико-экономических показателей ТЭЦ для максимально-зимнего режима.

Задачей расчета тепловой схемы ТЭЦ является определение расходов пара, конденсата и питательной воды в каждом элементе тепловой схемы, сведение теплового, материального и энергетического балансов для последующей проверки правильности выбора основного оборудования.

На основании этих данных может быть уточнен состав применяемого вспомогательного оборудования, рассчитаны диаметры трубопроводов, определена экономичность работы ТЭЦ на номинальном и частичных режимах, проверены возможности вывода оборудования в аварийные и плановые ремонты.

Принципиальная тепловая схема (ПТС) электростанции определяет основное содержание технологического процесса преобразования тепловой энергии на электростанции. Она включает основное и вспомогательное теплоэнергетическое оборудование, участвующее в осуществлении этого процесса и входящее в состав пароводяного тракта электростанции.

На чертеже, изображающем ПТС, показывают теплоэнергетическое оборудование вместе с линиями (трубопроводами) пара, воды, конденсата и других теплоносителей, связывающими это оборудование в единую установку. Принципиальная тепловая схема изображается обычно как одноагрегатная и однолинейная схема, одинаковое оборудование изображается в схеме условно 1 раз: линии технологической связи одинакового назначения также показывают в виде одной линии, т.е. каждый элемент данного рода показывают в ПТС 1 раз.

Для ТЭЦ с однотипными турбоагрегатами (чаще всего типа Т) составляют схему данной турбоустановки. На ТЭЦ с промышленной и отопительной нагрузкой часто устанавливают теплофикационные турбоагрегаты двух или трех различных типов (ПТ, Р, Т), технологически связанные между собой. Так, общими являются линии промышленного отбора пара турбин ПТ и Р, линии обратного конденсата внешних потребителей, добавочной воды, подпиточной воды тепловой сети. Сетевые подогревательные установки выполняют индивидуально у каждого турбоагрегата Т и ПТ, а магистрали прямой и обратной сетевой воды и пиковые водогрейные котлы являются общими для всей ТЭЦ.

В схеме с разнотипными турбоустановками предусматривают преимущественно один тип паровых котлов, а теплофикационные

турбоагрегаты на сверхкритических параметрах пара работают по блочному принципу.

На рис. 4.1 показана принципиальная тепловая схема коммунальной ТЭЦ с турбинами Т-100-130.

Перегретый пар из парогенератора 1 с параметрами 13 МПа, 565°С поступает в турбину 2, где происходит расширение пара и последовательное преобразование его энергии сначала в кинетическую энергию на лопатках турбины, затем в механическую на валу и, наконец, в электрическую в генераторе 3.

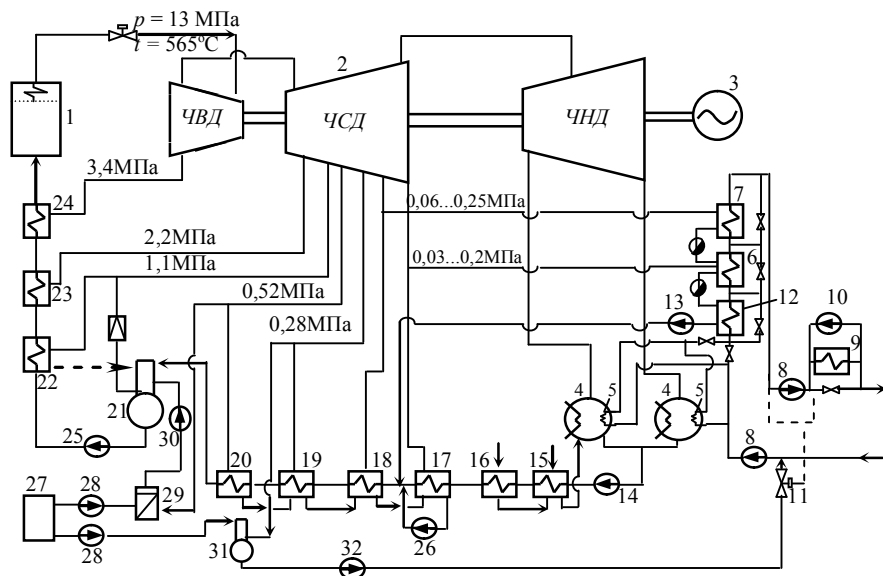


Рис 4.1. Принципиальная тепловая схема коммунальной ТЭЦ с турбиной Т-100-130: 1 – парогенератор; 2 – турбина; 3 – электрогенератор; 4 – конденсатор; 5 – теплофикационный пучок в конденсаторе; 6 и 7 – подогреватели сетевой воды нижней и верхней ступени; 8 – сетевой насос; 9 – пиковый водогрейный котел; 10 – рециркуляционный насос; 11 – регулятор подпитки; 12 – охладитель конденсата; 13 и 14 – конденсатные насосы; 15 и 16 – эжекторный и сальниковый подогреватели; 17...20 – регенеративные подогреватели низкого давления; 21 – стационарный деаэрактор; 22...24 – регенеративные подогреватели высокого давления; 25 – питательный насос; 26 – конденсатный насос подогревателей низкого давления; 27 – аппараты химводоочистки; 28 – насосы химводоочистки; 29 – испарительная установка; 30 – подпиточный насос станции; 31 – деаэрактор подпитки сетевой воды; 32 – подпиточный насос; ЧВД, ЧСД и ЧНД – части соответственно высокого, среднего и низкого давления турбины

Часть отработавшего в турбине пара с давлением 0,03...0,25 МПа идет через регулируемые теплофикационные отборы на подогрев сетевой воды для теплоснабжения. Остальная часть пара расширяется в части низкого давления турбины до давления 0,004...0,006 МПа и поступает в конденсатор 4, где отдает тепло охлаждающей воде и конденсируется. Образующийся конденсат подается с помощью конденсатных насосов 14 в деаэратор 21. В деаэратор поступает также подпиточная вода после химводоочистки 27 для восполнения утечек пара и конденсата из цикла станции и иногда конденсат после теплофикационных подогревателей.

В деаэраторе из питательной воды, поступающей в парогенератор с помощью питательных насосов 25, удаляются вызывающие коррозию газы (O_2 , CO_2). Удаление газов из воды производят, как правило, в термических деаэраторах путем продувки их паром различных давлений (от давления атмосферного до давления 0,6...0,7 МПа).

Для повышения КПД ТЭЦ в схеме предусматривается ступенчатый регенеративный подогрев питательной воды, в результате которого происходит выработка части электрической энергии на внутреннем тепловом потреблении. Для этого у турбины имеется ряд нерегулируемых отборов пара различного давления, используемых для подогрева воды в последовательно расположенных (обычно поверхностных) подогревателях 17...20 и 22...24, а также в деаэраторе 21. Подогреватели 17...20, расположенные по ходу движения питательной воды до деаэратора, называют подогревателями низкого давления (ПНД), так как они работают при низком давлении, создаваемом конденсатным насосом 14. Подогреватели 22...24, расположенные после деаэратора, называют подогревателями высокого давления (ПВД), так как они работают при высоком давлении, создаваемом питательным насосом 25. Слив конденсата из подогревателей происходит, как правило, в предыдущие подогреватели вследствие разности давлений между отборами пара (каскадный слив) и затем из ПВД в деаэратор, из нижнего ПНД конденсат подается насосом 26 в питательную линию. В схеме регенеративного подогрева воды перед ПНД устанавливаются обычно эжекторный подогреватель 15 для охлаждения пара, выходящего из эжектора, который создает пониженное давление (вакуум) в конденсаторе турбины (0,004...0,006 МПа), и сальниковый подогреватель 16 для охлаж-

дения выпаров из уплотнений турбин. Конденсат после этих подогревателей направляется в конденсатор.

Подготовка теплоносителя с требуемыми для подачи в тепловую сеть параметрами производится на ТЭЦ по схемам, включающим различное теплофикационное оборудование и приборы для автоматического регулирования, контроля и учета тепла.

При отпуске с ТЭЦ горячей воды для систем теплоснабжения применяют схемы, обеспечивающие ступенчатый подогрев сетевой воды паром из различных отборов турбины, начиная с наиболее низкого по температурному потенциалу и переходя по мере нагрева воды к более высоким. В результате достигается увеличение выработки электроэнергии на тепловом потреблении и повышается энергетическая эффективность ТЭЦ.

Подогрев сетевой воды осуществляется обычно в четырех последовательно соединенных подогревателях: охладителе конденсата 12, двух основных пароводяных поверхностных теплообменниках 6 и 7, обогреваемых паром из нижнего и верхнего теплофикационных отборов турбины с давлениями 0,03...0,2 и 0,06...0,25 МПа, и пикового водогрейного котла 9. Конденсат греющего пара верхнего отбора из основного подогревателя 7 сливается каскадно в подогреватель 6 и затем в охладитель конденсата 12. Из охладителя конденсат самотеком или с помощью насоса 13 отводится в смеситель на основной линии конденсата турбины, в стационарный деаэратор или конденсатор. Основные подогреватели покрывают базисную, а пиковые котлы – пиковую часть тепловой нагрузки. Охладители конденсата покрывают весьма небольшую часть базисной нагрузки, так как предназначаются только для понижения температуры конденсата до 90...95°С для обеспечения устойчивой работы конденсатного насоса. Кроме того, в конденсаторе турбины Т-100-130 имеется встроенный теплофикационный пучок 5, в котором можно подогревать подпиточную воду до 30...35°С или обратную сетевую воду в зимнее время, когда в конденсатор идет только охлаждающий часть низкого давления турбины вентиляционный расход пара. При этом в конденсаторе устанавливается повышенное давление (вследствие уменьшения расхода и давления пара перед отсасывающим эжектором).

Вода в тепловую сеть, как правило, подается двумя группами сетевых насосов 8 для создания большей располагаемой разности давлений в тепловой сети. Сетевые насосы первого подъема устанавливаются на обратной линии тепловой сети, перед подогревате-

лями. Максимальное давление воды за ними определяется допустимым из условия прочности давлением для поверхностных теплообменников (~ 1 МПа), минимальное – из условия предотвращения вскипания подогретой воды перед насосами второго подъема. Сетевые насосы второго подъема устанавливаются после поверхностных теплообменников, а максимальное давление за ними определяется допустимыми давлениями воды в пиковом водогрейном котле и трубопроводах тепловой сети (~ 2 МПа).

У каждого из подогревателей в схеме предусматриваются переключки для перепуска воды, которые можно использовать для регулирования температуры воды за ними. Кроме того, для пикового водогрейного котла предусматривается рециркуляционная линия с насосом 10 для частичного перепуска горячей воды на вход котлов для их нормальной работы.

Подпитка воды в тепловую сеть производится химически очищенной деаэрированной водой, подаваемой подпиточным насосом 32 через регулятор подпитки 11 на всасывание сетевого насоса 8. Деаэрация подпиточной воды производится в отдельном деаэраторе 31. В закрытых системах теплоснабжения применяется обычно атмосферный деаэратор (давление $0,1 \dots 0,12$ МПа), питаемый паром из нерегулируемого отбора турбин. В открытых системах теплоснабжения, где величина подпитки значительна, применяется вакуумный деаэратор (давление до $0,07$ МПа), имеющий энергетические преимущества по сравнению с атмосферным деаэратором, так как в качестве греющей среды используется отработавший в турбине пар с более низким давлением или сетевая вода из подающей линии теплосети.

На рис. 4.2, 4.3 показаны примеры принципиальных тепловых схем ТЭЦ с серийными Российскими теплофикационными турбоагрегатами.

При проектировании ТЭЦ необходимо в результате расчета ПТС уточнить состав ее основного и вспомогательного оборудования в соответствии с заданными значениями электрической и тепловой нагрузки.

Выбор типа котельной, если он предопределен внешними факторами, проводится на основе технико-экономических расчетов. Количество и единичная мощность оборудования определяется по результатам расчета тепловых схем котельных. При выборе оборудования следует стремиться к укрупнению единичной производительности.

В котельных отопительного назначения резервных котлов не устанавливают. В котельных промышленного и промышленно – отопительного назначения вопрос о резервировании паровых котлов определяется требованиями внешних потребителей. Если потребитель не допускает перерывов в подаче пара, то в котельной устанавливается минимум один резервный паровой котел и максимум два. Во всех остальных котельных резервных котлов не устанавливают.

Для расчета тепловой схемы должно быть задано:

1. Суммарная расчетная теплофикационная нагрузка ТЭЦ $Q_{отп}$

$$Q_{отп} = Q_o + Q_v + Q_{гвс} + Q_{тех} + Q_{пот},$$

где Q_o – мощность необходимой теплоты на отопление; Q_v – мощность теплоты на вентиляцию; $Q_{гвс}$ – мощность теплоты на горячее водоснабжение; $Q_{тех}$ – технологическая нагрузка, покрываемая горячей водой; $Q_{пот}$ – потери тепла в системах теплоснабжения. По нормам годовые потери не должны превышать 5%. Принимать можно:

$$Q_{пот} = (0,03...0,05) Q_{отп} \text{ и } Q_{отп} = (1,03...1,05)(Q_o + Q_v + Q_{гвс} + Q_{тех}).$$

2. Расход воды на выходе из теплоснабжающей станции $G_{пр}$

$$G_{пр} = G_o + G_v + G_{гвс} + G_{тех} + G_{ут},$$

где $G_{ут}$ – потери теплоносителя в сети. Они должны составлять не более 5% объема воды в тепловых сетях, включая местные системы.

При расчете тепловых схем можно принимать:

$G_{ут} = (1,5...2,0)$ % от расхода воды в подающем трубопроводе, то есть

$$G_{ут} = (0,015...0,02)(G_o + G_v + G_{гвс} + G_{тех}).$$

Здесь индексы такие же, как и в пункте 1.

3. Расход воды на входе теплоотдающей станции $G_{об}$:

$$G_{подп} = G_{пр} - G_{об}.$$

$G_{подп} = G_{ут} + G_{гвс}$ для открытых систем; $G_{подп} = G_{ут}$ – для закрытых систем

4. Температура сетевой воды на входе и выходе теплоснабжающей станции. Зависит от метода регулирования.

5. При отпуске тепла с паром задается расход пара на выходе из теплоснабжающей станции $D_{отп}$:

$$D_{отп} = D_{тех} + D_o + D_v + D_{гвс} + D_{пот}.$$

$D_{отп} = D_o + D_v + D_{гвс}$ – если паром покрываются нагрузки отопления, вентиляции и ГВС.

$D_{пот}$ принимают 3% от технологической нагрузки $D_{тех}$.

6. Давление и состояние пара (степень сухости или температура) на выходе.

7. Гарантированный возврат конденсата и его температура.

Расчет тепловых схем ведется для четырех режимов:

- Максимально зимний режим (соответствует расчетной температуре $t_{\text{но}}$). По результатам расчета определяется максимальная мощность источника тепла и составляются варианты котельной по составу оборудования.
- Контрольный (соответствует средней температуре наиболее холодного месяца $t_{\text{н}}^{\text{XM}}$). Расчет ведется из условия выхода из строя наиболее крупного агрегата. Оставшееся оборудование должно обеспечить расчетную нагрузку на технологию, отопительно-вентиляционную при $t_{\text{н}}^{\text{XM}}$ и средненедельную нагрузку на ГВС. По результатам расчета определяется единичная мощность оборудования.
- Среднеотопительный (соответствует средней температуре за отопительный период $t_{\text{н}}^{\text{CPO}}$).
- Летний (при отсутствии нагрузки на отопление и вентиляцию и при сниженной нагрузке на ГВС). По результатам расчетов 3-го и 4-го режимов определяются технико-экономические показатели источника тепла. По результатам расчета определяются перекачивающие установки.

4.2. Пример расчета тепловой схемы промышленно – отопительной ТЭЦ

Ниже приведен пример расчета тепловой схемы промышленно-отопительной ТЭЦ для максимально-зимнего режима. В состав основного оборудования станции входят мощные турбоагрегаты типов ПТ и Р. Взаимосвязь их тепловых схем, связанная с отсутствием у турбин Р системы регенерации низкого давления, определяет ряд особенностей выполнения расчета тепловой схемы таких ТЭЦ.

4.2.1. Задание на выполнение проекта

Место расположения ТЭЦ – Татарстан.

1. Станция имеет связь с энергосистемой.

2. Техническое водоснабжение – обратное с градирнями.

3. Отпуск пара на производство:

расход пара $D_{\text{п}} = 250 \text{ кг/с}$ (900 т/час);

давление пара – 1,5 МПа.

4. Присоединенные расчетные тепловые нагрузки ТЭЦ:

на отопление – $Q_{от}^p = 280$ МВт; на вентиляцию – $Q_{в}^p = 100$ МВт;

на горячее водоснабжение – $Q_{гвс}^p = 70$ МВт.

5. Температурный график теплосети $t_{пс}/t_{oc} = 150/70$,

где $t_{пс} = 150$ °С, $t_{oc} = 70$ °С – температура прямой и обратной воды теплосети при расчетной температуре наружного воздуха.

6. Теплофикационная система закрытого типа.

7. Доля возврата конденсата пара производственных потребителей $\alpha_{в} = 0,6$.

8. Температура обратного конденсата $t_{ок} = 95$ °С.

4.2.2. Уточнение исходных данных для проектирования

Суммарная расчетная теплофикационная нагрузка ТЭЦ

$$Q_T^p = Q_{от}^p + Q_{в}^p + Q_{гвс}^p = 280 + 100 + 70 = 450 \text{ МВт (387 Гкал/ч)}.$$

Теплофикационная нагрузка ТЭЦ распределяется на основные и пиковые источники тепла. Подогрев сетевой воды производится, как правило, ступенчато. Все современные теплофикационные турбоагрегаты мощностью выше 60 МВт имеют два теплофикационных отбора и встроенный пучок конденсатора. В сетевой подогревательной установке ТЭЦ с современными теплофикационными турбинами подогрев сетевой воды может осуществляться по одно-, двух- и трехступенчатой схемам. При одноступенчатой схеме сетевая вода подогревается паром отбора в нижних сетевых подогревателях теплофикационных турбин. При двухступенчатой схеме – последовательно в нижнем и верхнем сетевых подогревателях, питаемых паром, соответственно, из нижних и верхних теплофикационных отборов. В случае применения трехступенчатой схемы нагрев сетевой воды осуществляют последовательно во встроенных пучках конденсаторов, в нижних и верхних сетевых подогревателях.

За счет пара теплофикационных отборов сетевая вода может быть нагрета до температуры порядка 110...120 °С. В качестве пикового источника тепла на ТЭЦ, как правило, используются пиковые водогрейные котлы. Основная тепловая нагрузка, покрываемая паром из отборов турбин, составляет (50...70%) суммарной теплофикационной нагрузки ТЭЦ при расчетной температуре наружного воздуха. Соот-

ветственно, часовой коэффициент теплофикации для различных ТЭЦ находится в пределах $\beta_T = 0,5...0,7$.

Технико-экономические расчеты показывают, что более высокие значения $\alpha_{ТЭЦ}$ принимаются для ТЭЦ с теплофикационными турбинами электрической мощностью от 100 до 250 МВт.

Нагрузка пиковых водогрейных котлов составляет от 50 до 30% расчетной теплофикационной нагрузки ТЭЦ.

В исходных данных к проектам обычно не задается величина часового коэффициента теплофикации $\alpha_{ТЭЦ}$. Для выбора состава основного оборудования ТЭЦ ее нужно принять, ориентируясь на заданные значения расчетной промышленной и теплофикационной нагрузки станции.

В рассматриваемом примере в исходных данных предусматривается проектирование промышленно-отпительной, а не отопительной ТЭЦ, поэтому в дальнейших расчетах принята величина $\beta_T = 0,55$.

Найдем расчетную тепловую нагрузку сетевых подогревателей теплофикационных турбин:

$$Q_{сп}^p = \beta_T \cdot Q_T^p = 0,55 \cdot 450 = 247,5 \text{ МВт (212,81 Гкал/ч);}$$

и пиковых водогрейных котлов:

$$Q_{пвк}^p = (1 - \beta_T) \cdot Q_T^p = 202,5 \text{ МВт (174,1 Гкал/ч).}$$

Определим расчетный расход пара из теплофикационных отборов всех турбин ТЭЦ на сетевые подогреватели, предварительно оценив величину разности энтальпий отборного пара и конденсата $\Delta i = 2165 \text{ кДж/кг}$:

$$D_{СП\Sigma}^p = 10^3 \cdot \frac{Q_{сп}^p}{\Delta i} = \frac{247,5 \cdot 1000}{2165} = 114,32 \text{ кг/с (411,552 т/ч).}$$

Найдем величину расхода пара из регулируемых промышленных и теплофикационных отборов турбин для удовлетворения внешних технологических и теплофикационных нагрузок потребителей:

$$D_{вн} = D_{п} + D_{СП\Sigma}^p = 250 + 114,32 = 364,32 \text{ кг/с.}$$

Ориентировочно оценим требуемую паропроизводительность энергетических котловых агрегатов ТЭЦ. Ее можно определить двумя способами.

По первому способу производится оценка расхода перегретого пара, потребляемого всеми конденсационными турбинами ТЭЦ с регулируемыми отборами пара:

$$D_{0\Sigma}^T = (1 + k_{РЕГ}) \cdot \left(\frac{N_{\Sigma}}{H_i \cdot \eta_{ЭМ}} + Y_{п} \cdot D_{П\Sigma} + Y_T \cdot D_{СП\Sigma} \right),$$

где N_{Σ} – суммарная электрическая мощность турбин ТЭЦ с регулируемыми отборами на максимально-зимнем режиме; $k_{\text{рег}}$ – усредненная величина коэффициента, учитывающего регенеративные отборы пара этих турбин; H_i – внутренний теплоперепад при конденсационном режиме, кДж/кг; $Y_{\text{п}}$, $Y_{\text{т}}$ – коэффициенты недовыработки энергии паром промышленных и теплофикационных отборов турбин; $D_{\text{П}\Sigma} = D_{\text{П}\Sigma}^{\text{р}} + D_{\text{п}}^{\text{чн}}$, $D_{\text{СП}\Sigma} = D_{\text{СП}\Sigma}^{\text{р}} + D_{\text{сп}}^{\text{чн}}$ – суммарные расходы пара из промышленных и теплофикационных отборов; $D_{\text{п}}^{\text{чн}}$, $D_{\text{сп}}^{\text{чн}}$ – расход пара из регулируемых отборов для обеспечения собственных нужд ТЭЦ; $\eta_{\text{эм}}$ – электромеханический КПД.

При установке на ТЭЦ противодавленческих турбин целесообразно предусмотреть их работу при номинальном расходе перегретого пара.

Но этот метод достаточно сложен и мало приемлем, в особенности потому, что еще не известен состав устанавливаемого турбинного оборудования, не определены величины расходов пара к промышленным потребителям и на собственные нужды ТЭЦ – $D_{\text{П}\Sigma}^{\text{р}}$, $D_{\text{СП}\Sigma}^{\text{р}}$, $D_{\text{п}}^{\text{чн}}$, $D_{\text{сп}}^{\text{чн}}$.

Второй способ предусматривает оценку паропроизводительности котлоагрегатов ТЭЦ пропорционально величине суммарного расхода пара из регулируемых отборов турбин для обеспечения внешних технологических и теплофикационных нагрузок $D_{\text{КОТ}\Sigma} = k \cdot D_{\text{вн}}$. Этот метод значительно проще.

Величина коэффициента пропорциональности может быть оценена в зависимости от типа ТЭЦ (промышленно-отопительная или отопительная ТЭЦ, закрытая или открытая система теплоснабжения) и потребных расходов пара на собственные нужды ТЭЦ из регулируемых отборов турбин.

Коэффициент пропорциональности k учитывает расход пара в нерегулируемые регенеративные отборы турбин и вентиляционные пропуски пара в конденсаторы.

Учитывая, что проектируемая ТЭЦ имеет большую нагрузку промышленных отборов ($D_{\text{п}} = 900$ т/час) и достаточно низкий коэффициент возврата обратного конденсата пара теплофикационных отборов ($\alpha_{\text{в}} = 0,6$), она будет иметь значительный расход отборного пара на собственные нужды – для подогрева сырой воды перед химводоочистки (ХВО), подогрева и деаэрации подпиточной химочищенной и химобессоленной воды, используемой для восполнения потерь в пароводяном тракте, на отопление помещений ТЭЦ, на подогрев мазута,

подогрев холодного воздуха перед котлами в калориферах и на другие собственные нужды.

Тогда, приняв величину $k = 1,55$, предварительно определим требуемое значение расхода пара энергетических котлоагрегатов ТЭЦ:

$$D_{\text{КОТЭС}} = k \cdot D_{\text{ВН}} = 1,55 \cdot 364,7 = 565,29 \text{ кг/с (2032,9 т/ч)}.$$

4.2.3. Выбор состава основного турбинного и котельного оборудования

Выбор числа и типа паровых турбин на ТЭЦ производится с учетом покрытия ими расчетных паровых нагрузок из промышленных $D_{\text{П}}^{\text{отб}}$ и теплофикационных $D_{\text{СПС}}^{\text{р}}$ регулируемых отборов. При этом также необходим учет расходов пара на собственные нужды станции из промышленного $D_{\text{п}}^{\text{сн}}$ и теплофикационного $D_{\text{сн}}^{\text{сн}}$ отборов. Величины этих расходов пара зависят также от вида сжигаемого топлива и от ряда других факторов.

Из промышленных отборов турбин пар поступает к потребителю с расходом $D_{\text{п}}$ и на собственные нужды ТЭЦ с расходом $D_{\text{п}}^{\text{сн}}$:

$$D_{\text{п}}^{\text{отб}} = D_{\text{п}} + D_{\text{п}}^{\text{сн}}.$$

Для теплофикационных турбин с двумя регулируемыми отборами пара существует запрет заводов-изготовителей на использование пара теплофикационных отборов турбин для собственных нужд ТЭЦ. Дополнительная теплофикационная нагрузка собственных нужд – отопление зданий ТЭЦ, подогрев греющей воды для вакуумных деаэраторов подпитки теплосети – обеспечивается за счет того, что часть прямой сетевой воды после сетевых подогревателей теплофикационных турбин направляется в соответствующие теплообменники на ТЭЦ.

Предварительно оценим величину доли дополнительной нагрузки сетевых подогревателей для обеспечения указанных собственных нужд ТЭЦ от их расчетной теплофикационной нагрузки $\beta_{\text{СН}}^{\text{Т}} = 0,01$:

$$Q_{\text{сн}}^{\text{сн}} = 0,01 Q_{\text{сн}}^{\text{р}} = 0,01 \cdot 450 = 4,5 \text{ МВт}.$$

Тогда действительная тепловая нагрузка сетевых подогревателей

$Q_{\text{сн}}^{\text{ф}} = Q_{\text{сн}}^{\text{р}} + Q_{\text{сн}}^{\text{сн}} = 247,5 + 4,5 = 252 \text{ МВт (216,68 Гкал/ч)}$
и требуемый расход пара из теплофикационных отборов турбин

$$D_{\text{СП}\Sigma}^{\Phi} = 10^3 \frac{Q_{\text{сп}}^{\Phi}}{\Delta i \cdot \eta_{\text{ЭМ}}} = \frac{252 \cdot 1000}{2165 \cdot 0,99} = 117,57 \text{ кг/с.}$$

Соответственно этому фактическая теплофикационная нагрузка ТЭЦ составит

$$Q_{\text{Т}}^{\Phi} = Q_{\text{Т}}^{\text{р}} + Q_{\text{сп}}^{\text{сн}} = 450 + 4,5 = 454,5 \text{ МВт (390,8 Гкал/ч).}$$

Большое значение при выборе типов турбин, устанавливаемых на ТЭЦ, имеет характер графика технологической тепловой нагрузки. При равномерном графике годовых технологических тепловых нагрузок целесообразно принимать к установке противоавтоматические турбины. Они наиболее просты, дешевы и, при условии полной загрузки, экономичнее других типов турбин. В случае переменного характера графика годовых технологических нагрузок целесообразнее устанавливать на проектируемой ТЭЦ турбины типа ПТ с регулируемым промышленными и теплофикационными отборами. При проектировании промышленных и промышленно-отопительных ТЭЦ следует также учитывать постепенность роста тепловых нагрузок по годам. Поэтому в качестве первых агрегатов на этих ТЭЦ обычно вначале устанавливают турбины ПТ, а в дальнейшем – турбины Т и, при необходимости, противоавтоматические турбины типа Р.

При выборе вариантов основного оборудования следует ориентироваться на технические характеристики современных теплофикационных турбин, приведенные в Приложении.

В соответствии с заданием на курсовое проектирование произведем выбор одного из возможных вариантов состава основного оборудования ТЭЦ и проверку его соответствия нормам технологического проектирования ТЭС.

Учитывая значительную тепловую мощность проектируемой ТЭЦ по технологическому пару, в первом варианте выбора основного оборудования будем ориентироваться на установку турбин ПТ-135/165-130/13.

Номинальная величина теплофикационных отборов турбины ПТ-135 равна $D_{\text{ТНОМ}}^{\text{ПТ-135}} = 60,9 \text{ кг/с (219,24 т/ч)}$, промышленного отбора $D_{\text{ПНОМ}}^{\text{ПТ-135}} = 88,9 \text{ кг/с (320 т/ч)}$. Тогда, исходя из требуемого суммарного расхода пара теплофикационных отборов, на ТЭЦ должны быть установлены:

$$n_{\text{Т}} = D_{\text{СП}\Sigma}^{\Phi} / D_{\text{ТНОМ}}^{\text{ПТ-135}} = 117,9 / 60,9 = 1,93, \text{ т.е. две турбины ПТ-135.}$$

При номинальном режиме работы этих турбин суммарный отпуск пара из их производственных отборов составит $D_{\text{ПНОМ}\Sigma}^{\text{ПТ-135}} = 2 \cdot 88,9 = 177,8 \text{ кг/с.}$

Требуемый заданием на проектирование расход пара промышленным потребителям из производственных отборов турбин ТЭЦ $D_{\text{п}} = 250$ кг/с больше номинальных значений промышленных отборов двух турбин ПТ-135. Исходя из этого, кроме двух турбин ПТ-135-130/13 на проектируемой ТЭЦ следует установить также и противодавленческие турбоагрегаты типов Р-50 или Р-100.

В соответствии с тепловой схемой станции, в состав основного оборудования которой входят турбоагрегаты типов ПТ и Р (рис. 4.1), при определении величины паровой нагрузки промышленных отборов устанавливаемых турбин следует также учесть и расход пара для обеспечения собственных нужд станции – на подогрев сырой воды перед химводоочисткой (в ПСВ-2), на подогреватели деаэрированной химобессоленной воды (ПДХОВ), на деаэраторы высокого давления для турбоагрегатов типа Р.

Учитывая эти обстоятельства, предварительно примем, с последующим уточнением, что общая величина дополнительного расхода пара из промышленных отборов турбин, потребляемая собственными нуждами станции, составит 21% от его расхода промышленным потребителям:

$$D_{\text{п}}^{\text{сн}} = 0,21D_{\text{п}} = 0,21 \cdot 250 = 52,5 \text{ кг/с.}$$

Суммарная величина промышленных отборов всех турбин ТЭЦ в этом случае будет равна

$$D_{\text{п}}^{\text{отб}} = 250 + 52,5 = 302,5 \text{ кг/с.}$$

С учетом необходимости использования части пара из противодавления на обеспечение собственных нужд ТЭС примем к установке одну турбину Р-100-130/15, имеющую номинальный расход пара в противодавлении 181 кг/с (651,6 т/ч).

Для покрытия пиковых теплофикационных нагрузок предусматриваем установку на ТЭЦ пиковых водогрейных котлов КВГМ-100 тепловой мощностью 100 Гкал/ч. Их требуемое количество:

$$n_{\text{ГВК}} = Q_{\text{ГВК}}^{\text{п}} / Q_{\text{ГВК}}^{\text{ном}} = 174/100 = 1,74,$$

следовательно, нужно установить два пиковых водогрейных котла.

Учитывая, что в турбинах ПТ-135 и Р-100 применена однотипная ЧВД с одинаковыми расходами перегретого пара на установку 211 кг/с (759,6 т/ч), определим суммарный расход пара на две турбины ПТ-135 и одну Р-100 при их работе в номинальном режиме:

$$D_{\text{ТУП}} = 2 \cdot D_0^{\text{ПТ-135}} + D_0^{\text{Р-100}} = 3 \cdot 211 = 633 \text{ кг/с (2278,8 т/ч).}$$

Определим требуемую паропроизводительность энергетических котлов ТЭЦ при работе турбоагрегатов в номинальном режиме, с запасом в 3%:

$$D_{\text{КОТ}} = 1,03D_{\text{ТУП}} = 1,03 \cdot 633 = 652 \text{ кг/с (2347,16 т/ч)}.$$

Выбираем к установке на ТЭЦ котельные агрегаты типа Е-420-140-НГМ номинальной паропроизводительностью по 420 т/ч (116,66 кг/с).

Число этих котлов должно быть не менее $n_{\text{К}} = 2347,16/420 = 5,588$.

Таким образом, требуется установить на ТЭЦ шесть энергетических паровых котлов Е-420-140-НГМ. Максимальный расход пара от котлов ТЭЦ составит:

$$D_{\text{КОТ}}^{\text{макс}} = n_{\text{К}} \cdot D_{\text{Е-420}}^{\text{НОМ}} = 6 \cdot 420 = 2520 \text{ т/ч}.$$

Итак, состав первого варианта основного оборудования устанавливаемого на проектируемой ТЭЦ определился: 2×ПТ-135/165-130/15, 1×Р-100-130/15, 6×Е-420-140НГМ, 2×КВГМ-100.

Аналогично изложенному выше производят выбор состава основного оборудования ТЭЦ и для других, альтернативных вариантов.

4.2.4. Проверка удовлетворения состава основного оборудования требованиям ПТЭ

Необходимо проверить, выполняются ли для каждого из вариантов состава основного энергетического оборудования требования норм технологического проектирования по условиям обеспечения надежности теплоснабжения потребителей от проектируемой ТЭЦ.

Нормы технологического проектирования ТЭС требуют, чтобы при выходе из строя одного энергетического котла оставшиеся, включая пиковые, обеспечили максимально длительный отпуск пара на производство и средний за наиболее холодный месяц отпуск тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. При этом допускается снижение электрической нагрузки ТЭЦ на величину самого крупного турбоагрегата.

Проверка соответствия выбранного варианта состава основного оборудования требованиям норм технологического проектирования ТЭС производится в следующем порядке.

Вначале проверяется возможность покрытия ТЭЦ тепловых нагрузок при аварийной остановке одного энергетического котлоагрегата.

В этом случае суммарная паропроизводительность пяти работающих котлов будет равна

$$D_{\text{КОТ}} = D_{\text{КОТ}}^{\text{НОМ}} \cdot (n_{\text{К}} - 1) = 116,66 \cdot 5 = 583,333 \text{ кг/с (2100 т/ч)}.$$

Предположим, что при останове одного из котлов турбина Р-100 продолжает работать в номинальном режиме с расходом пара к промышленным потребителям порядка 160 кг/с (с учетом расхода части пара на собственные нужды ТЭЦ). В этом случае при условии одинаковой загрузки турбин ПТ-135 расход пара из промышленных отборов каждой из них составит

$$D_{\text{п}}^{\text{ПТ-135}} = \frac{D_{\text{п}}^{\text{отб}} - D_{\text{п}}^{\text{Р-100}}}{2} = \frac{302,5 - 160}{2} = 71,25 \text{ кг/с,}$$

т.е. ниже максимального расхода из промышленного отбора. Следовательно, при останове одного котла обеспечивается поддержание ТЭЦ внешней промышленной нагрузкой.

Проверим, будет ли достаточна теплофикационная мощность оборудования ТЭЦ для покрытия средней теплофикационной нагрузки самого холодного месяца, которая определяется по формуле

$$Q_{\text{хм}} = Q_{\text{от}}^{\text{Р}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{ср}}^{\text{хм}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{ро}}} + Q_{\text{в}}^{\text{Р}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{ср}}^{\text{хм}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{рв}}} + Q_{\text{гв}}^{\text{Р}},$$

где $t_{\text{в}} = 18^{\circ}\text{C}$ – температура внутри зданий; $t_{\text{ср}}^{\text{хм}}$ – средняя за наиболее холодный месяц температура наружного воздуха; $t_{\text{ро}}$, $t_{\text{рв}}$, – соответственно, расчетная температура наружного воздуха для отопления и вентиляции.

Для Татарстана $t_{\text{ср}}^{\text{хм}} = -15,1^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{ро}} = -34^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{рв}} = -20^{\circ}\text{C}$:

$$Q_{\text{хм}} = 280 \frac{18 + 15,1}{18 + 34} + 100 \frac{18 + 15,1}{18 + 20} + 70 = 335,34 \text{ МВт (288,34 Гкал/ч).}$$

С учетом собственных теплофикационных нужд станции фактическая величина средней за наиболее холодный месяц теплофикационной нагрузки ТЭЦ:

$$Q_{\text{хм}}^{\text{ф}} = Q_{\text{хм}} + Q_{\text{сн}}^{\text{сн}} = 335,34 + 4,5 = 339,83 \text{ МВт (292,21 Гкал/ч).}$$

Поскольку два пиковых котла КВГМ-100 в номинальном режиме имеют суммарную тепловую мощность 200 Гкал/ч, то теплофикационная нагрузка каждой из турбин ПТ-135 в рассматриваемом случае должна быть не менее, чем

$$Q_{\text{т}}^{\text{ПТ-135}} = \frac{292,21 - 200}{2} = 46,1 \text{ Гкал/ч (53,61 МВт).}$$

При том условии, что расход пара на турбину Р-100 равен 211 кг/с (759,6 т/ч), расход пара на единицу каждой из турбин ПТ-135

$$D_0^{\text{ПТ-135}} = \frac{D_{\text{КОТ}} - D_0^{\text{P-100}}}{n_{\text{T}}} = \frac{583,33 - 211}{2} = 186,15 \text{ кг/с (670,14 т/ч)}.$$

Таким образом, при выходе из строя одного энергетического котла станция обеспечивает неизменную величину отпуска пара промышленному потребителю и покрытие средней теплофикационной нагрузки самого холодного месяца при некотором снижении электрической мощности ТЭЦ, что допустимо для станции, работающей в энергосистеме.

Далее переходят к проверке выполнимости требований норм технологического проектирования при условии выхода из строя одного пикового водогрейного котла.

Фактическая тепловая нагрузка сетевых подогревателей турбин ТЭЦ

$$Q_{\text{сп}}^{\phi} = 252 \text{ МВт (216,68 Гкал/ч)}.$$

Условие проверки:

$$Q_{\text{хм}}^{\phi} \leq Q_{\text{сп}}^{\phi} + (n_{\text{ПВК}} - 1) \cdot Q_{\text{ПВК}}^{\text{НОМ}},$$

где $Q_{\text{ПВК}}^{\text{НОМ}} = 100 \text{ Гкал/ч}$ – теплопроизводительность пикового котла.

$$292,21 < 216,68 + (2 - 1) \cdot 100; \quad 292,21 < 316,68 \text{ Гкал/ч.}$$

Условие выполняется, поэтому вариант выбора оборудования, в состав которого входят две турбины ПТ-135, одна Р-100, два пиковых котла КВГМ-100, шесть энергетических котлов Е-420-140 НГМ, является технически приемлемым.

Наконец, проверяется условие удовлетворения средней теплофикационной нагрузки самого холодного месяца при выходе из строя одной из основных турбин ТЭЦ.

При остановке турбины Р-100 возникающий недоотпуск пара из промышленного отбора необходимо полностью компенсировать за счет увеличения до максимума расхода пара из промышленных отборов турбин ПТ-135, соответственно уменьшая расход пара из теплофикационных отборов этих турбин до величины, обеспечивающей покрытие вместе с водогрейными котлами средней теплофикационной нагрузки самого холодного месяца $Q_{\text{хм}}$. Остающийся дефицит промышленного отбора пара будет покрываться резервной РОУ 14/1,5 МПа.

В рассматриваемом случае у работающих турбин ПТ-135-130/15 при расходе перегретого пара 208,3 кг/с (750 т/ч) и нагрузке теплофикационных отборов 51,87 Гкал/ч максимальная нагрузка их промышленных отборов $D_{\text{Пмак}}^{\text{ПТ-135}}$ составит 108,3 кг/с (389,88 т/ч) (табл. П2).

С учетом того, что на собственные нужды ТЭЦ будет расходоваться пар 1,5 МПа в количестве $D_{\text{п}}^{\text{сн}} = 52,5$ кг/с, необходимо на ТЭЦ обеспечить его производство в количестве $D_{\text{п}}^{\text{отб}} = 302,5$ кг/с.

Очевидно, что при максимальной величине промышленных отборов работающих турбин ПТ-135-130/15 и остановке турбины Р-100 для покрытия возникающего дефицита пара 1,5 МПа должны включаться в работу резервные РОУ 14/1,5. Необходимая их пропускная способность

$$D_{\text{РОУ}} = D_{\text{п}}^{\text{отб}} - 2 \cdot D_{\text{ПТ-135}}^{\text{ПТ-135}} = 302,5 - 2 \cdot 108,3 = 85,9 \text{ кг/с.}$$

Таким образом, при остановке турбины Р-100 тепловые нагрузки промышленного и теплофикационных потребителей ТЭЦ будут покрываться без ограничений.

При выходе из строя одной турбины ПТ-135-130/15 необходимая теплофикационная нагрузка ТЭЦ при средней температуре наиболее холодного месяца 292,21 Гкал/ч покрывается двумя пиковыми котлами и второй турбиной ПТ-135, величина максимальной теплофикационной нагрузки которой равна $Q_{\text{Тmax}}^{\text{ПТ-135}} = 140$ Гкал/ч (табл. П2).

Для покрытия дефицита промышленной нагрузки ТЭЦ необходимо дополнительное включение РОУ 14/1,5.

Выбранный вариант основного оборудования ТЭЦ полностью удовлетворяет требованиям норм технологического проектирования и может быть принят для технико-экономического сравнения с другими возможными вариантами основного оборудования.

4.2.5. Выбор и разработка внешних узлов тепловой схемы ТЭЦ

После выбора состава основного оборудования следует уточнить принципиальную тепловую схему проектируемой станции. На рис. 4.4 приведена схема внешних узлов турбины ПТ-135/165-130/15. Так как проектируемая ТЭЦ будет работать на закрытую теплосеть, то при уточненной схеме нужно исключить подогрев сырой воды во встроженных пучках конденсаторов турбин ПТ-135.

Перед тем как приступить к расчету тепловой схемы, необходимо определить характеристики ее внешних узлов. К ним относятся: теплофикационная система станции, схема непрерывной продувки энергетических котлов, схема подогрева сырой воды перед химводоочисткой, система подготовки, деаэрации и подогрева обессоленной добавочной воды, система умягчения и деаэрации подпиточной воды теплосети. При закрытой схеме теплосети для горячего водоснабжения

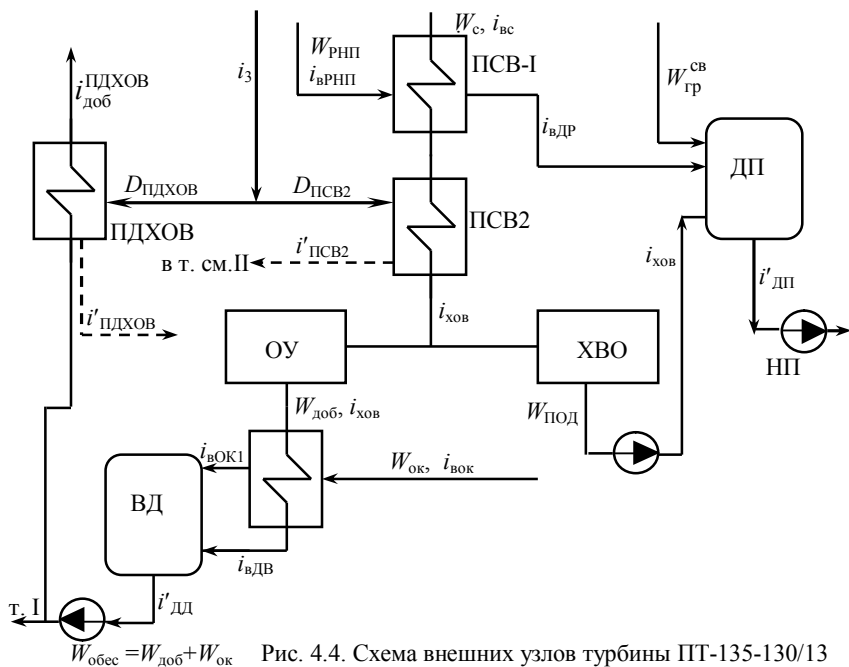


Рис. 4.4. Схема внешних узлов турбины ПТ-135-130/13

потребителей используется водопроводная вода, предварительно подогретая в поверхностных подогревателях горячего водоснабжения местных тепловых пунктов за счет частичного охлаждения обратной сетевой воды теплосети. Поэтому расход прямой сетевой воды в прямой линии теплосети для закрытой теплофикационной системы определяется только с учетом расчетных тепловых нагрузок на отопление и вентиляцию потребителей.

$$W_{CB} = \frac{Q_T^P + Q_B^P}{c_p \cdot (t_{PC} - t_{OC})} = \frac{380 \cdot 10^3}{4,19(150 - 70)} = 1133,65 \text{ кг/с (4081,1 т/ч)},$$

где $t_{pc} = 150^\circ\text{C}$, $t_{oc} = 70^\circ\text{C}$ – температура прямой и обратной воды теплосети при расчетной температуре наружного воздуха.

Потери с продувочной водой и потери пара и конденсата от внутренних утечек в тепловой схеме ТЭЦ можно определить по паропроизводительности котлов. При восполнении потерь продувочной воды котлов химически обессоленной водой величина непрерывной продувки, в соответствии с ПТЭ, должна быть в пределах (0,3...0,5%) от

паропроизводительности. Приняв $\alpha_{\text{пр}} = 0,00415$, определим расход продувочной воды котлов:

$$W_{\text{пр}} = \alpha_{\text{пр}} \cdot D_{\text{КОТЭС}} = 0,00415 \cdot 652 = 2,7 \text{ кг/с (9,74 т/ч)}.$$

Расширители непрерывной продувки котлов (РНП)

Для упрощения анализа считаем, что на ТЭЦ имеется один РНП, в который входит продувочная вода $W_{\text{пр}}$ от всех работающих котлов. Схема потоков пара и воды расширителя непрерывной продувки показана на рис. 4.5.

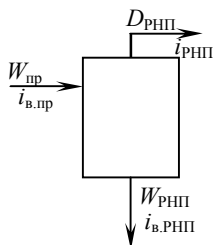


Рис. 4.5. Схема потоков РНП

Материальный и тепловой балансы РНП:

$$W_{\text{пр}} = D_{\text{РНП}} + W_{\text{РНП}};$$

$$W_{\text{пр}} \cdot i_{\text{в,пр}} = D_{\text{РНП}} \cdot i_{\text{РНП}} + W_{\text{РНП}} \cdot i_{\text{в,РНП}},$$

где $W_{\text{пр}}$ – расход продувочной воды котлов; $D_{\text{РНП}}$ – расход пара через расширитель, образовавшегося из котловой воды; $W_{\text{РНП}}$ – расход неиспарившейся воды в РНП; $i_{\text{в,пр}}$ – удельная энтальпия насыщения котловой воды; $i_{\text{РНП}}$ – удельная энтальпия насыщенного пара; $i_{\text{в,РНП}}$ – удельная энтальпия воды в РНП.

РНП. При давлении в РНП $p_{\text{РНП}} = 15 \text{ МПа}$: $i_{\text{РНП}} = 2756 \text{ кДж/кг}$; $i_{\text{в,пр}} = 1612 \text{ кДж/кг}$; $i_{\text{в,РНП}} = 670 \text{ кДж/кг}$.

Тогда расход пара через расширитель, образовавшегося из котловой воды:

$$D_{\text{РНП}} = \frac{W_{\text{пр}}(i_{\text{в,пр}} - i_{\text{в,РНП}})}{i_{\text{РНП}} - i_{\text{в,РНП}}} = \frac{2,7(1612 - 670)}{2756 - 670} = 1,219 \text{ кг/с}.$$

Расход неиспарившейся воды из РНП, направляемой через ПСВ-I на подпитку теплосети:

$$W_{\text{РНП}} = W_{\text{пр}} - D_{\text{РНП}} = 2,7 - 1,219 = 1,487 \text{ кг/с (5,35 т/ч)}.$$

Потери пара и конденсата от утечек из пароводяного тракта не должны превышать 1,2% от паропроизводительности котлов для отопительных и 1,6% для промышленно-отопительных ТЭЦ. Приняв долю утечек $\alpha_{\text{ут}} = 0,014$, определим необходимый расход добавочной химобессоленной воды на ТЭЦ для компенсации утечек:

$$W_{\text{ут}} = \alpha_{\text{ут}} D_{\text{КОТЭС}} = 0,014 \cdot 652 = 9,128 \text{ кг/с}.$$

Так как вторичный пар из РНП в количестве $D_{\text{РНП}} = 1,219 \text{ кг/с}$ полезно используется в деаэраторах высокого давления (ДВД), то вели-

чина внутренних потерь пара и конденсата основного пароводяного тракта ТЭЦ:

$$W_{\text{вн}} = W_{\text{РНП}} + W_{\text{ут}} = 1,481 + 9,128 = 10,6 \text{ кг/с.}$$

Расход добавочной химобессоленной воды для восполнения внешних потерь $D_{\text{невоз}}$ (не возврата конденсата пара промышленных отборов с производства):

$$D_{\text{невоз}} = (1 - \alpha_{\text{в}}) D_{\text{п}} = (1 - 0,6)250 = 100 \text{ кг/с.}$$

Суммарный расход добавочной воды химобессоленной воды на ТЭЦ, требуемый для компенсации внутренних и внешних потерь пара и конденсата:

$$W_{\text{доб}} = D_{\text{невоз}} + W_{\text{вн}} = 100 + 10,6 = 110,6 \text{ кг/с.}$$

При доле возврата конденсата с производства $\alpha_{\text{в}} = 0,6$ с температурой $t_{\text{ок}} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$ расход обратного конденсата $W_{\text{ок}}$ составит

$$W_{\text{ок}} = \alpha_{\text{в}} \cdot D_{\text{п}} = 0,6 \cdot 250 \text{ кг/с.}$$

Приняв, что потери сетевой воды в теплосети составляют 2% от расхода сетевой воды, а неиспарившаяся в РНП продувочная вода используется для подпитки теплосети, определим величину расхода умягченной химоочищенной воды (ХОВ), идущей на подпитку теплосети:

$$W_{\text{под}} = 0,02W_{\text{св}} - W_{\text{РНП}} = 0,02 \cdot 1133,65 - 1,487 = 21,186 \text{ кг/с (76,27 т/ч).}$$

Расход сырой воды, поступающей на химводоочистку ТЭЦ, с учетом того, что около 25...30% этой воды используется для обеспечения собственных нужд (принят расход сырой воды на собственные нужды ХВО 25%):

$$W_{\text{с}} = 1,25 (W_{\text{под}} + W_{\text{доб}}) = 1,25(21,186 + 110,6) = 164,75 \text{ кг/с.}$$

В соответствии с уточненной расчетной тепловой схемой, при закрытой теплофикационной системе сырая вода нагревается в подогревателях сырой воды первой и второй ступеней (ПСВ-I и ПСВ-II) и поступает на химводоочистку.

Подогреватель сырой воды I ступени (ПСВ-I)

Греющим агентом в ПСВ-I служит неиспарившаяся вода из РНП в количестве $W_{\text{РНП}} = 1,487 \text{ кг/с}$ с энтальпией $i_{\text{в.РНП}} = 670 \text{ кДж/кг}$.

Считаем, что температура исходной сырой воды, поступающей на ТЭЦ в зимний период, равна $t_{\text{с}} = 5^\circ\text{C}$, минимальный температурный напор в ПСВ-I примем равным $\delta t = 15^\circ\text{C}$.

ПСВ-I является водо-водяным теплообменником противоточного типа. При том, что расход греющего агента – неиспарившейся продувочной воды РНП – значительно меньше расхода нагреваемой сырой воды, в ПСВ-I минимальный температурный напор будет на холодном конце теплообменника. Тогда температура продувочной воды на выходе из ПСВ-I будет равна $t_{\text{ДР}} = 5 + 15 = 20^{\circ}\text{C}$. Ее энтальпия составит $i_{\text{вДР}} = 83,8$ кДж/кг.

Из уравнения теплового баланса подогревателя можно определить энтальпию сырой воды на выходе из ПСВ-I:

$$i_{\text{вПСВ1}} = i_{\text{вс}} + \frac{W_{\text{РНП}}}{W_{\text{с}}} (i_{\text{вРНП}} - i_{\text{вДР}}) \eta = 20,95 + \frac{1,487}{164,75} (670 - 83,8)0,98 =$$

$$= 26,13 \text{ кДж/кг},$$

где $i_{\text{вс}} = 20,95$ кДж/кг – энтальпия сырой воды.

Подогреватель сырой воды II ступени (ПСВ-II)

После ПСВ-I сырая вода дополнительно подогревается до температуры $t_{\text{ХВО}} = 30^{\circ}\text{C}$ в ПСВ-II паром из противодавления турбины Р-100. Энтальпия сырой воды за ПСВ-II $i_{\text{вХВО}} = 125,6$ кДж/кг.

Тепловая нагрузка ПСВ-II определится из теплового баланса:

$$Q_{\text{ПСВ2}} = W_{\text{с}} (i_{\text{вХВО}} - i_{\text{в1С}}) D_{\text{ПСВ2}} (i_3 - i'_{\text{ПСВ2}}) \eta;$$

$$Q_{\text{ПСВ2}} = 164,75 (125,6 - 26,13) = 16387,1 \text{ кВт}.$$

Определим величину расхода греющего пара $D_{\text{ПСВ2}}$, считая, что температура насыщения $t_{\text{с}}^{\text{ПСВ2}} = 60^{\circ}\text{C}$:

$$D_{\text{ПСВ2}} = \frac{Q_{\text{ПСВ2}}}{(i_3 - i'_{\text{ПСВ2}}) \eta} = \frac{16,387 \cdot 10^3}{(3010 - 251,09)0,99} = 6 \text{ кг/с}.$$

Подогреватель химобессоленной воды (ПХОВ)

В ПХОВ производится подогрев добавочной химобессоленной воды, прошедшей обессоливающую установку (ОУ) перед ее подачей в вакуумный деаэратор добавочной воды. Греющим агентом в ПХОВ служит обратный конденсат пара, поступающий с производства:

$$W_{\text{ок}} = \alpha_{\text{в}} D_{\text{п}} = 0,6 \cdot 250 = 150 \text{ кг/с}.$$

Из уравнения теплового баланса определим температуру обратного конденсата $t_{\text{ОК1}}$ на выходе из ПХОВ.

В этом противоточном водо-водяном подогревателе расход греющего агента (обратного конденсата) больше расхода нагреваемой среды – добавочной хлоридной воды $W_{доб} = 110,6$ кг/с, следовательно, минимальный температурный напор находится на горячей стороне теплообменника. Приняв его величину $\delta t = 15^\circ\text{C}$, определим температуру и энтальпию добавочной воды на выходе ПХОВ:

$$t_{дв} = t_{ок} - \delta t = 95 - 15 = 80^\circ\text{C},$$

$$i_{дв} = 335 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия обратного конденсата на выходе из ПХОВ определится из уравнения теплового баланса:

$$i_{вОК1} = i_{вОК} - \frac{W_{доб}(i_{дв} - i_{ХВО})}{\eta \cdot W_{ок}} = 398 - \frac{110,6(335 - 125,6)}{0,98 \cdot 150} = 240,43 \text{ кДж/кг}.$$

Температура обратного конденсата на выходе из ПХОВ $t_{ок1} = 57,4^\circ\text{C}$.

Вакуумный деаэратор подпитки теплосети (ДП)

В вакуумном деаэраторе подпитки теплосети производится деаэрация подпиточной воды, предварительно прошедшей умягчение в ХВО. В качестве греющего агента в ДП используется сетевая вода после верхних сетевых подогревателей (ВСП) теплофикационных турбин $W_{гр}^{св}$. На расчетном режиме при температурном графике теплосети 150/70 и $\beta_T = 0,55$ температура сетевой воды за ВСП

$$t_{ВСП}^p = t_{ОС}^p + \beta_T(t_{ПС}^p - t_{ОС}^p) = 70 + (150 - 70)0,55 = 114^\circ\text{C},$$

а ее удельная энтальпия $i_{ВСП} = 478,34$ кДж/кг.

Температура насыщения в вакуумном деаэраторе обычно находится на уровне 45...50 °С. Примем $t_{сд} = 50^\circ\text{C}$; ей соответствует давление 0,01233 МПа и энтальпия кипящей воды $i'_{д} = 209,26$ кДж/кг.

Греющим агентом для вакуумных деаэраторов подпитки теплосети (ДП) является часть сетевой воды, отводимой после ВСП. Из уравнения теплового баланса определим требуемую величину расхода греющей сетевой воды в деаэратор подпитки:

$$W_{гр}^{св} = \frac{W_{под}(i'_{д} - i_{ХОВ}) + W_{РНП}(i'_{д} - i_{вДР})}{(i_{ВСП}^{вп} - i'_{д})\eta} =$$

$$= \frac{21,186(209,26-125,6)+1,487(209,26-83,8)}{(478,34-209,26)0,98} = 7,43 \text{ кг/с}$$

Определим температуру обратной сетевой воды перед нижним сетевым подогревателем. При закрытой системе горячего водоснабжения происходит понижение температуры обратной сетевой воды Δt_{oc} , возвращаемой на ТЭЦ при ее использовании для подогрева водопроводной воды в системах горячего водоснабжения тепловых потребителей.

В расчетном режиме расход тепла на ГВС ТЭЦ $Q_{ГВС}^p = 70 \text{ МВт}$, расход сетевой воды $W_{cb} = 1133,65 \text{ кг/с}$, тогда снижение температуры обратной сетевой воды в системе ГВС

$$\Delta t_{oc} = \frac{Q_{ГВС}^p}{c_p W_{cb}} = \frac{7000}{4,19 \cdot 1133,65} = 14,737 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура обратной сетевой воды перед НСП турбин ТЭЦ

$$t'_{oc} = t_{oc} - \Delta t_{oc} = 70 - 14,737 = 55,26^\circ\text{C}.$$

Вследствие того, что часть сетевой воды после ВСП турбин ПТ-135 используется в качестве греющей воды в вакуумном деаэраторе подпитки теплосети, тепловая нагрузка верхних и нижних сетевых подогревателей турбин увеличится на

$$Q_{гр}^{cb} = W_{гр}^{cb} (i_{гр}^{bp} - i_{в.ос}) = 7,43(478,34 - 231) = 1837,36 \text{ кВт},$$

где $i_{в.ос} = 231 \text{ кДж/кг}$ при $t_{oc} = 55,26^\circ\text{C}$.

Фактический расход пара из теплофикационных отборов турбин ПТ-135 составит $D_{СПЭ}^\phi = 117,57 \text{ кг/с}$, при этом на подогрев греющей воды ДП в сетевых подогревателях турбин будет израсходовано пара

$$\Delta D_{гр}^{cb} = \frac{Q_{гр}^{cb}}{\Delta i \cdot \eta} = \frac{1837,36}{2165 \cdot 0,99} = 0,86 \text{ кг/с}.$$

4.2.6. Определение расхода пара из отборов турбин

Турбоагрегат Р-100 не имеет системы регенерации низкого давления. Химочищенная питательная вода котлов, питающих турбину Р-100, после вакуумного деаэратора добавочной воды (ДВ) подогревается в ПДХОВ до температуры $t_{ПДХОВ}$ и подается в деаэратор высокого давления (ДВД)

турбины Р-100. Полный расход обессоленной воды в тепловой схеме ТЭЦ (обратный конденсат и добавочная вода) будет равен

$$W_{\text{обес}} = W_{\text{ок}} + W_{\text{доб}} = 150 + 110,6 = 260,6 \text{ кг/с.}$$

Перед тем как приступить к расчету тепловых схем турбин ПТ-135 и Р-100, необходимо решить вопрос о подогреве такого большого потока обессоленной воды. Исходим из того, что большая часть этой воды будет подогреваться в ПДХОВ; остальной поток обессоленной воды целесообразно направить в точки смешения систем регенерации турбин ПТ-135 для ее подогрева в ПНД этих турбин.

Прежде всего, определим, какую величину расхода обессоленной воды можно подвести в деаэратор высокого давления турбины Р-100.

Считаем, что турбина Р-100-130/15 будет работать в расчетном режиме с постоянной нагрузкой при номинальном расходе острого пара. Это обеспечит максимальный эффект от её применения.

Номинальный расход питательной воды через ПВД этой турбины, в соответствии с заводскими данными:

$$W_{\text{пв}}^{\text{Р-100}} = D_{\text{ном}}^{\text{Р-100}} + D_{\text{ут}} = 211 + 6,33 = 217,33 \text{ кг/с (782,4 т/ч)},$$

где $D_{\text{ном}}^{\text{Р-100}} = 211 \text{ кг/с (760т/ч)}$ – номинальный расход пара на турбину;

$D_{\text{ут}} = 0,03 D_{\text{ном}}^{\text{Р-100}}$ – потери с утечками.

Регенеративная система турбины Р-100 состоит из трех подогревателей высокого давления (рис. 2.3). Два из них питаются паром из регенеративных отборов, а третий – из линии противодавления.

Греющий пар из линии противодавления турбины Р-100 подается на ДВД этой турбины, на ПСВ-2 и на ПДХОВ.

Для выполнения теплового расчета тепловой схемы ТЭЦ необходимо предварительно определить расходы пара из противодавления турбины Р-100, которые будут обеспечивать собственные нужды станции.

Схема системы регенерации турбины Р-100-130 показана на рис. 4.6. Параметры пара в точках процесса расширения в проточной части турбины Р-100 и в ее отборах на номинальном режиме приведены в табл. 4.1.

Суммарный расход конденсата греющего пара, сливаемого каскадно из ПВД в деаэратор турбины Р-100:

$$D_{\text{пвд}\Sigma} = 9,44 + 8,61 + 10,61 = 28,66 \text{ кг/с.}$$

В расчетном режиме турбина работает с противодавлением $p_{\text{п}} = 1,5 \text{ МПа}$ при расходе пара на голову, соответствующем номинальному режиму.

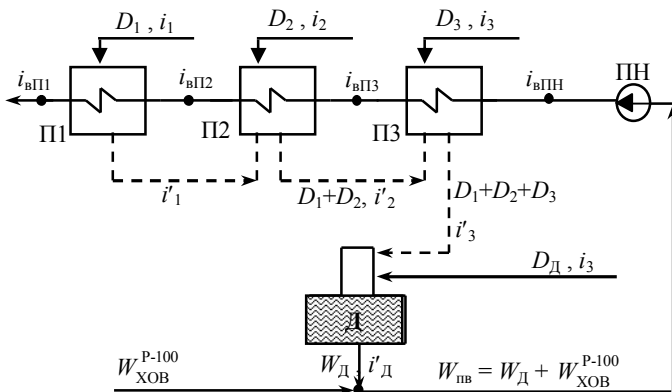


Рис. 4.6. Схема системы регенерации турбины P-100-130

Таблица 4.1

Параметры пара турбины P-100

| Точка процесса | Обозначения ППС | Пар в отборах | | | Количество отбираемого пара Схема системы регенерации турбины |
|----------------|-----------------|---------------|----------|--------------|--|
| | | p , МПа | t , °С | i , кДж/кг | |
| 0 | | 12,75 | 565 | 3510 | |
| 0 | | 12,75 | 563 | 3510 | |
| 1 | П1 | 3,4 | 385 | 3200 | 9,44 |
| 2 | П2 | 2,28 | 335 | 3100 | 8,61 |
| 3 | П3 | 1,47 | 284 | 3010 | 10,61 |
| | Д | 0,6 | | | |

В табл. 4.2 приведены параметры пара, конденсата и питательной воды при работе турбины P-100/105-130/15 на расчетном режиме. При построении таблицы принято, что потери давления в паропроводах отборов равны 8%, температурные напоры в ПВД 3°С.

Из уравнения материального баланса ДВД турбины P-100: расход химочищенной воды, поступающей из ПДХОВ в деаэратор

$$W_{\text{ХОВ}}^{\text{P-100}} = W_{\text{пв}}^{\text{P-100}} - D_{\text{ПВД}\Sigma}^{\text{P-100}} - D_{\text{Д}}^{\text{P-100}}; \quad (4.1)$$

расход греющего пара на ПДХОВ

$$D_{\text{ПДХОВ}}^{\text{P-100}} = \frac{W_{\text{ХОВ}}^{\text{P-100}} (i_{\text{доб}}^{\text{ПДХОВ}} - i'_{\text{ДД}})}{\Delta i \cdot \eta}. \quad (4.2)$$

Таблица 4.2

Параметры пара, конденсата и питательной воды

| Точка процесса | Параметры пара в камере отбора | | | Параметры пара в регенеративных подогревателях | | |
|----------------|--------------------------------|------------|-------------------|--|---------------|-----------------|
| | p_i , МПа | t_i , °С | $i_{вi}$, кДж/кг | t_{si} , °С | i' , кДж/кг | $p_{под}$, МПа |
| 0 | 12,75 | 565 | 3510 | | | |
| 0' | 12,75 | 563 | 3510 | | | |
| 1 | 3,4 | 385 | 3200 | 236 | 1018,6 | 3,15 |
| 2 | 2,28 | 335 | 3100 | 215 | 920,6 | 2,11 |
| 3 | 1,5 | 287 | 3010 | 195 | 829,9 | 1,39 |

Недогрев воды в ПДХОВ до температуры насыщения в ДВД принят 10°С. Тогда температура воды на выходе из ПДХОВ $t_{доб}^{ПДХОВ} = t_{сд} - 10^\circ = 159 - 10 = 149^\circ\text{С}$, соответственно, энтальпия $i_{доб}^{ПДХОВ} = 628,2$ кДж/кг. Подогрев воды в ПДХОВ осуществляется паром третьего отбора турбины ПТ-135. Недогрев воды в ПДХОВ до температуры насыщения греющего пара принимаем 10°С. Соответственно $t_s^{ПДХОВ} = 149 + 10 = 159^\circ\text{С}$, энтальпия $i'_{ПДХОВ} = 671,1$ кДж/кг.

Величину расхода пара на ПДХОВ можно определить, подставив (4.1) в (4.2):

$$D_{ПДХОВ}^{P-100} = \frac{(W_{пв}^{P-100} - D_{ПВДС}^{P-100} - D_{Д}^{P-100})(i_{доб}^{ПДХОВ} - i'_{ДД})}{\Delta i \cdot \eta} = \frac{(217,33 - 28,66 - 5)(628,2 - 280,5)}{(3010 - 671,1) \cdot 0,98} = 27,86 \text{ кг/с}$$

При этом предварительно принято, что расход пара в деаэратор $D_{Д}^{P-100} = 5$ кг/с.

Из уравнения (2.1) расход химочищенной воды в деаэратор:

$$W_{ХОВ}^{P-100} = 217,33 - 28,66 - 5 = 183,67 \text{ кг/с.}$$

Ранее было определено, что полный расход обессоленной воды после вакуумного деаэратора добавочной воды равен $W_{обес} = 260,6$ кг/с, следовательно, в точку смешения II системы регенерации каждой турбины ПТ-135 следует ввести обессоленную воду:

$$W_{ХОВ}^{ПТ-135} = (260,6 - 183,67)/2 = 38,47 \text{ кг/с.}$$

Уточненное значение расхода пара на ДВД:

$$D_{\text{д}}^{\text{P-100}} = \frac{W_{\text{ПВ}}^{\text{P-100}} i'_{\text{д}} - (D_1 + D_2 + D_3) i'_3 - W_{\text{ХОВ}}^{\text{P-100}} i_{\text{ПДХОВ}}}{i_3 \cdot \eta} =$$

$$= \frac{217,33 \cdot 670 - 28,66829,9 - 183,67628,2}{3010 \cdot 0,98} = 2,185 \text{ кг/с.}$$

Теперь может быть определен возможный отпуск пара из противодавления турбины P-100 промышленным потребителям:

$$D_{\text{П}}^{\text{P-100}} = D_{\text{НОМ}}^{\text{P-100}} - (D_1 + D_2 + D_3) - D_{\text{ПДХОВ}} - D_{\text{ПСВ2}} =$$

$$= 211 - (9,44 + 8,61 + 10,61) - 2,185 - 27,86 - 6 = 146,294 \text{ кг/с.}$$

Электрическая мощность турбины P-100 при расчетном режиме:

$$N_3 = [D_1(i_0 - i_1) + D_2(i_0 - i_2) + (D_3 + D_{\text{д}}^{\text{P-100}} + D_{\text{ПДХОВ}} + D_{\text{ПСВ2}} + D_{\text{П}}^{\text{P-100}})(i_0 - i_3)] \eta_{\text{мг}} =$$

$$= [9,44(3510 - 3200) + 8,61(3510 - 3100) + (10,61 + 2,185 + 27,86 + 6 + 146,294) \cdot (3510 - 3010)] \cdot 0,985 = 101387,53 \text{ кВт.}$$

Расход пара из промышленных отборов турбин ТЭЦ для промышленных потребителей должен составлять 250 кг/с. Из противодавления турбины P-100 направляется пар внешним потребителям $D_{\text{П}}^{\text{P-100}} = 148,55 \text{ кг/с.}$

Из промотбора каждой турбины ПТ-135 внешним потребителям должен отпускаться пар в количестве $D_{\text{П}}^{\text{ПТ-135}} = (250 - 146,294)/2 = 51,85 \text{ кг/с.}$

4.2.7. Уточнение исходных данных для расчета тепловой схемы турбины ПТ-135-130/15

Требуется выполнить расчет тепловой схемы для расчетного максимально-зимнего режима.

Возможны два варианта расчета тепловой схемы. В первом варианте задана электрическая мощность турбоагрегата. Предварительно оценивают расход пара на турбину, проводят расчет тепловой схемы и определяют расчетное значение электрической мощности. Если расхождение между рассчитанной и заданной мощностями ΔN_3 больше 1%, то выполняют повторный расчет тепловой схемы турбоагрегата при уточненном расходе пара на турбину $D'_0 = D_0 + \Delta D$. Поправка к

расходу пара определяется по формуле: $\Delta D = k_p \frac{\Delta N_3}{H_1 \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{эм}}}$.

Во втором варианте задаются расходом пара на турбину, а ее электрическую мощность определяют после расчета тепловой схемы, определения расходов пара в отборы и через отсеки турбины.

В данном расчетном примере расчет тепловой схемы ТЭЦ в максимально-зимнем режиме выполняется по первому варианту – при заданных электрических мощностях турбоагрегатов ПТ-135-130 и Р-100-130/15.

Построение i_s – диаграммы процесса расширения пара

При номинальном режиме работы, соответствующем температуре наружного воздуха $t_{нв} = -5$ °С, расход пара на турбину ПТ-135-130 $D_{ном} = 204,9$ кг/с, производственный отбор $D_{п} = 84$ кг/с при $p_{п} = 1,27$ МПа, отпуск тепла из двух теплофикационных отборов $Q_{СП}^{ПТ-135} = 128$ МВт, электрическая мощность турбоагрегата $N_s = 136,5$ МВт.

Параметры пара в характерных точках процесса расширения в турбине и в регенеративных подогревателях турбины при номинальном режиме приведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Параметры пара в характерных точках турбины ПТ-135=130

| Точка процесса | Параметры пара в камере отбора | | | Параметры пара в регенеративных подогревателях | | |
|----------------|--------------------------------|--------------|------------------|--|---------------|-----------------|
| | $p_{п}$, МПа | $t_{п}$, °С | $i_{п}$, кДж/кг | δt , °С | i' , кДж/кг | $p_{под}$, МПа |
| 0 | 13 | 565 | 3521 | | | |
| 0' | 12,75 | 562 | 3521 | | | |
| 1 | 3,39 | 380 | 3181 | 2,0 | 236 | 3,12 |
| 2 | 2,145 | 328 | 3083 | 2,0 | 211,6 | 1,971 |
| 3 | 1,27 | 268 | 2973 | 2,0 | 186,8 | 1,17 |
| 4 | 0,49 | 170 | 2802 | 5,0 | 148 | 0,451 |
| 5 | 0,261 | 129 | 2708 | 5,0 | 126,1 | 0,24 |
| 6 | 0,128 | 108 | 2610 | 5,0 | 104,3 | 0,118 |
| 7 | 0,048 | 82 | 2486 | 5,0 | 78,2 | 0,044 |
| К | 0,0034 | 26,3 | 2486 | – | 26,3 | – |

Здесь $p_{п}$ и $p_{под}$ – давление пара в проточной части турбины и регенеративных подогревателях; $t_{п}$ и $i_{п}$ – температура и энтальпия пара в проточной части турбины; δt , i' – минимальный температурный напор и энтальпия насыщения в подогревателях.

Расходы пара по отсекам турбины ПТ-135 в номинальном режиме ($t_{\text{нв}} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$) приведены в табл. 4.4.

Расход пара на деаэраторе высокого давления (ДВД) – 4,05 кг/с.

Таблица 4.4

Расходы пара по отсекам турбины ПТ-135

| От-сек | Расход пара через отсек | Величина расхода через отсек, кг/с | Расходы пара в регенеративные отборы, кг/с |
|--------|--|------------------------------------|--|
| I | $D_I = D_o - D_{\text{VT}}$ | 202,7 | |
| II | $D_{II} = D_I - D_1$ | 193,29 | $D_1 = 9,41$ |
| III | $D_{III} = D_{II} - D_2$ | 185,02 | $D_2 = 8,27$ |
| IV | $D_{IV} = D_{III} - D_3 - D_{\text{II}} - D_{\text{Д}}$ | 86,48 | $D_3 = 10,49$ |
| V | $D_V = D_{IV} - D_4$ | 78,15 | $D_4 = 8,33$ |
| VI | $D_{VI} = D_V - D_5$ | 70,38 | $D_5 = 7,77$ |
| VII | $D_{VII} = D_{VI} - D_6 - D_{\text{ВСП}}$ | 45,95 | $D_6 = 2,13$ |
| VIII | $D_{VIII} = D_{\text{к}} = D_{VII} - D_7 - D_{\text{НСП}}$ | 9,05 | $D_7 = 0$ |

При номинальном режиме ПТ-135 расходы пара на НСП и ВСП равны:

$$D_{\text{НСП}} = 36,9 \text{ кг/с}; \quad D_{\text{ВСП}} = 22,3 \text{ кг/с}.$$

Характеристики турбоагрегатов ПТ-135-130/15 и Р-100-130/15 на расчетном максимально-зимнем режиме даны в табл. 4.5 (вариант с заданной электрической мощностью турбин ПТ-135).

Таблица 4.5

Характеристики турбоагрегатов ПТ-135-130/15 и Р-100-130/15

| Параметры | Тип турбины | |
|---|---------------|----------------|
| | ПТ-135-130/15 | Р-100-130/15 |
| Давление перегретого пара, МПа | 13 | 13 |
| Температура острого пара, $^\circ\text{C}$ | 565 | 565 |
| Производственный отбор: - давление, МПа; - величина промышленного отбора внешним потребителям, кг/с | 1,5 51,85 | 1,5 146,294 |
| Нагрузка отопительных отборов, МВт | 126 | – |
| Давление в конденсаторе, МПа | 0,0034 | – |
| Электрическая мощность турбоагрегата, МВт | 125 | 100 |

Определение давления пара в теплофикационных отборах

Проведем расчетный анализ тепловой нагрузки сетевых подогревателей турбины ПТ-135 при ее работе на расчетном режиме.

Ранее для расчетного максимально-зимнего режима работы ТЭЦ определены температура $t_{\text{ВСП}}^p = 114^\circ\text{C}$ и энтальпия $i_{\text{ВСП}}^p = 478,34$ кДж/кг сетевой воды за ВСП турбин ПТ-135.

Температура насыщения в ВСП при минимальном температурном напоре $\delta t = 5^\circ\text{C}$, $t_s^{\text{ВСП}} = 114+5 = 119^\circ\text{C}$, давление насыщения $p_s^{\text{ВСП}} = 0,19233$ МПа. С учетом потери давления в паропроводе отбора (принята потеря давления 8%) давление пара в шестом теплофикационном отборе турбины $p_6 = 0,209$ МПа.

Давление пара в нижнем теплофикационном отборе p_7 найдем графоаналитическим методом как точку пересечения двух кривых.

Для этого вначале зададимся рядом величин тепловой нагрузки $Q_{\text{НСП}}$ нижнего сетевого подогревателя (НСП).

По уравнению Флюгеля найдем ряд значений p_7 при различных расходах пара через переключаемый отсек турбины (VII отсек):

$$p_7 = \sqrt{p_6^2 - \left(\frac{D_{\text{ПОТС}}^{\text{H}}}{D_{\text{ПОТС}}^{\text{H}}} \right)^2 (p_{6\text{H}}^2 - p_{7\text{H}}^2)},$$

где $p_{6\text{H}}$, $p_{7\text{H}}$ – давление пара в верхнем и нижнем теплофикационных отборах при номинальном режиме работы турбины; p_6 , p_7 – соответственно для рассчитываемого режима; $D_{\text{ПОТС}}^{\text{H}}$, $D_{\text{ПОТС}}$ – расходы пара через переключаемый отсек турбины при номинальном и расчетном режимах; $D_{\text{ПОТС}} = D_{\text{НСП}} + D_{\text{к}}$, где $D_{\text{к}}$ – расход пара в конденсаторе.

По результатам проведенных по формуле Флюгеля расчетов строим первую кривую – $p_7 = f(Q_{\text{НСП}})$.

Для этого при нескольких значениях $Q_{\text{НСП}}$ определяем расходы пара на нижний сетевой подогреватель:

$$D_{\text{НСП}} = Q_{\text{НСП}} / (\Delta i \cdot \eta),$$

где $\Delta i = 2160$ кДж/кг – количество тепла при конденсации 1 кг пара.

Предварительно принимаем, что расход пара в конденсатор на расчетном режиме тот же, что и в номинальном режиме $D_{\text{к}}^{\text{H}} = 3,06$ кг/с, расход пара на нижний ПНД турбины $D_7 = 0$. Турбоагрегаты ПТ-

135 имеют два теплофикационных отбора, поэтому прежде чем производить расчет их тепловой схемы, нужно определить распределение тепловой нагрузки между нижним и верхним сетевыми подогревателями этих турбин. Оно определяется с использованием графоаналитического метода, позволяющего определить давление пара в седьмом отборе (на НСП) и соответствующей ему нагрузки НСП как точки пересечения двух кривых $p_7 = f(Q_{\text{НСП}})$. Для построения этих кривых задаются несколькими значениями тепловой нагрузки НСП $Q_{\text{НСП}}$. Первая кривая характеризует изменение давления в седьмом отборе турбины в зависимости от расхода пара через промежуточный (переключаемый) отсек турбины между шестым и седьмым отборами $D_{\text{ПОТС}} = D_{\text{НСП}} + D_{\text{к}}$. По формуле Флюгеля определяем для нескольких значений $D_{\text{ПОТС}}$ давления p_7 . По полученным точкам рисуем кривую – $p_7 = f(Q_{\text{НСП}})$.

Вторая кривая строится на основании расчета теплового баланса НСП при тех же, ранее принятых значениях $Q_{\text{НСП}}$.

Расход сетевой воды через НСП и ВСП турбины ПТ-135:

$$W_{\text{св}}^{\text{ПТ-135}} = \frac{Q_{\text{СП}}}{i_{\text{вп}} - i'_{\text{ос}}} = \frac{126000}{478,34 - 231} = 509,42 \text{ кг/с.}$$

Температура сетевой воды на выходе из НСП:

$$t_{\text{НСП}} = t'_{\text{ос}} + \frac{Q_{\text{НСП}}}{c_p \cdot W_{\text{св}}}.$$

После этого определяются величины температуры насыщения в НСП $t_{\text{с}}^{\text{НСП}}$ и давления пара p_7 . По результатам расчетов строится вторая кривая $p_7 = f(Q_{\text{НСП}})$.

Результаты расчетов по определению p_7 сводим в табл. 4.6.

Таблица 4.6

Значения давления пара в нижнем отборе турбины

| № п/п | $Q_{\text{НСП}}$ МВт | $D_{\text{НСП}}$ кг/с | $t_{\text{НСП}}$ °С | $t_{\text{с7}}$ °С | $p_{\text{НСП}}$ МПа (по табл.) | p_7 , МПа | $D_{\text{ПОТС}}$, кг/с | $\left(\frac{D_{\text{ПОТС}}}{D_{\text{ПОТС}}^{\text{ном}}} \right)$ | p_7 , МПа (по формуле) |
|-------|-------------------------|--------------------------|------------------------|-----------------------|---------------------------------------|----------------|-----------------------------|---|-----------------------------|
| 1 | 70 | 32,73 | 88,06 | 93,06 | 0,0787 | 0,08 | 41,78 | 0,827 | 0,179 |
| 2 | 90 | 42,09 | 97,43 | 102,43 | 0,1105 | 0,12 | 51,14 | 1,239 | 0,162 |
| 3 | 100 | 46,76 | 102,18 | 107,11 | 0,13 | 0,14 | 55,81 | 1,475 | 0,151 |
| 4 | 120 | 56,12 | 111,48 | 116,48 | 0,1775 | 0,19 | 65,17 | 2,011 | 0,124 |

По данным табл. 4.6 строятся два графика: $p_7 = f(Q_{\text{НСП}})$.

Точка пересечения кривых дает искомое давление в седьмом отборе и соответствующую ему тепловую нагрузку НСП:

$$p_7 = 0,147 \text{ МПа}, Q_{\text{НСП}} = 103,5 \text{ МВт.}$$

Таким образом, расход пара на НСП турбины ПТ-135 при расчетном режиме равняется

$$D_{\text{НСП}} = Q_{\text{НСП}} / (\Delta i \cdot \eta) = \frac{103,5 \cdot 10^3}{2165 \cdot 0,99} = 48,29 \text{ кг/с.}$$

Расход пара из нижнего теплофикационного отбора

$$D_7 = D_{\text{НСП}} + D_{\text{П7}} = 48,29 \text{ кг/с,}$$

так как при теплофикационном режиме ПНД-7 отключен.

Тепловая нагрузка верхнего сетевого подогревателя

$$Q_{\text{ВСП}} = Q_{\text{СП}}^{\text{ПТ-135}} - Q_{\text{НСП}} = 126 - 103,5 = 22,5 \text{ МВт.}$$

Расход пара из верхнего теплофикационного отбора на ВСП

$$D_{\text{ВСП}} = Q_{\text{ВСП}} / (\Delta i \cdot \eta) = \frac{22,5 \cdot 10^3}{2165 \cdot 0,99} = 10,5 \text{ кг/с.}$$

Полный расход пара из шестого отбора турбины

$$D_{6\Sigma} = D_{\text{ВСП}} + D_6 = 10,5 + 2,13 = 12,63 \text{ кг/с.}$$

Предварительно примем, что расход пара на ПНД-6 тот же, что и при номинальном режиме $D_{\text{ПНД6}} = D_6 = 2,13 \text{ кг/с.}$

Построение процесса расширения в турбине ПТ-135-130/15 для расчетного максимального зимнего режима

Учитывая, что промышленный отбор турбины на расчетном режиме $D_{\text{П}}^{\text{ПТ-135}} = 51,85 \text{ кг/с}$ меньше номинального, оценим величину расхода пара на турбину $D_o = 180 \text{ кг/с.}$ Расход пара на регенеративные подогреватели определяем приближенно по формуле

$$D_i = D_i^{\text{н}} D_o / D_o^{\text{н}},$$

где $D_o, D_o^{\text{н}}$ – расход пара на турбину в расчетном и номинальном режимах; $D_i^{\text{н}}$ – расход пара в i -й отбор при номинальном режиме.

Оценим величину расхода пара через передние концевые уплотнения ЦВД $D_{\text{УПД}} = 2,2 \text{ кг/с,}$ расход пара на ДВД $D_{\text{Д}} = 5,6 \text{ кг/с.}$

Результаты расчетов по определению расхода пара в отборы и через отсеки турбины в расчетном режиме приведены в табл. 4.7.

Уточним величины давления пара в регенеративных отборах ЦВД турбины ПТ-135. Давления пара в отборах из ЦВД пропорциональны от-

ношению расходов пара через отсеки на текущем и номинальном режиме работы турбины:

$$p_i = p_i^H D_j / D_j^H,$$

где p_i, p_i^H – давление в i -м отборе на расчетном и номинальном режимах;

D_j, D_j^H – расход пара в j -м отсеке турбины на расчетном и номинальном режимах.

Таблица 4.7

Расход пара в отборы и через отсеки турбины

| Отсек турбины | Расход пара через отсек | Величина расхода через отсек, кг/с | Расходы пара в отборы, кг/с |
|---------------|--|------------------------------------|-----------------------------|
| I | $D_I = D_o - D_{YIII}$ | 177,8 | |
| II | $D_{II} = D_I - D_1$ | 169,53 | $D_1 = 8,27$ |
| III | $D_{III} = D_{II} - D_2$ | 162,27 | $D_2 = 7,27$ |
| IV | $D_{IV} = D_{III} - D_3 - D_{II} - D_{II}$ | 95,6 | $D_3 = 9,22$ |
| V | $D_V = D_{IV} - D_4$ | 88,28 | $D_4 = 7,32$ |
| VI | $D_{VI} = D_V - D_5$ | 81,46 | $D_5 = 6,83$ |
| VII | $D_{VII} = D_{VI} - D_6 - D_{BCII}$ | 69,09 | $D_6 = 1,87$ |
| VIII | $D_{VIII} = D_K = D_{VII} - D_7 - D_{HCP}$ | 20,8 | $D_7 = 0$ |

$$p_1 = 3,39 \cdot 177,8 / 202,7 = 2,97 \text{ МПа}, \quad p_2 = 2,145 \cdot 169,53 / 193,29 = 1,88 \text{ МПа}.$$

Давление в третьем отборе $p_3 = 1,5$ МПа, поддерживается на заданном уровне регулятором давления промышленного отбора.

Давление пара в пятом и четвертом отборах определяются по формуле Флюгеля. Давление пара в шестом отборе поддерживается на расчетном режиме на постоянном уровне регулятором давления верхнего теплофикационного отбора. Оно было определено ранее ($p_3 = 0,209$ МПа). Исходя из этого, с помощью формулы Флюгеля можно найти давление пара в пятом, а затем и в четвертом отборах турбины:

$$p_5 = \sqrt{\left(\frac{D_{YI}}{D_{YI}^H}\right)^2 (p_{5H}^2 - p_{6H}^2) + p_6^2} = \sqrt{\left(\frac{81,46}{70,38}\right)^2 (0,261^2 - 0,128^2) + 0,209^2} = 0,336 \text{ МПа};$$

$$p_4 = \sqrt{\left(\frac{D_Y}{D_Y^H}\right)^2 (p_{4H}^2 - p_{5H}^2) + p_5^2} = \sqrt{\left(\frac{88,28}{78,15}\right)^2 (0,49^2 - 0,261^2) + 0,336^2} = 0,577 \text{ МПа}.$$

При построении процесса расширения пара в турбине в is -диаграмме на расчетном режиме считаем, что внутренние относительные КПД части высокого и среднего давления турбины те же, что и при номинальном режиме. Исходя из этого, строим процесс расширения параллельно процессу для номинального режима в ЧВД и ЧСД. В точках пересечения процесса расширения с изобарами давлений в отборах определяем энтальпии пара в этих отборах. В ЧНД точку окончания процесса расширения i_k определяем исходя из величины относительного внутреннего КПД $\eta_{oi}^{ЧНД}$ (рис. 4.7). Максимальный пропуск пара через ЧНД $D_{\max}^{ЧНД} = 330$ т/ч.

Параметры пара и конденсата, полученные при построении is -диаграммы, сведены в табл. 4.8. При её составлении принято, что потери давления в паропроводах отборов равны 8% от давления в отборе, температурные напоры в ПВД 2 °С, в ПНД 5 °С.

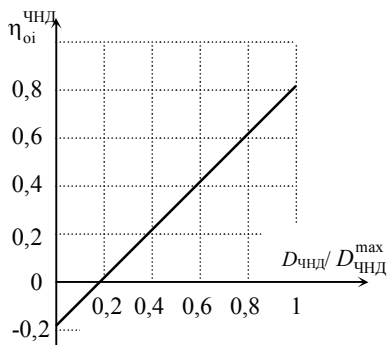


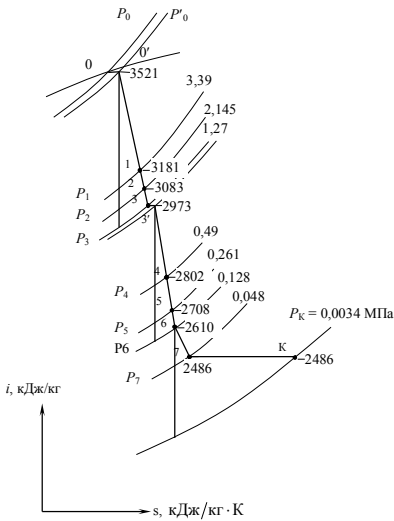
Рис. 4.7. График зависимости относительного внутреннего КПД ЧНД от относительного расхода пара

Таблица 4.8

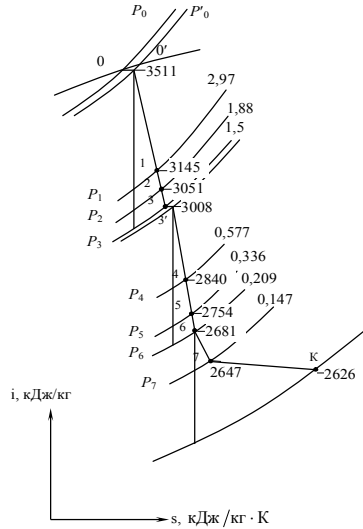
Параметры пара и конденсата для построения is -диаграммы

| Точка процесса | Обозн. на ПТС | Пар в отборах | | | Конденсат в подогревателе | | | Вода за подогревателем | |
|----------------|---------------|---------------|---------------|----------------|---------------------------|----------------|--------------------|------------------------|---------------------|
| | | p , МПа | t_{ib} , °С | i_b , кДж/кг | p_{sib} , МПа | t_{sib} , °С | i'_{ib} , кДж/кг | $t_{ниб}$, °С | $i_{вниб}$, кДж/кг |
| 0 | | 13,0 | 565 | 3511 | | | | | |
| 0' | | 12,75 | 562 | 3511 | | | | | |
| 1 | П1 | 2,97 | 363 | 3145 | 2,74 | 985 | 987 | 226,87 | 979,6 |
| 2 | П2 | 1,858 | 311 | 3051 | 1,73 | 876 | 873 | 203,17 | 873,7 |
| 3 | П3 | 1,5 | 287 | 3008 | 1,38 | 827 | 830 | 192,38 | 826,3 |
| | Д | 0,6 | | | | 670 | 670 | | |
| 4 | П4 | 0,577 | 195 | 2840 | 0,536 | 652 | 560 | 149,48 | 631,4 |
| 5 | П5 | 0,336 | 148 | 2754 | 0,312 | 567 | 525 | 129,88 | 547,5 |
| 6 | П6 | 0,209 | 121 | 2681 | 0,192 | 499 | 503 | 113,95 | 479,8 |
| 7 | П7 | 0,147 | 112 | 2647 | 0,135 | 454 | 435 | — | — |
| К | К | 0,0034 | | 2626 | | | | | |

По полученным параметрам строим is – диаграмму расширения пара в турбине ПТ-135-130/15 при работе на номинальном режиме (рис.4.8) и диаграмму расширения пара в турбине ПТ-135-130/15 при работе на расчетном режиме.



Р и с. 4.8. Диаграмма расширения пара в турбине ПТ-135-130/15 при работе на номинальном режиме



Р и с. 4.9. Диаграмма расширения пара в турбине ПТ-135-130/15 при работе на расчетном режиме

4.3. Расчет системы регенерации турбины ПТ-135-130/15

4.3.1. Анализ и расчет тепловой схемы турбоагрегата

Тепловой схемой ТЭЦ (рис. 4.10) предусмотрено, что из регулируемого промышленного отбора турбины ПТ-135 отбирается пар на нужды промышленных потребителей, на деаэратор высокого давления D_d и на ПВД-3 этой турбины. В точку смешения I системы регенерации турбины ПТ-135 вводятся потоки конденсата от подогревателя деаэрированной химочищенной воды $D_{ПДХОВ}$, подогревателя сырой воды $D_{ПСВ2}$, а в точку смешения II дополнительно вводится часть расхода добавочной химочищенной воды $W_{ХОВ}^{ПТ-135}$, поступающей из вакуумного деаэратора добавочной воды. Остальной поток добавочной воды направляется после ПДХОВ в ДВД турбины Р-100-130. Греющий пар на ПДХОВ, ПСВ-2 и второй деаэратор высокого давления отбирается из противодавления турбины Р-100.

Проведенный ранее детальный анализ тепловой схемы ТЭЦ, предусматривающей взаимосвязь по питательной и добавочной воде систем регенерации турбин ПТ-135 и Р-100, позволил определить расходы пара из промышленных отборов турбин ПТ-135 и учесть подвод потоков конденсата пара из ПСВ-2, ПДХОВ и химочищенной воды $W_{\text{ПДХОВ}}^{\text{ПТ-135}}$ в точки смешения их систем регенерации. Благодаря этому определились исходные данные для расчета тепловой схемы турбины ПТ-135 на расчетном максимально-зимнем режиме.

Расчет тепловой схемы теплофикационных турбоагрегатов может проводиться по двум вариантам. В первом варианте задается электрическая мощность турбоагрегата. Предварительно оценивается расход пара на турбину и ведется расчет тепловой схемы турбоагрегата по итерационному принципу, предусматривающему определение расчетного значения его электрической мощности с последующим уточнением расхода пара на турбину для получения заданной мощности.

Расчет тепловой схемы при заданной электрической мощности производится в тех случаях, когда нагрузка турбоагрегата и его промышленных и теплофикационных отборов ниже номинальной. При этом для получения заданной мощности производится дополнительная конденсационная выработка электроэнергии.

Рассмотрим принцип расчета тепловой схемы турбоагрегата ПТ-135, работающего в максимально-зимнем режиме при заданной электрической мощности $N_3 = 125$ МВт.

Оценим величину расхода пара на турбину $D_0^{\text{ПТ-135}} = 180$ кг/с. На первом этапе расчета тепловой схемы определим величину расхода питательной воды, проходящей через ПВД турбины ПТ-135:

$$W_{\text{пв}} = D_0^{\text{ПТ-135}} + D_{\text{УТ}} + W_{\text{пр}} = 180 + 2,52 + 0,72 = 183,24 \text{ кг/с} \quad (660 \text{ т/ч}),$$

где $D_{\text{УТ}} = 0,014 \cdot D_0 = 0,014 \cdot 180 = 2,52$ кг/с – величина потерь пара и конденсата с утечками; $W_{\text{пр}} = 0,004 \cdot D_0 = 0,004 \cdot 180 = 0,72$ кг/с – расход продувочной воды котла.

Расход пара на ПВД-I определяется из уравнения теплового баланса этого подогревателя:

$$D_1 = \frac{W_{\text{пв}}(i_{\text{вП1}} - i_{\text{вП2}})}{(i_1 - i_1')\eta} = \frac{183,24(979,6 - 873,7)}{(3145 - 985)0,99} = 9,07 \text{ кг/с.}$$

Расход пара на ПВД-2

$$D_2 = \frac{W_{\text{пв}}(i_{\text{вП2}} - i_{\text{вП3}}) - D_1(i'_1 - i'_2)}{(i_2 - i'_2)\eta} = \frac{183,24(873,7 - 826,3) - 9,07(985 - 876)}{(3051 - 876)0,99} =$$

= 3,57 кг/с.

Повышение энтальпии воды в питательном насосе

$$\Delta i = 10^3 \Delta p_{\text{пн}} v' / \eta_{\text{пн}}, \text{ кДж/кг},$$

где $\Delta p_{\text{пн}}$ – напор насоса, Па; $v' = 0,0011 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объем воды при $t_{\text{сД}} = 159 \text{ }^\circ\text{C}$; $\eta_{\text{пн}} = 0,75$ – КПД питательного насоса;

$$\Delta i = 18,5 \cdot 10^6 \cdot 0,0011 \cdot 10^{-3} / 0,75 = 27 \text{ кДж/кг}.$$

Расход пара на ПВД-3

$$D_3 = \frac{W_{\text{пв}}(i_{\text{вП3}} - i_{\text{вПН}}) - (D_1 + D_2)(i'_2 - i'_3)\eta}{(i_3 - i'_{23})\eta} =$$

$$= \frac{182,24(826,3 - 697) - (9,07 + 3,57)(876 - 827)0,99}{(3008 - 827)0,99} = 10,69 \text{ кг/с}.$$

4.3.2. Расчет системы регенерации низкого давления

Расчет системы регенерации низкого давления ведется методом последовательных приближений, так как многие величины расходов конденсата и пара заранее неизвестны.

Предварительно оценим энтальпию основного конденсата после точки смешения I. Учитывая, что в точку смешения вводятся большие внешние потоки конденсата греющего пара ПДХОВ с энтальпией $i'_{\text{ПДХОВ}} = 630 \text{ кДж/кг}$ и от ВСП с $i'_{\text{ВСП}} = 499 \text{ кДж/кг}$, оценим энтальпию основного конденсата после точки смешения $i_{\text{С1}} = 560 \text{ кДж/кг}$. В этом случае после смешения всех потоков их дополнительного подогрева в ПНД-5 не требуется и расхода пара на него и он равен нулю $D_5 = 0$.

Примечание. В том случае, если в точку смешения не вводятся дополнительные потоки конденсата и химочищенной воды, имеющие высокую энтальпию, ПНД-5 обеспечивает подогрев основного конденсата с отбором пара из пятого отбора турбины. Тогда расход пара на ПНД-5 определяется по формуле

$$D_5 = \frac{W_{\text{кд}}(i_{\text{вП5}} - i_{\text{С1}}) - D_4(i'_4 - i'_5)}{(i_5 - i'_5)\eta}.$$

Расход пара на ПНД-4 определяем по формуле

$$D_4 = \frac{W_{\text{кд}}(i_{\text{вП4}} - i_{\text{вП5}})}{(i_4 - i'_4)\eta} = \frac{158,81(631,4 - 560)}{(2840 - 625)0,99} = 5,235 \text{ кг/с}.$$

Для нахождения расхода пара на ПНД-6 и ПНД-7 нужно знать величину расхода конденсата через ПНД-6 $W_{П6}$ и энтальпию потока в точке смешения П $i_{всп}$. Они еще не известны. Предварительно оценим расходы пара в ПНД-6 и ПНД-7 $D_6 = 6,5 \text{ кг/с}$, $D_7 = 4 \text{ кг/с}$.

В первом приближении можно определить величину расхода пара, поступающего в конденсатор, приняв расход острого пара через концевые уплотнения ЧВД турбины $D_{УПД} = 2,2 \text{ кг/с}$:

$$D_k = D_0^{ПТ-135} - (D_{УПД} + D_1 + D_2 + D_3 + D_d + D_{п} + D_4 + D_6 + D_{всп} + D_{нсп} + D_7) = 180 - (2,2 + 9,07 + 3,57 + 10,69 + 0,77 + 51,85 + 5,235 + 6,5 + 10,5 + 48,29 + 4) = 25 \text{ кг/с}.$$

С учетом направляемых в конденсатор потоков конденсата пара от эжектора, сальникового подогревателя и от сальникового охладителя, общий поток конденсата, проходящий через ПНД-7, равен

$$W_{П7} = D_k + (D_{эж} + D_{со} + D_{сп} + D_7) = 27,314 + 0,6 + 0,3 + 1,1 + 4 = 33,314 \text{ кг/с}.$$

Параметры пара, конденсата и питательной воды в проточной части турбины ПТ-135 и в подогревателях системы регенерации в расчетном режиме приведены в табл. 4.9.

Таблица 4.9

Параметры пара, конденсата и питательной воды в проточной части турбины ПТ-135 и в подогревателях системы регенерации

| Точка процесса | Обозн. на ПТС | Пар в отборах | | | Конденсат в подогревателе | | | Вода за подогревателем | |
|----------------|---------------|---------------|---------------|----------------|---------------------------|----------------|--------------------|------------------------|---------------------|
| | | p , МПа | t_{is} , °C | i_i , кДж/кг | p_{sis} , МПа | t_{sis} , °C | i'_{is} , кДж/кг | $t_{Пis}$, °C | $i_{вПis}$, кДж/кг |
| 0 | | 130 | 565 | 3511 | | | | | |
| 0' | | 12,75 | 562 | 3511 | | | | | |
| 1 | П1 | 297 | 363 | 3145 | 2,74 | 228,87 | 985 | 226,87 | 979,6 |
| 2 | П2 | 1,88 | 311 | 3051 | 1,73 | 205,17 | 876 | 203,17 | 873,7 |
| 3 | П3 | 1,5 | 287 | 3008 | 1,38 | 194,38 | 827 | 192,38 | 826,3 |
| | Д | 0,6 | | | | 158,8 | 670 | | |
| 4 | П4 | 0,577 | 195 | 2840 | 0,536 | 154,48 | 652 | 149,48 | 631,4 |
| 5 | | | | | | 118,95 | | | |
| 6 | П6 | 0,209 | 121 | 2681 | 0,192 | | 499 | 113,96 | 479,8 |
| 7 | П7 | 0,147 | 112 | 2647 | 0,135 | – | 454 | – | 415 |
| К | К | 0,0034 | 26,2 | 2567 | | | | | |

Расход пара на ПНД-7:

$$D_7 = \frac{W_{П7}(i_{вП7} - i_{вК1})}{(i_7 - i'_7)\eta} = \frac{33,314(415 - 130)}{(2647 - 454)0,99} = 4,373 \text{ кг/с.}$$

Учитывая подогрев конденсата в ЭЖ, СО и СП, считаем, что энтальпия конденсата после ПНД-7 равна $i_{вК1} = 130$ кДж/кг.

Расход основного конденсата через ПНД-6:

$$W_{П6} = W_{П7} + D_{НСП} + D_{ПСВ2} + W_{ХОВ}^{ПТ-135} = 33,314 + 48,29 + 6 + 38,47 = 126,074 \text{ кг/с.}$$

Предварительное значение энтальпии в точке смешения II определяется из уравнения ее теплового баланса:

$$W_{П6} \cdot i_{вСП} = W_{П7} \cdot i_{вП7} + D_{НСП} \cdot i'_{НСП} + D_{ПСВ2} \cdot i'_{ПСВ2} + W_{ХОВ}^{ПТ-135} \cdot i'_{ДД};$$

$$\begin{aligned} i_{вСП} &= (W_{П7} \cdot i_{вП7} + D_{НСП} \cdot i'_{НСП} + D_{ПСВ2} \cdot i'_{ПСВ2} + W_{ХОВ}^{ПТ-135} \cdot i'_{ДД}) / W_{П6} = \\ &= (33,314 \cdot 415 + 6 \cdot 251,09 + 48,29 \cdot 454 + 38,47 \cdot 280,5) / 126,074 = \\ &= 381,094 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Уточним расход пара на ПНД-6 и энтальпию основного конденсата после точки смешения I:

$$\begin{aligned} D_6 &= \frac{W_{П6}(i_{вП6} - i_{вСП}) - D_4(i'_4 - i'_6)\eta}{(i_6 - i'_6)\eta} = \\ &= \frac{126,074(479,8 - 381,084) - 5,235(652 - 499)0,99}{(2681 - 499)0,99} = 5,394 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Уточняем энтальпию в точке смешения I:

$$\begin{aligned} i_{вС1} &= (W_{П6} \cdot i_{вП6} + (D_4 + D_6) \cdot i'_6 + D_{ПДХОВ} \cdot i'_{ПДХОВ} + D_{ВСП} \cdot i'_{ВСП}) / W_{Кд} = \\ &= (126,074 \cdot 479,8 + (5,394 + 5,235) \cdot 499 + 27,86 \cdot 671,1 + 10,5 \cdot 499) / 158,81 = \\ &= 565,02 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Примечание: Если $D_5 \neq 0$, то уточненные значения расхода пара на ПНД-6 и энтальпии в точке смешения I определяются по уравнениям:

$$D_6 = \frac{W_{П6}(i_{вП6} - i_{вСП}) - (D_4 + D_5)(i'_5 - i'_6)\eta}{(i_6 - i'_6)\eta},$$

$$i'_{С1} = (W_{П6} \cdot i_{вП6} + (D_4 + D_5 + D_6) \cdot i'_6 + D_{ПДХОВ} \cdot i'_{ПДХОВ} + D_{ВСП} \cdot i'_{ВСП}) / W_{Кд}.$$

В результате расчета тепловой схемы в расчетном максимально-зимнем режиме предварительно определены расходы пара в отборах и по отсекам турбины ПТ-135. Их величины приведены в табл. 4.10.

Таблица 4.10

Расходы пара в отборах и по отсекам турбины ПТ-135

| Отсек турбины | Расход пара через отсек | Величина расхода через отсек, кг/с | Расходы пара в отборы, кг/с |
|---------------|--|------------------------------------|-----------------------------|
| I | $D_I = D_o - D_{УПД}$ | 177,8 | |
| II | $D_{II} = D_I - D_1$ | 168,73 | $D_1 = 9,07$ |
| III | $D_{III} = D_{II} - D_2$ | 165,15 | $D_2 = 3,57$ |
| IV | $D_{IV} = D_{III} - D_3 - D_{II} - D_{Д}$ | 101,83 | $D_3 = 10,69$ |
| V | $D_V = D_{IV} - D_4$ | 96,6 | $D_4 = 5,235$ |
| VI | $D_{VI} = D_V - D_5$ | 96,6 | $D_5 = 0$ |
| VII | $D_{VII} = D_{VI} - D_6 - D_{ВСП}$ | 80,71 | $D_6 = 5,394$ |
| VIII | $D_{VIII} = D_k = D_{VII} - D_7 - D_{НСП}$ | 28,05 | $D_7 = 4,373$ |

Так как разница между предварительно принятой $D'_k = 28,05$ кг/с и уточненной величиной расхода пара в конденсатор $D_k = 27,314$ кг/с не превышает 3%, дальнейшего уточнения не требуется.

Примечание: Если уточненное значение расхода пара в конденсатор отличается от предварительно определенного более чем на 3%, необходимо проведение дополнительных уточняющих расчетов по системе регенерации низкого давления турбоустановки.

Для этого уточняем расход основного конденсата через ПНД-7:

$$W_{П7} = D_k + (D_{ЭЖ} + D_{CO} + D_{СП}) = 28,05 + 0,6 + 0,3 + 1,1 + 4,373 = 34,42 \text{ кг/с}$$

и расход пара на ПНД-7:

$$D_7 = \frac{W_{П7}(i_{вП7} - i_{вК1})}{(i_7 - i'_7)\eta} = \frac{34,42(415 - 130)}{(2647 - 454)0,99} = 4,52 \text{ кг/с.}$$

Скорректированные величины расхода основного конденсата через ПНД-6:

$$W_{П6} = W_{П7} + D_{НСП} + D_{ПСВ2} + W_{ХОВ}^{ПТ-135} = 34,42 + 48,29 + 6 + 38,47 = 127,18 \text{ кг/с,}$$

и энтальпии в точке смешения II:

$$i_{вСП} = (W_{П7} \cdot i_{вП7} + D_{НСП} \cdot i'_{НСП} + D_{ПСВ2} \cdot i'_{ПСВ2} + W_{ХОВ}^{ПТ-135} \cdot i'_{ДД}) / W_{П6} =$$

$$= (34,42 \cdot 415 + 48,29 \cdot 454 + 6 \cdot 251,09 + 38,47 \cdot 280,5) / 1287,18 = 381,4 \text{ кДж/кг.}$$

Уточненные значения расхода пара на ПНД-6 и энтальпии основного конденсата после точки смешения I:

$$D_6 = \frac{W_{П6}(i_{вП6} - i_{вСП}) - D_4(i'_4 - i'_6)\eta}{(i_6 - i'_6)\eta} =$$

$$= \frac{127,18(479,8 - 381,389) - 5,235(652 - 499)0,99}{(2681 - 499)0,99} = 5,43 \text{ кг/с.}$$

$$i_{вС1} = (W_{П6} \cdot i_{вП6} + (D_4 + D_6) \cdot i'_6 + D_{ПДХОВ} \cdot i'_{ПДХОВ} + D_{ВСП} \cdot i'_{ВСП}) / W_{Кд} =$$

$$= (127,18 \cdot 479,8 + (5,43 + 5,235) \cdot 499 + 27,86 \cdot 671,1 + 10,5 \cdot 499) / 158,81 =$$

$$= 552,19 \text{ кДж/кг.}$$

Так как разница между предварительно принятой и уточненной величиной энтальпии в точке смешения I превышает 5%, требуется выполнить дополнительный уточняющий расчет системы регенерации низкого давления, приняв энтальпию в точке смешения I (т.е на выходе из ПНД-4) $i_{вП4} = i_{вС1} = 564,42 \text{ кДж/кг.}$

Вновь определяем расход пара и расход основного конденсата в деаэратор, решая совместно уравнения материального и теплового баланса деаэратора:

$$W_{Кд} + D_{РНП} + D_1 + D_2 + D_3 + D_д = W_{пв} + D_{ЭЖ} + D_{УП};$$

$$W_{Кд} \cdot i_{вП4} + D_{РНП} \cdot i_{РНП} + (D_1 + D_2 + D_3) \cdot i'_3 + D_д \cdot i_3 = W_{пв} \cdot i'_д + (D_{ЭЖ} + D_{УП}) \cdot i_д;$$

$$W_{Кд} = 159,58 - D_д; \quad D_д = 0,77 \text{ кг/с}; \quad W_{Кд} = 158,81 \text{ кг/с.}$$

Новое значение энтальпии в точке смешения I:

$$i'_{вС1} = (W_{П6} \cdot i_{вП6} + (D_4 + D_6) \cdot i'_6 + D_{ПДХОВ} \cdot i'_{ПДХОВ} + D_{ВСП} \cdot i'_{ВСП}) / W_{Кд} =$$

$$= (126,1 \cdot 479,8 + (5,39 + 5,235) \cdot 499 + 27,86 \cdot 671,1 + 10,5 \cdot 499) / 158,81 =$$

$$= 565,02 \text{ кДж/кг.}$$

Получено достаточно хорошее совпадение с предыдущим расчетом $i_{вС1}$.

Вновь уточненные значения расходов пара в отборах и по отсекам турбины ПТ-135 занесем в табл. 4.11.

Таблица 4.11

Расходы пара в отборах и по отсекам турбины ПТ-135

| Отсек турбины | Расход пара через отсек | Величина расхода через отсек, кг/с | Расходы пара в отборы, кг/с |
|---------------|--|------------------------------------|-----------------------------|
| I | $D_I = D_o - D_{\text{УПЛ}}$ | 177,8 | |
| II | $D_{II} = D_I - D_1$ | 168,73 | $D_1 = 9,07$ |
| III | $D_{III} = D_{II} - D_2$ | 165,15 | $D_2 = 3,57$ |
| IV | $D_{IV} = D_{III} - D_3 - D_{II} - D_{\text{Д}}$ | 101,83 | $D_3 = 10,69$ |
| V | $D_V = D_{IV} - D_4$ | 96,6 | $D_4 = 5,235$ |
| VI | $D_{VI} = D_V - D_5$ | 96,6 | $D_5 = 0$ |
| VII | $D_{VII} = D_{VI} - D_6 - D_{\text{ВСП}}$ | 80,71 | $D_6 = 5,394$ |
| VIII | $D_{VIII} = D_{\text{к}} = D_{VII} - D_7 - D_{\text{НСП}}$ | 28,05 | $D_7 = 4,373$ |

Теперь можно определить электрическую мощность турбины ПТ-135:

$$N_3 = [D_1(i_o - i_1) + D_2(i_o - i_2) + (D_3 + D_{\text{Д}} + D_{\text{II}})(i_o - i_3) + D_4(i_o - i_4) + (D_6 + D_{\text{ВСП}})(i_o - i_6) + D_{\text{НСП}}(i_o - i_7) + D_7(i_o - i_7) + D_{\text{к}}(i_o - i_{\text{к}})]\eta_{\text{мг}} =$$

$$= [9,07(3511 - 2840) + (5,39 + 10,5)(3511 - 2681) + (48,29 + 4,373)(3511 - 2647) + 28,05(3511 - 2567)]0,985 = 123609,44 \text{ кВт.}$$

Разница между заданной $N_3 = 125$ МВт и определенной в результате расчета тепловой схемы электрической мощностью турбоагрегата ПТ-135-130 составляет $\Delta N_3 = 1390,56$ кВт. Так как разница выше 1%, следует повторить расчет тепловой схемы, скорректировав расход пара на турбину:

$$D'_0 = D_0 \pm \Delta D,$$

где $\Delta D = k_p \frac{\Delta N_3}{H_i \eta_{oi} \eta_{\text{ЭМ}}}$ кг/с (рекомендуется принять $k_p = 1,15$).

4.3.3. Расчет тепловой схемы турбоагрегата ПТ-135-165/130 в режиме выработки электроэнергии на тепловом потреблении

Результаты расчета тепловой схемы турбоагрегата ПТ-135 для расчетного максимально-зимнего режима работы ТЭЦ, проведенного по первому варианту – с заданной электрической мощностью $N_3 = 125$ МВт, показали, что из-за принятого расхода перегретого пара $D_0^{\text{ПТ-135}} = 180$ кг/с, существенно меньшего, чем номинальный $D_{\text{II}} =$

51,85 кг/с ($D_{\text{п}}^{\text{н}} = 84$ кг/с), турбина имеет значительную конденсационную выработку электроэнергии.

Если при расчетном максимально-зимнем режиме турбоагрегаты ПТ-135 вырабатывают электрическую энергию на тепловом потреблении, то в их конденсаторы пропускается лишь вентиляционный поток пара.

В этом случае расход тепловой схемы должен вестись по второму варианту с заданным расходом пара на турбину. В результате расчета тепловой схемы определится электрическая мощность турбоагрегата с выработкой электроэнергии на тепловом потреблении.

Ориентируемся на результаты расчета тепловой схемы турбоагрегата ПТ-135 при расчетном максимально-зимнем режиме, проведенного по первому варианту – с заданной электрической мощностью $N_3 = 125$ МВт и расходе пара на турбину $D_0 = 180$ кг/с. При этом расход пара в конденсатор был равен $D_{\text{к}} = 28,05$ кг/с.

Учитывая, что вентиляционный пропуск пара в конденсатор должен составлять около 4 кг/с, примем, что при расчете тепловой схемы по второму варианту заданный расход пара на турбину будет равен $D_0 = 145$ кг/с.

В этом случае расход питательной воды составит

$$W_{\text{пв}} = D_0 + D_{\text{вт}} + W_{\text{пр}} = 145 + 2,2 + 0,58 = 147,61 \text{ кг/с.}$$

При построении процесса расширения пара в турбине в *is*-диаграмме на расчетном режиме считаем, что внутренние относительные КПД части высокого и среднего давления турбины ниже, чем на номинальном режиме, и равны $\eta_{\text{oi}}^{\text{чВД}} = 0,825$ и $\eta_{\text{oi}}^{\text{чСД}} = 0,87$. Относительный внутренний КПД ЦНД определяем по рис. Пб: $\eta_{\text{oi}}^{\text{чНД}} = -0,14$. При этих значениях КПД строим процесс расширения в *is*-диаграмме.

Расход пара на регенеративные подогреватели определяем приближенно по формуле

$$D_i = D_i^{\text{н}} D_0 / D_0^{\text{н}},$$

где D_0 , $D_0^{\text{н}}$ – расход пара на турбину в расчетном и номинальном режимах; $D_i^{\text{н}}$ – расход пара в i -й отбор при номинальном режиме.

Оценим величину расхода пара через передние концевые уплотнения ЦВД $D_{\text{УПД}} = 2,2$ кг/с, расход пара на ДВД $D_{\text{д}} = 5$ кг/с.

Давления пара в отборах из ЦВД пропорциональны отношению расходов пара через отсеки на текущем и номинальном режиме работы турбины:

$$p_i = p_i^{\text{н}} D_j / D_j^{\text{н}},$$

где p_i , $p_i^{\text{н}}$ – давление в i -м отборе на расчетном и номинальном режимах; D_j , $D_j^{\text{н}}$ – расход пара в j -м отсеке турбины на расчетном и номинальном режимах.

В табл. 4.12 приведены предварительно определенные значения расходов пара в отборы и в отсеках в ЧВД турбины.

Таблица 4.12

Расходы пара в отборы и в отсеках ЧВД турбины

| Отсек турбины | Расход пара через отсек | Величина расхода через отсек, кг/с | Расходы пара в отборы, кг/с |
|---------------|---|------------------------------------|-----------------------------|
| I | $D_I = D_o - D_{\text{УПД}}$ | 142,8 | |
| II | $D_{\text{II}} = D_I - D_1$ | 136,14 | $D_1 = 6,66$ |
| III | $D_{\text{III}} = D_{\text{II}} - D_2$ | 130,29 | $D_2 = 5,85$ |
| IV | $D_{\text{IV}} = D_{\text{III}} - D_3 - D_{\text{II}} - D_{\text{д}}$ | 66,01 | $D_3 = 7,42$ |

Давление в третьем отборе $p_3 = 1,5$ МПа, поддерживается на заданном уровне регулятором давления промышленного отбора.

Давление пара в шестом отборе поддерживается на расчетном режиме на постоянном уровне регулятором давления верхнего теплофикационного отбора. Оно было определено ранее ($p_6 = 0,209$ МПа). Давление в седьмом отборе $p_7 = 0,147$ МПа. Давление пара в четвертом и пятом отборах зависят от расхода пара через пятый и шестой отсеки турбины и в дальнейшем будут уточнены по формуле Флюгеля.

Параметры пара и конденсата, полученные при построении is -диаграммы (рис. 4.9), сведены в табл. 4.13. При её составлении принято, что потери давления в паропроводах отборов равны 7% от давления в отборе, температурные напоры в ПВД 3°C, в ПНД 5°C.

Таблица 4.13

Параметры пара и конденсата в расчетном режиме

| Точка процесса | Обозн. на ПТС | Пар в отборах | | | Конденсат в подогревателе | | | Вода за подогревателем | |
|----------------|---------------|---------------|---------------|----------------|---------------------------|----------------|--------------------|------------------------|--------------------|
| | | p_s , МПа | t_{is} , °C | i_i , кДж/кг | p_{sis} , МПа | t_{sib} , °C | i'_{is} , кДж/кг | $t_{Пв}$, °C | $i_{вПв}$, кДж/кг |
| 0 | | 13,0 | 565 | 3511 | | | | | |
| 0' | | 12,75 | 562 | 3511 | | | | | |
| 1 | П1 | 2,4 | 340 | 3100 | 2,22 | 217,72 | 933 | 214,72 | 925 |
| 2 | П2 | 1,51 | 290 | 3010 | 1,41 | 195,38 | 832 | 192,38 | 826 |
| 3 | П3 | 1,5 | 289 | 3005 | 1,4 | 195 | 830 | 192 | 825 |
| | Д | 0,6 | | | | 158,8 | 670 | | |
| 5 | | | | | | | | | |
| 6 | П6 | 0,209 | 121 | 2970 | 0,194 | 119,25 | 501 | 114,25 | 481 |
| 7 | П7 | 0,147 | 110 | 2643 | 0,137 | — | 456 | — | — |
| К | К | 0,0034 | 26,2 | 2717 | | | | | |

Пользуясь табл. 4.13, уточним расход пара на ПВД-1, ПВД-2 и ПВД-3:

$$D_1 = \frac{W_{пв}(i_{вП1} - i_{вП2})}{(i_1 - i'_1)\eta} = \frac{147,61(925 - 826)}{(3100 - 933)0,99} = 6,81 \text{ кг/с.}$$

Расход пара на ПВД-2

$$D_2 = \frac{W_{пв}(i_{вП2} - i_{вП3}) - D_1(i'_1 - i'_2)\eta}{(i_2 - i'_2)\eta} = \frac{147,6(826 - 825) - 6,81(933 - 833)0,99}{(3010 - 833)0,99} = -0,25 \text{ кг/с.}$$

т.е. второй отбор оказывается вытеснен. Принимаем $D_2 = 0$, а дренаж из П1 направляем в П3.

Расход пара на ПВД-3

$$D_3 = \frac{W_{пв}(i_{вП3} - i_{вПН}) - D_1(i'_2 - i'_3)\eta}{(i_3 - i'_3)\eta} = \frac{147,61(825 - 697) - 6,81(933 - 830)0,99}{(3005 - 830)0,99} = 8,45 \text{ кг/с.}$$

Предварительно оценим энтальпию основного конденсата после точки смешения I. Учитывая, что в точку смешения I подводятся большие потоки конденсата греющего пара из ПДХОВ с энтальпией

$i'_{\text{ПДХОВ}} = 671,1$ кДж/кг и из ВСП с $i'_{\text{ВСП}} = 499$ кДж/кг, оценим величину энтальпии основного конденсата $i_{\text{С1}} = 520$ кДж/кг в точке смешения I. По предварительной оценке, энтальпия основного конденсата после ПНД-5 должна составлять 547,5 кДж/кг. Таким образом, ПНД-5 фактически вытеснен и не потребляет греющего пара $D_5 = 0$.

Для нахождения расхода пара на ПНД-6 нужно знать величину расхода конденсата через ПНД-6 $W_{\text{П6}}$ и энтальпию в точке смешения II $i_{\text{СII}}$. Они еще не известны. Предварительно оценим вентиляционный расход пара в конденсатор турбины $D_{\text{к}} = 3,5$ кг/с и расход конденсата, поступающего через ПНД-7 в точку смешения II.

$$W_{\text{П7}} = D_{\text{к}} + (D_{\text{эж}} + D_{\text{СО}} + D_{\text{СП}} + D_7) = 3,5 + 1,5 = 5 \text{ кг/с.}$$

При вентиляционном пропуске пара включается рециркуляция конденсата по замкнутому контуру: конденсатор, эжектор, сальниковый охладитель, сальниковый подогреватель, конденсатор. Избыточное количество тепла, выделяемое в ЭЖ, СО и СП, сбрасывается в конденсатор и отводится с циркуляционной водой.

Учитывая наличие рециркуляции и подогрева конденсата в ЭЖ, СО и СП, считаем, что энтальпия конденсата после ПНД-7, который отключен ($D_7 = 0$), равна $i_{\text{ВП7}} = 300$ кДж/кг.

Расход основного конденсата через ПНД-6 равен сумме потоков конденсата и химочищенной воды после точки смешения II:

$$W_{\text{П6}} = W_{\text{П7}} + D_{\text{НСП}} + D_{\text{ПСВ2}} + W_{\text{ХОВ}}^{\text{ПТ-135}} = 5 + 48,29 + 6 + 38,47 = 97,76 \text{ кг/с.}$$

Предварительное значение энтальпии в точке смешения II определится из уравнения теплового баланса точки смешения:

$$W_{\text{П6}} \cdot i_{\text{ВСП}} = W_{\text{П7}} \cdot i_{\text{ВП7}} + D_{\text{НСП}} \cdot i'_{\text{НСП}} + D_{\text{ПСВ2}} \cdot i'_{\text{ПСВ2}} + W_{\text{ХОВ}}^{\text{ПТ-135}} \cdot i'_{\text{ПХОВ}};$$

$$i_{\text{ВСП}} = (W_{\text{П7}} \cdot i_{\text{ВП7}} + D_{\text{НСП}} \cdot i'_{\text{НСП}} + D_{\text{ПСВ2}} \cdot i'_{\text{ПСВ2}} + W_{\text{ХОВ}}^{\text{ПТ-135}} \cdot i'_{\text{ПХОВ}}) / W_{\text{П6}} =$$

$$= (5 \cdot 300 + 6 \cdot 251,09 + 48,29 \cdot 456 + 38,47 \cdot 280,5) / 97,76 = 366,38 \text{ кДж/кг.}$$

Расход основного конденсата, проходящего после точки смешения I через ПНД-5, ПНД-4 и поступающего в ДВД

$$W_{\text{КД}} = W_{\text{П6}} + D_{\text{ПДХОВ}} + D_{\text{ВСП}} + D_4 + D_6. \quad (4.3)$$

Предварительно оценив величину расхода основного конденсата в ДВД $W_{\text{КД}} = 135$ кг/с, найдем расход греющего пара на ПНД-4:

$$D_4 = \frac{W_{\text{кд}}(i_{\text{вП4}} - i_{\text{вС1}})}{(i_4 - i'_4)\eta} = \frac{135(581 - 520)}{(2758 - 601)0,99} = 3,856 \text{ кг/с.} \quad (4.4)$$

Расход пара на ПНД-6:

$$D_6 = \frac{W_{\text{П6}}(i_{\text{вП6}} - i_{\text{вСП}}) - D_4(i'_4 - i'_6)\eta}{(i_6 - i'_6)\eta} =$$

$$= \frac{97,76(481 - 366,38) - 3,856(601 - 501)0,99}{(2670 - 501)0,99} = 5,04 \text{ кг/с.}$$

Решив совместно два уравнения (4.3) и (4.4), определяем расход основного конденсата в деаэрактор:

$$W_{\text{кд}} = \frac{(W_{\text{П6}} + D_{\text{ПДХОВ}} + D_{\text{вСП}} + D_6)(i_4 - i'_4)\eta}{(i_4 - i'_4)\eta - (i_{\text{вП4}} - i_{\text{вСП}})}$$

$$= \frac{(97,76 + 27,86 + 10,5 + 5,04)(2758 - 601)0,99}{(2758 - 601)0,99 - (581 - 520)} = 145,31 \text{ кг/с.}$$

Уточним энтальпию основного конденсата после точки смешения I в системе регенерации турбоагрегата:

$$i'_{\text{вС1}} = (W_{\text{П6}} \cdot i_{\text{вП6}} + (D_4 + D_6) \cdot i'_6 + D_{\text{ПДХОВ}} \cdot i'_{\text{ПДХОВ}} + D_{\text{вСП}} \cdot i'_{\text{вСП}}) / W_{\text{кд}} =$$

$$= (97,76 \cdot 481 + (3,856 + 5,04) \cdot 501 + 27,86 \cdot 671,1 + 10,5 \cdot 501) / 145,31 =$$

$$= 519,14 \text{ кДж/кг.}$$

Расхождение между предварительно принятой энтальпией основного конденсата в точке смешения I (520 кДж/кг) и полученной в результате расчета (519,14 кДж/кг) меньше 5%. Поэтому в дальнейшем не требуется проведения дополнительных итерационных расчетов по уточнению энтальпий основного конденсата в точках смешения системы регенерации и расходов пара на регенеративные подогреватели.

Уточним расход пара на деаэрактор высокого давления:

$$D_{\text{д}} = (W_{\text{ПВ}} \cdot i_{\text{вПВ}} + (D_{\text{э}} + D_{\text{УП}})i_{\text{д}} - D_{\text{ПВД\Sigma}}i'_{\text{з}} - W_{\text{кд}}i_{\text{вП4}}) / i_{\text{з}} =$$

$$= (147,61 \cdot 697 + 0,9 \cdot 2756 - (6,81 + 8,45)830 - 145,31 \cdot 581) / 3005 = 2,75 \text{ кг/с}$$

Уточним величину расхода пара в конденсатор:

$$D_{\text{к}} = D_0 - (D_{\text{УП1}} + D_1 + D_2 + D_3 + D_{\text{д}} + D_{\text{п}} + D_4 + D_6 + D_{\text{вСП}} + D_{\text{НСП}}) =$$

$$= 145 - (2,2+6,81 + 0 + 8,45 + 2,75 + 51,85 + 3,856 + 5,04 + \\ + 10,5+ 48,29) = 5,248 \text{ кг/с.}$$

Расходы пара в отборах и по отсекам турбины ПТ-135 при ее работе на максимально-зимнем режиме с выработкой электроэнергии на тепловом потреблении приведены в табл. 4.14.

Таблица 4.14

Расходы пара в отборах и по отсекам турбины ПТ-135

| Отсек турбины | Расход пара через отсек | Величина расхода через отсек, кг/с | Расходы пара в отборы, кг/с |
|---------------|---|------------------------------------|-----------------------------|
| I | $D_I = D_o - D_{УПД}$ | 142,8 | |
| II | $D_{II} = D_I - D_1$ | 135,99 | $D_1 = 6,81$ |
| III | $D_{III} = D_{II} - D_2$ | 135,99 | $D_2 = 0$ |
| IV | $D_{IV} = D_{III} - D_3 - D_{II} - D_{Д}$ | 72,931 | $D_3 = 8,45$ |
| V | $D_V = D_{IV} - D_4$ | 69,07 | $D_4 = 3,856$ |
| VI | $D_{VI} = D_V - D_5$ | 69,07 | $D_5 = 0$ |
| VII | $D_{VII} = D_{VI} - D_6 - D_{ВСП}$ | 53,54 | $D_6 = 5,04$ |
| VIII | $D_{VIII} = D_k = D_{VII} - D_{НСП}$ | 5,248 | $D_7 = 0$ |

Электрическая мощность турбины ПТ-135 с выработкой электроэнергии на тепловом потреблении при работе на расчетном максимально-зимнем режиме:

$$N_э = [D_1(i_o - i_1) + D_2(i_o - i_2) + (D_3 + D_{Д} + D_{II})(i_o - i_3) + D_4(i_o - i_4) + \\ + (D_6 + D_{ВСП})(i_o - i_6) + D_{НСП}(i_o - i_7) + D_k(i_o - i_7) + D_k(i_o - i_k)]\eta_{мг} = \\ = [6,81(3511-3100)+0(3511-3010) + (8,45+2,75+51,85)(3511-3005)+ \\ + 3,86(3511 - 2758)+(5,04+10,5)(3511-2670) + 48,29(3511-2643) + \\ + 5,248(3511 - 2717)]0,985 = 95308,04 \text{ кВт.}$$

4.4. Энергетические показатели турбоустановок при максимально-зимнем режиме работы ТЭЦ

4.4.1. Энергетические показатели при работе турбин Р-100 с конденсационным пропуском пара

Полный расход тепла на турбоустановку Р-100/105-130/13:

$$Q_{ТУ}^{P-100} = D_0^{P-100} (i_o - i_{вПВ}) = 211(3511 - 1007,8) = 528175 \text{ кВт.}$$

Полный расход тепла на турбоустановки ПТ-135-130/13:

$$Q_{ТУΣ}^{ПТ-135} = 2 \cdot D_0^{ПТ-135} (i_o - i_{вПВ}) = 2 \cdot 180(3511 - 979,6) = 911304 \text{ кВт.}$$

Полный расход тепла на турбоустановки ТЭЦ:

$$Q_{\text{ТУ}} = Q_{\text{ТУ}}^{\text{P-100}} + Q_{\text{ТУ}\Sigma}^{\text{ПТ-135}} = 1439479 \text{ кВт.}$$

Расход тепла на производственных потребителей

$$\begin{aligned} Q_{\text{п}} &= D_{\text{п}} i_{\text{п}} - D_{\text{ок}} i_{\text{ок}} - (D_{\text{п}} - D_{\text{ок}}) i_{\text{ПСВ1}} = \\ &= 250 \cdot 3008 - 150 \cdot 398 - 100 \cdot 26,134 = 713322 \text{ кВт,} \end{aligned}$$

где $D_{\text{п}} = 250 \text{ кг/с}$ – расход пара промышленным потребителям; $D_{\text{ок}} = 150 \text{ кг/с}$ – расход обратного конденсата.

Расход тепла турбоустановками на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{Т}\Sigma} \beta_{\text{т}} = 450000 \cdot 0,55 = 247500 \text{ кВт.}$$

Общий расход тепла турбоустановками на внешних потребителей

$$Q_{\text{вн}} = Q_{\text{п}} + Q_{\text{Т}\Sigma} = 713322 + 247500 = 960822 \text{ кВт.}$$

Расход тепла турбоустановками ТЭЦ на выработку электрической энергии

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{вн}} = 1439479 - 960822 = 478657 \text{ кВт.}$$

Полный КПД турбоустановок ТЭЦ

$$\eta_{\text{ту}} = \frac{N_{\text{э}\Sigma}}{Q_{\text{ту}}} = \frac{101387,53 + 2 \cdot 123609,44}{1439479} = 0,203.$$

Коэффициент полезного действия турбоустановок ТЭЦ по производству электроэнергии

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}\Sigma}}{Q_{\text{ту}}^{\text{э}}} = \frac{101387,53 + 2 \cdot 123609,44}{478659} = 0,61.$$

4.4.2. Энергетические показатели при работе турбин P-100 с выработкой электроэнергии на тепловом потреблении

Полный расход тепла на турбоустановку P-100/105-130/13

$$Q_{\text{ТУ}}^{\text{P-100}} = D_0^{\text{P-100}} (i_o - i_{\text{вПВ}}) = 211(3511 - 1007,8) = 528175 \text{ кВт.}$$

Полный расход тепла на турбоустановки ПТ-135-130/13

$$Q_{\text{ТУ}\Sigma}^{\text{ПТ-135}} = 2 \cdot D_0^{\text{ПТ-135}} (i_o - i_{\text{вПВ}}) = 2 \cdot 145(3511 - 925) = 749940 \text{ кВт.}$$

Полный расход тепла на турбоустановки ТЭЦ

$$Q_{\text{ТУ}} = Q_{\text{ТУ}}^{\text{P-100}} + Q_{\text{ТУ}\Sigma}^{\text{ПТ-135}} = 1278115 \text{ кВт.}$$

Расход тепла на производственных потребителей

$$\begin{aligned} Q_{\text{п}} &= D_{\text{п}} i_{\text{п}} - D_{\text{ок}} i_{\text{ок}} - (D_{\text{п}} - D_{\text{ок}}) i_{\text{ПСВ1}} = \\ &= 250 \cdot 3005 - 150 \cdot 240,43 - 100 \cdot 26,134 = 712572 \text{ кВт,} \end{aligned}$$

где $D_{\text{п}} = 250 \text{ кг/с}$ – расход пара промышленным потребителям; $D_{\text{ок}} = 150 \text{ кг/с}$ – расход обратного конденсата.

Расход тепла турбоустановками на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{Т}\Sigma} \beta_{\text{т}} = 450000 \cdot 0,55 = 247500 \text{ кВт.}$$

Общий расход тепла турбоустановками на внешних потребителей

$$Q_{\text{вн}} = Q_{\text{п}} + Q_{\text{т}} = 712572 + 247500 = 960072 \text{ кВт.}$$

Расход тепла турбоустановками ТЭЦ на выработку электрической энергии

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{вн}} = 1278115 - 960072 = 318043 \text{ кВт.}$$

Полный КПД турбоустановок ТЭЦ

$$\eta_{\text{ту}} = \frac{N_{\text{э}\Sigma}}{Q_{\text{ту}}} = \frac{101387,53 + 2 \cdot 95308}{1278115} = 0,228.$$

Коэффициент полезного действия турбоустановок ТЭЦ по производству электроэнергии

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}\Sigma}}{Q_{\text{ту}}^{\text{э}}} = \frac{101387,53 + 2 \cdot 95308}{318043} = 0,918.$$

Расчеты проведенные для двух режимов показывают, что при работе турбин на режиме теплового потребления эффективность использования топлива существенно выше.

5. ИСТОЧНИКИ ГЕНЕРАЦИИ ТЕПЛА

5.1. Классификация теплогенерирующих установок

Теплогенерирующей установкой (ТГУ) называют комплекс устройств и механизмов, предназначенных для производства тепловой энергии в виде водяного пара или горячей воды. Водяной пар используют для получения электроэнергии на теплоэлектроцентралях или теплоэлектростанциях, технологических нужд промышленных предприятий и сельского хозяйства, а также для нагрева в паровых подогревателях воды, направляемой в системы теплоснабжения. Горячую воду используют для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения жилых, общественных и производственных зданий и сооружений, а также для коммунально-бытовых нужд населения. Для отопления и вентиляции также используют и нагретый воздух.

В теплогенерирующей установке создают термодинамические условия с максимально возможной полнотой (коэффициентом полезного действия), при которых происходит преобразование различных видов энергии (химической, излучения, электрической) в тепловую энергию. Тепловую энергию требуемых параметров получают путем преобразования химической энергии органического топлива, энергии, выделяемой при расщеплении ядерного топлива, электрической энергии, энергии солнечного излучения, геотермальной и тепловой энергии низкого потенциала. В теплогенерирующих установках образуется рабочее тело или носитель тепловой энергии, с помощью которого тепловая энергия транспортируется к потребителю и реализуется в виде теплоты заданного потенциала. Как правило, рабочим телом для переноса тепловой энергии – теплоносителем – служат жидкости или газы.

Системой теплоснабжения называют комплекс устройств, производящих тепловую энергию и доставляющих ее в виде водяного пара, горячей воды и нагретого воздуха потребителю.

Основные тенденции развития теплогенерирующих установок включают применение централизованного теплоснабжения и автоматизированных систем управления (АСУ), использование альтернативных источников энергии (водородной, солнечной, геотермальной, ветровой, приливов и отливов), местных и вторичных энергоресурсов, отходов промышленности, сельского и городского хозяйства, обеспечение минимальных выбросов вредных веществ в атмосферу.

В связи с разнообразием различных видов энергии, теплоносителей и условий работы применяют следующие теплогенерирующие установки и соответствующие методы производства тепловой энергии.

1. Котельные установки – устройства, имеющие топку для сжигания органического топлива в окислительной среде, где в результате экзотермических химических реакций горения образуются газообразные продукты с высокой температурой (топочные газы), теплота от которых передается другому теплоносителю (воде или водяному пару), более удобному для дальнейшего использования.

2. Атомные реакторы – устройства, в которых проходит цепная ядерная реакция деления тяжелых ядер трансураниевых элементов под действием нейтронов. В результате ядерная энергия преобразуется в тепловую энергию теплоносителя (воды, в перспективе гелия), вводимого в активную зону атомного реактора, теплота от которого затем в атомном парогенераторе передается воде или пару.

3. Электродные котлы – устройства, в которых происходит преобразование электрической энергии в тепловую энергию путем разогрева нагревателя с высоким электрическим сопротивлением и последующей передачей теплоты от этого нагревателя рабочему телу.

4. Гелиоустановки – устройства, в которых солнечная (световая) энергия преобразуется в тепловую энергию инфракрасного излучения. В гелио- приемнике или солнечном коллекторе энергия Солнца трансформируется в тепловую энергию с последующей передачей теплоты рабочему телу – воде или воздуху.

5. Геотермальные установки – устройства, в которых происходит передача теплоты от геотермальных вод к рабочему телу, нагреваемому за счет тепловой энергии этих вод до заданных параметров.

6. Котлы-утилизаторы – устройства, в которых используется теплота газов, покидающих различное высокотемпературное технологическое оборудование (нагревательные, обжиговые и другие печи). Теплота от высокотемпературных газов передается другому теплоносителю (воде или пару), более удобному для дальнейшего использования.

7. Для систем теплоснабжения также используют производство тепловой энергии из биомассы, сельскохозяйственных и городских отходов, а также устройства, в которых энергия с низким энергетическим потенциалом преобразуется в высокопотенциальную тепловую энергию другого теплоносителя с затратами других видов энергии, подводимых извне (например, электроэнергии в тепловых насосах).

Эффективность ТГУ определяется совершенством технологической схемы преобразования энергии, стоимостью исходного источника энергии, а также параметрами, которые должен иметь теплоноситель.

5.2. Общие сведения о котельных установках

Котельная установка – это комплекс устройств, предназначенных для получения пара или горячей воды. Котельная установка может быть одной из составляющих тепловой электростанции или выполнять самостоятельные функции (отопление и горячее водоснабжение, технологическое водо- и пароснабжение).

В зависимости от назначения котельная установка состоит из парового или водогрейного котла и вспомогательного оборудования, обеспечивающего его работу. Последовательно включенные элементы котельной установки образуют тракты.

Топливный тракт – комплекс оборудования для подготовки топлива к сжиганию и подачи в топку. При использовании твердого топлива в него могут входить бункера, питатели сырого топлива и пыли, угле-размольные мельницы, мельничные вентиляторы, сепараторы, транспортеры, пылепроводы и т.п. При сжигании газа и мазута – газопроводы и мазутопроводы, расходомеры и регулирующая арматура.

Пароводяной тракт – представляет собой систему последовательно включенных элементов оборудования, в которых движется обогреваемый теплоноситель (поверхности нагрева котла, трубопроводы, барабаны, сепараторы, пароохладители и теплообменники в пределах котла, запорная и регулирующая арматура).

Газовоздушный тракт состоит из последовательно расположенных воздушного и газового трактов. Первый из них включает в себя совокупность оборудования для забора воздуха из атмосферы, нагрева и подачи его в топку котла (дутьевые вентиляторы, воздушные короба, воздухоподогреватели и горелочные устройства), второй – комплекс элементов котельной установки, по которым осуществляется движение продуктов сгорания (топка и другие газоходы котла, устройства для очистки дымовых газов, дымососы).

Паровой (водогрейный) котел – это устройство, в котором для получения пара (горячей воды) требуемых параметров используют теплоту, выделяющуюся при сгорании органического топлива. Основные элементы котла – топка и теплообменные поверхности.

Если в котле используют теплоту уходящих газов других технических устройств (газотурбинных установок, технологических установок), его называют *котлом-утилизатором*. Котел-утилизатор в неко-

торых случаях не имеет топки и воздухоподогревателя, а его основные элементы – поверхности нагрева.

По виду вырабатываемого теплоносителя котельные установки делятся на паровые и водогрейные. В зависимости от назначения они разделяются на энергетические, производственные, производственно-отопительные и отопительные. *Энергетические котельные установки* вырабатывают пар для паровых турбин на тепловых электростанциях (ТЭС). Такие котельные оборудуют, как правило, котлоагрегатами большой и средней мощности, которые вырабатывают пар повышенных параметров. *Производственные и производственно-отопительные котельные установки* (обычно паровые) вырабатывают насыщенный или слабо перегретый пар (до 4 МПа и 450 °С), который используется в технологических процессах различных отраслей (сушка, варка, ректификация, концентрирование растворов и др.), а также для обеспечения теплотой систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. *Отопительные котельные установки* (в основном водогрейные, но они могут быть и паровыми) предназначены для обслуживания систем отопления, горячего водоснабжения и вентиляции производственных и жилых помещений.

По характеру движения воды, пароводяной смеси и пара паровые котлы подразделяются на барабанные с естественной циркуляцией, барабанные с многократной принудительной циркуляцией и прямоточные (рис.5.1). В барабанных котлах с естественной циркуляцией движение пароводяной смеси в подъемных (обогреваемых) трубах и жидкости в опускных (необогреваемых) трубах происходит вследствие разности их плотностей. В котлах с многократной принудительной циркуляцией движение воды и пароводяной смеси осуществляется с помощью циркуляционного насоса. В прямоточных котлах нет циркуляционного контура, нет многократной циркуляции воды, отсутствует барабан, вода прокачивается питательным насосом через экономайзер, испарительные поверхности и пароперегреватель, включенные последовательно.

По перемещению продуктов сгорания и воды котлы подразделяют на газотрубные (жаротрубные и с дымогарными трубами), в которых газы движутся внутри труб, водотрубные, в которых вода или пароводяная смесь движутся внутри труб и водотрубно-газотрубные.

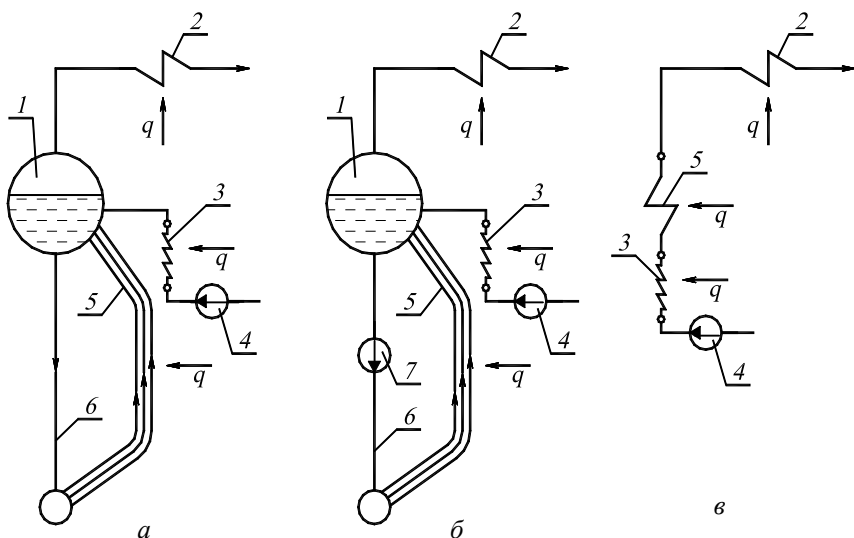


Рис. 5.1. Схемы движения воды, пароводяной смеси и пара в котлах: а) барабаном с естественной циркуляцией; б) барабаном с многократной принудительной циркуляцией; в) прямоточном; 1 – барабан; 2 – пароперегреватель; 3 – водяной экономайзер; 4 – питательный насос; 5 – обогреваемые трубы; 6 – опускные трубы; 7 – циркуляционный насос

По конструктивным особенностям различают котлы цилиндрические, горизонтально-водотрубные, вертикально-водотрубные.

По уровню давления перегретого пара различают котлы с низким (ниже 4 МПа), средним (от 4 до 11 МПа), высоким (более 11 МПа) и сверхкритическим давлением (выше 25 МПа).

По уровню давления в газовом тракте различают котлы с естественной, уравновешенной тягой и под наддувом.

Возможна также классификация по виду сжигаемого топлива, способу шлакоудаления и т.п.

В зависимости от паропроизводительности различают котлы малой (до 20...25 т/ч), средней (от 35...50 до 160...220 т/ч) и большой паропроизводительности (от 220...250 т/ч и выше).

Находящиеся в эксплуатации энергетические, промышленные и отопительные котельные агрегаты изготовлены по разнообразным конструктивным схемам, что связано, с одной стороны, с различием в требованиях потребляющих установок, а с другой стороны – с разли-

чием в рабочих характеристиках топлива, что требует адекватной организации процессов горения и теплообмена. Обычно котельный агрегат конструируют таким образом, чтобы максимальная надежность и эффективность работы достигалась на номинальном режиме, но в процессе эксплуатации часто наблюдаются отклонения от номинального режима.

Простейшим котлом, производящим насыщенный пар низкого давления, является цилиндрический котел (рис. 5.2 *а*), имеющий топку с колосниковой решеткой, на которой сжигается сортированный кусковой уголь, а воздух для горения поступает снизу через решетку. Поверхностью нагрева является нижняя часть горизонтального цилиндра (барабана) диаметром 1,2...1,6 м, и заполненного на 3/4 объема водой, которую омывают горячие газы после сжигания топлива. Котел имеет самую простую конструкцию, при этом выдает относительно небольшое количество насыщенного пара и имеет низкий КПД из-за высокой температуры газов, уходящих из котла (200...300 °С). Развитием этого типа котлов стала серия водотрубных котлов (рис.5.2 *б*, рис. 5.3) с тепловоспринимающей поверхностью, выполненной в виде большого числа труб малого диаметра (80...60 мм), находящихся непосредственно в потоке горячих газов.

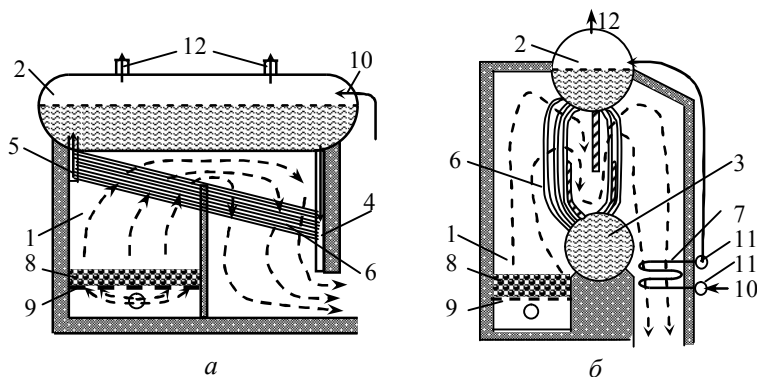


Рис. 5.2. Водотрубные котлы: *а*) цилиндрический водотрубный котел; *б*) двухбарабанный вертикально-водотрубный котел; 1 – топка; 2 – барабан-сепаратор; 3 – нижний барабан; 4, 5 – раздающая и отводящая плоские камеры; 6 – обогреваемые парообразующие трубы; 7 – экономайзер; 8 – топливо; 9 – колосниковая решетка; 10 – вход воды в котел; 11 – распределительный коллектор; 12 – выход пара

В результате значительно возросли паропроизводительность котла и давление насыщенного пара, большая доля теплоты газов используется полезно на нагрев и испарение воды. В конструкции рис. 5.2 *б* в

опускном газоходе после выхода из теплообменной парообразующей трубной поверхности установлена трубная змеевиковая поверхность для подогрева поступающей в барабан воды – экономайзер. В экономайзере уходящие газы дополнительно отдают теплоту воде и удаляются из котла при 150...180 °С, что приводит к повышению КПД котла.

Современным типом котла является вертикально - водотрубный котел (рис. 5.3), в котором обеспечивается получение перегретого пара в змеевиковой поверхности пароперегревателя 13, а сжигание топлива осуществляется во взвешенном состоянии в большом свободном объеме топочной камеры. Все стены камеры закрыты вертикальными трубами, где нагревается и частично испаряется вода при высоком давлении.

Подача топлива и воздуха для сжигания производится через горелки 14, обеспечивающие необходимое смешение топлива и воздуха в топочном объеме на выходе из горелки. При этом уголь предварительно измельчается до состояния мелкой взвешенной в воздухе пыли. Для улучшения сжигания топлива воздух подогревается в опускном газоходе котла в воздухоподогревателе 15, что приводит к дополнительному снижению температуры газов на выходе из котла.

Таким образом, современный барабанный котел при докритическом давлении имеет три типа теплообменных поверхностей: экономайзерные, обеспечивающие подогрев питательной воды до температуры, близкой к насыщению, испарительные (парообразующие), производящие необходимое количество насыщенного пара, и пароперегревательные, повышающие температуру и работоспособность пара. Все типы поверхностей связаны с барабаном и конструктивно зафиксированы: их размер не изменяется в зависимости от нагрузки.

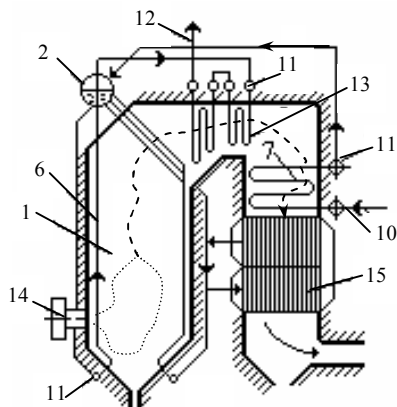


Рис. 5.3. Вертикально водотрубный котел: 13 – пароперегреватель; 14 – горелка; 15 – воздухоподогреватель (остальные как на рис. 5.2)

Дальнейшим развитием типов паровых котлов явилось создание так называемых прямоточных котлов (рис. 5.4).

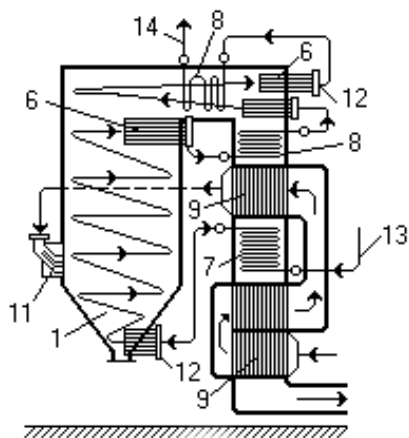


Рис. 5.4. Прямоточный водотрубный котел: 1 – топка; 2 – барабан-сепаратор; 3 – нижний барабан; 4, 5 – раздающая и отводящая плоские камеры; 6 – обогреваемые парообразующие трубы; 7 – экономайзер; 8 – пароперегреватель; 9 – воздухоподогреватель; 11 – горелка; 12 – распределительный коллектор; 13 – вход воды в котел; 14 – выход пара

Такой котел не имеет барабана, в нем вода, а затем пароводяная смесь и пар последовательно проходят все поверхности нагрева котла, в котле нет четкой границы между экономайзерной, испарительной и перегревательной поверхностями.

Прямоточные котлы в отличие от барабанных могут работать и при сверхкритическом давлении рабочей среды, при котором нет процесса испарения и исключается сепарация пара от воды. Таким образом, при сверхкритическом давлении нет необходимости в наличии барабана - сепаратора.

5.3. Принцип работы парового котла с естественной циркуляцией

В общем случае технологический процесс получения пара в барабанном паровом котле осуществляется в следующей последовательности (рис. 5.5). Топливо при помощи горелочных устройств 1 вводится в топку, где и сгорает. Воздух, необходимый для сгорания топлива, подается в топку дутьевым вентилятором или подсасывается через колосниковую решетку – при естественной тяге.

Для улучшения процесса сгорания топлива и повышения экономичности работы котла воздух перед подачей в топку предварительно подогревается дымовыми газами в воздухоподогревателе 8.

Дымовые газы, отдав часть своего тепла радиационным поверхно-

стям нагрева, размещенным в топочной камере, поступают в конвективную поверхность нагрева, охлаждаются и дымососом удаляются через дымовую трубу в атмосферу.

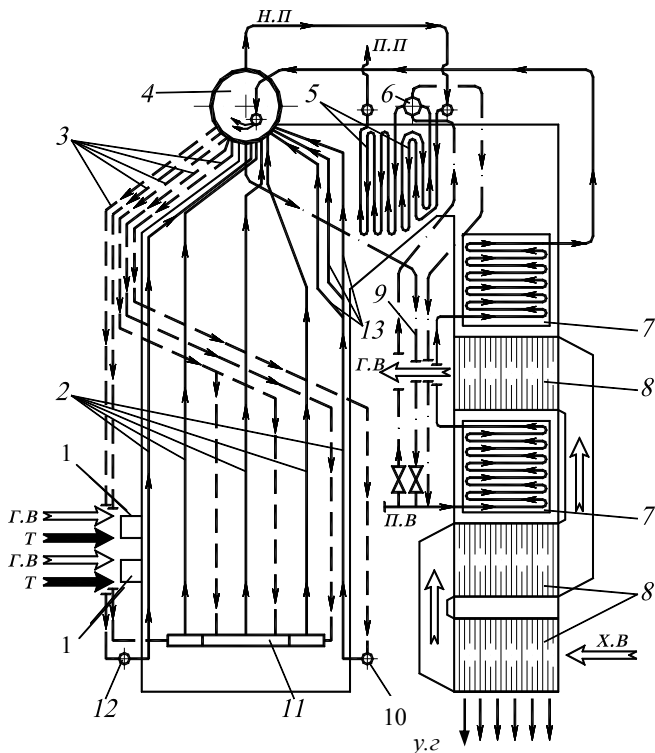


Рис. 5.5. Принципиальная схема парового котла: 1 – газомазутная горелка; 2 – подъемные (экранные) трубы; 3 – опускные трубы; 4 – барабан; 5 – пароперегреватель; 6 – поверхностный пароохладитель; 7 – водяной экономайзер; 8 – трубчатый воздухоподогреватель; 9 – линия рециркуляции воды; 10 – коллектор заднего экрана; 11 – коллектор бокового экрана; 12 – коллектор фронтального экрана; 13 – фестон; п.в – питательная вода; н.п – насыщенный пар; п.п – перегретый пар; х.в – холодный воздух; г.в – горячий воздух; т – топливо; у.г – уходящие газы

Сырая водопроводная вода проходит через катионитовые фильтры, умягчается и далее поступает в деаэратор, где из нее удаляются коррозионно-активные газы (O_2 и CO_2) и стекает в бак деаэрированной воды. Из бака питательная вода забирается питательными насосами и подается в экономайзер 7 парового котла. Нагретая теплом ды-

мовых газов вода из экономайзера поступает в верхний барабан 4 котла, откуда по опускным трубам 3 направляется в коллектора экранов 10–12 или в нижний барабан. Возвращаясь по подъемным трубам 2 в верхний барабан, часть воды испаряется. В верхнем барабане происходит отделение пара от воды. Пар направляется в пароперегреватель 5 (если это необходимо), где он перегревается до требуемой температуры. Затем перегретый пар поступает в общий паровой коллектор, откуда подается потребителям.

Барабан котла вместе с системой необогреваемых опускных труб, выходящих из него, и подъемных (экранных) труб внутри топочной камеры образует замкнутый циркуляционный контур, в котором при горении топлива в топке организуется движение воды (опускные трубы) и пароводяной смеси (подъемные трубы). Движение рабочей среды происходит за счет возникновения естественного напора, определяемого разностью гидростатических давлений массы воды и пароводяной смеси в опускных и подъемных трубах и называемого движущим напором естественной циркуляции

$$S_{\text{дв}} = H_{\text{п}}(\rho_{\text{оп}} - \bar{\rho}_{\text{см}})g, \quad (5.1)$$

где $\rho_{\text{оп}}$, $\bar{\rho}_{\text{см}}$ – соответствующая плотность воды в опускных трубах и средняя плотность пароводяной смеси в подъемных трубах, кг/м^3 ; g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; $H_{\text{п}}$ – высота паросодержащей части контура, м. При относительно небольшой разности плотностей воды и пароводяной смеси $\rho_{\text{оп}} - \bar{\rho}_{\text{см}}$ необходимый движущий напор получают увеличением в высоту $H_{\text{п}}$ контура циркуляции.

Возникающий в контуре циркуляции движущий напор $S_{\text{дв}}$ (Па) обеспечивает движение рабочей среды в подъемных трубах с небольшой скоростью (около 1 м/с), при этом за один проход через подъемные трубы происходит частичное испарение воды (от 0,03 до 0,25 кг/кг), поэтому полное испарение исходного 1 кг воды произойдет при многократном прохождении контура. Отношение массового расхода циркулирующей воды W_0 , кг/с, к количеству образовавшегося пара в единицу времени D , кг/с, называется кратностью циркуляции

$$k_{\text{ц}} = W_0/D. \quad (5.2)$$

В паровых котлах с естественной циркуляцией кратность циркуляции обычно составляет от 10 до 30. Таким образом, расход воды в контуре циркуляции в $k_{\text{ц}}$ раз больше паропроизводительности котла.

В барабанном котле с естественной циркуляцией начальный перегрев пара обычно производят в радиационном потолочном перегрева-

теле, экранирующем весь потолок над топкой и горизонтальным газоходом, после чего пар поступает в полурадиационный (ширмовый) или конвективные змеевиковые пакеты перегревателя, расположенные в горизонтальном газоходе.

Общее сопротивление водопарового тракта барабанного котла определяется гидравлическим сопротивлением при движении воды в трубах экономайзера от входного коллектора до поступления воды в барабан котла – $\Delta p_{\text{эк}} = 0,05 p_{\text{пп}}$ в сумме с сопротивлением тракта пароперегревателя от барабана до выхода перегретого пара из котла – $\Delta p_{\text{пе}} = (0,1 \dots 0,15) p_{\text{пп}}$, где $p_{\text{пп}}$ – давление перегретого пара за котлом, МПа.

Регулирование температуры перегретого пара может осуществляться применением поверхностных пароохладителей, впрыскиванием воды в пар, пропусканьем части продуктов сгорания мимо пароперегревателя, рециркуляцией продуктов сгорания в топку, изменением аэродинамики или химической структуры факела, изменением излучательной способности факела. Чаще всего для поддержания температуры перегретого пара на заданном уровне используются впрыскивающие или поверхностные пароохладители 6, устанавливаемые обычно в рассечку между отдельными частями пароперегревателя.

С целью не допустить уноса паром капелек воды, что значительно ухудшает качество пара, в верхнем барабане 4 парового котла устанавливают сепарационные устройства (погружной дырчатый щит, внутрибарабанные или выносные циклоны).

Для уменьшения содержания веществ, загрязняющих котловую воду, производится продувка, т.е. удаление части котловой воды и замена ее питательной водой. Различают продувку непрерывную и периодическую. Непрерывная продувка осуществляется из верхнего барабана 4 и производится без перерывов в течение всего времени работы котла. С непрерывной продувкой из парогенератора удаляются растворенные в котловой воде соли. Периодическая продувка применяется для удаления шлама, осевшего в элементах парового котла, и производится из нижних барабанов и коллекторов 10–12 парогенератора через каждые 12...16 часов.

Эффективным методом снижения потерь котловой воды с продувкой (и, соответственно, уменьшения потерь тепла с ней) является ступенчатое испарение. Сущность ступенчатого испарения состоит в том, что испарительная система парового котла разделяется на ряд отсеков, соединенных по пару и разделенных по воде. Питательная вода подается только в первый отсек. Для второго отсека питательной водой

служит продувочная вода из первого отсека. Продувочная вода из второго отсека поступает в третий отсек и т. д. Продувку парогенератора осуществляют из последнего отсека. Так как концентрация солей в воде этого отсека значительно выше, чем в воде при одноступенчатом испарении, для вывода солей из котла требуется меньший процент продувки.

Для обеспечения в процессе растопки котла поступления воды, испаряющейся в барабане, в экономайзер 7, что не допускает перегрева его труб, в паровых котлах обычно предусматривается линия рециркуляции 9.

5.4. Паровые котлы производственных и отопительных котельных

Для получения насыщенного пара в небольших количествах с давлением 0,9 МПа в настоящее время применяются два типа паровых котлов: вертикально-цилиндрические МЗК и двухбарабанные водотрубные котлы.

Вертикально-цилиндрический паровой котел МЗК-7Г – это котел с естественной циркуляцией. Котел состоит из верхнего и нижнего кольцевых коллекторов, соединенных между собой прямыми вертикальными трубами, расположенными по концентрическим окружностям. Первый внутренний кольцевой ряд образует цилиндрическую топочную камеру. Топочная камера выполняется газоплотной за счет применения плавниковых труб, сваренных между собой по плавникам. Часть экранных труб, между которыми выходят топочные газы, установлена более редко и не имеет плавников.

Двухбарабанные водотрубные котлы Е-1/9-1, Е-1/9-1М, Е-1/9-1Г объединены общей конструктивной схемой. Котлы этой группы, имеющие паропроизводительность 1000 кг/ч, предназначены для работы, соответственно на твердом (антрацит АС и АМ) топливе, мазуте марки М100 и природном газе и служат для удовлетворения потребностей предприятий в насыщенном паре влажностью до 3% для покрытия технологических и теплофикационных нагрузок.

Паровой котел Е-1/9-1Г (рис. 5.6) состоит из верхнего и нижнего барабанов, расположенных на одной вертикальной оси. Барабаны соединены между собой пучком труб, образующих конвективную поверхность нагрева. Топочная камера экранирована двумя боковыми настенными экранами и потолочным экраном.

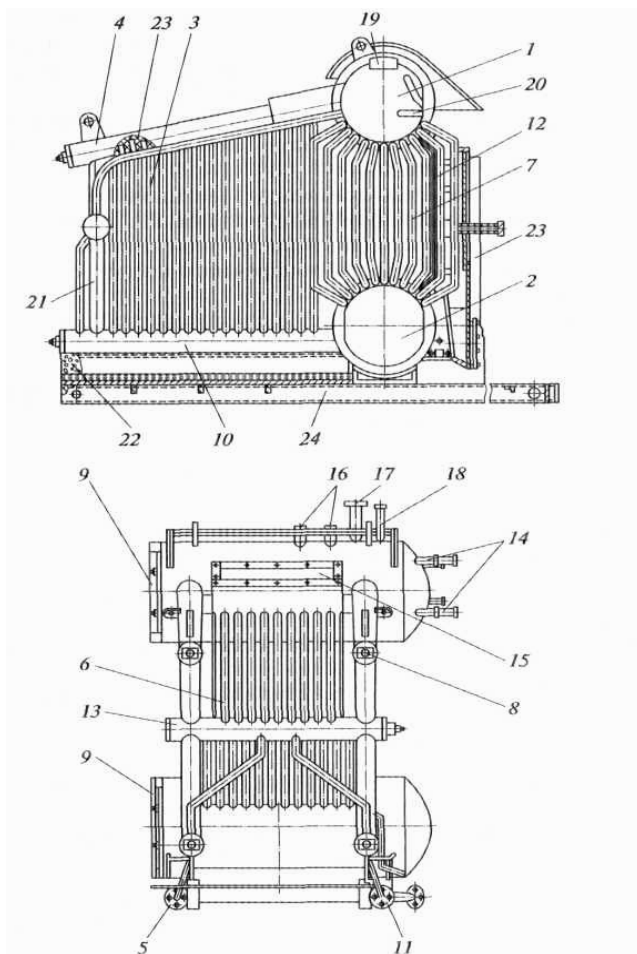


Рис. 5.6. Устройство парового водотрубного котла низкого давления с естественной циркуляцией Е-1/9Г: 1 – верхний барабан; 2 – нижний барабан; 3 – боковые топочные экраны; 4, 10 – коллектор; 5, 11 – продувочный штуцер; 6 – потолочный экран; 7 – кипяtilьные трубы; 8 – лючек для осмотра коллекторов; 9 – люки для осмотра барабанов; 12 – перегородки в конвективном пучке; 13 – фронтальной коллектор; 14 – патрубок водоуказательной арматуры; 15 – газоотводящий патрубок котла; 16 – предохранительный клапан; 17 – главный паротводящий штуцер; 18 – трубка крепления манометра; 19 – сепарационное устройство; 20 – труба подвода питательной воды; 21 – переходник горелочного устройства; 22 – заливка огнеупорным бетоном; 23 – теплоизоляция; 24 – несущая рама

Потолочный экран частично охватывает и фронт котла. Характерной особенностью циркуляционной схемы котла является отсутствие необогреваемых опускных труб.

Вертикально-водотрубные котлы типа ДКВР предназначены для выработки насыщенного и перегретого пара с температурой 250, 370 и 440 °С, имеют несколько типоразмеров с рабочим давлением пара 1,4; 2,4; 3,9 МПа и номинальной паропроизводительностью 2,5; 4; 6,5; 10; 20; 35 т/ч.

Условное обозначение парового котла ДКВР означает двухбарабанный котел, водотрубный, реконструированный. Первая цифра после наименования котла обозначает паропроизводительность, т/ч, вторая – избыточное давление пара на выходе из котла, кгс/см² (для котлов с пароперегревателями – давление пара за пароперегревателем), третья – температуру перегретого пара, °С.

Котлы типа ДКВР применяются при работе как на жидком, газообразном, так и на различных видах твердого топлива.

Конструктивная схема котлов типа ДКВР паропроизводительностью 2,5; 4 и 6,5 т/ч одинакова независимо от используемого топлива и применяемого топочного устройства. Топочная камера этих котлов имеет лишь боковые экраны, в то время как топочные камеры парогенераторов 10 и 20 т/ч имеют также фронтальной и задней экраны.

Котел имеет верхний длинный и нижний короткий барабаны, расположенные вдоль оси котла. Барабаны соединены гнутыми кипячительными трубами, образующими развитый конвективный пучок. Перед конвективным пучком расположена экранированная топочная камера. Трубы боковых экранов завальцованы в верхнем барабане, нижние концы экранных труб приварены к нижним коллекторам.

В котлах с перегревом пара пароперегреватель устанавливается в первом газоходе после второго-третьего ряда кипячительных труб. Необходимое для размещения пароперегревателя место (при неизменных размерах котла) обеспечивается отказом от установки части кипячительных труб.

В блочно-транспортабельных котлах паропроизводительностью 10 т/ч давлением 1,3; 2,3; 3,9 МПа последней модификации длины верхнего и нижнего барабанов одинаковы. В этих котлах применено двухступенчатое испарение с установкой во второй ступени выносных циклонов. Применение циклонов позволяет уменьшить процент продувки и улучшить качество пара при работе на питательной воде с повышенным содержанием солей. В парогенераторе производительностью 20 т/ч верхний барабан укорочен, топочная камера полностью экранирована.

Для использования тепла уходящих газов за котлами типа ДКВР устанавливается водяной экономайзер: стальной или блочный чугунный.

Газомазутные паровые вертикальные водотрубные котлы типа Е (ДЕ) предназначены для выработки насыщенного или перегретого до температуры 225°С пара, используемого на технологические нужды, отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Котлы этого типа выпускаются на номинальную паропроизводительность 4; 6,5; 10; 16 и 25 т/ч при рабочем давлении 1,4 и 2,4 МПа (14 и 24 кгс/см²). Котлы типа Е (ДЕ) специализированы на сжигание газа и мазута.

Конструктивной особенностью таких котлов является размещение топочной камеры сбоку конвективного пучка, образованного вертикальными трубами, развальцованными в верхнем и нижнем барабанах.

Топочная камера отделяется от конвективного пучка газоплотной перегородкой, образованной из труб, установленных вплотную и сваренных между собой. В задней части перегородки выполнено окно для прохода топочных газов в конвективный пучок. Потолок, правая боковая поверхность и под топочной камеры экранированы.

Конвективный пучок образован коридорно-расположенными вертикальными трубами, развальцованными в верхнем и нижнем барабанах.

Пароперегреватель котлов паропроизводительностью 4; 6,5 и 10 т/ч выполняется змеевиковым. В котлах паропроизводительностью 16 и 25 т/ч пароперегреватель выполняется вертикальным из двух рядов труб.

В качестве хвостовых поверхностей нагрева котлов применяются отдельно стоящие стандартные чугунные экономайзеры.

Паровые котлы средней производительности выполняются барабанными с естественной циркуляцией. Котлы предназначены для получения насыщенного и перегретого пара, идущего на удовлетворение потребностей в паре промышленности, строительства, транспорта, коммунального и сельского хозяйства, на технологические, отопительно-вентиляционные нужды, а также для малых электростанций.

Котлоагрегаты выполнены с П-образной компоновкой поверхностей нагрева по одной из двух конструктивных схем: однобарабанные или двухбарабанные.

Однобарабанные котлоагрегаты – БМ-35РФ, БГМ-35М, ГМ-50-1 и БКЗ-75-39ГМА.

В паровых котлах БМ-35РФ, БГМ-35М и БКЗ-75-39ГМА конвективная шахта расположена за горизонтальной поворотной камерой.

Котел ГМ-50-1 выполнен с сомкнутыми газоходами, с шамотной разделительной экранированной стенкой между топочной камерой и конвективной шахтой.

Топочные камеры котлоагрегатов полностью экранированы, за исключением котлов БМ-35РФ и БГМ-35М, имеющих горячий под.

Экраны разделены на самостоятельные циркуляционные контуры по числу блоков топки. Барабаны всех котельных агрегатов расположены над топочной камерой. Пароперегреватели котлов БМ-35РФ, БГМ-35М и БКЗ-75-39ГМА конвективные, вертикального типа, расположены в горизонтальных газоходах, котла ГМ-50-1 – конвективный, дренируемый, горизонтального типа, расположен в конвективной шахте. Пароперегреватели всех котлоагрегатов состоят из двух ступеней, в рассечке между которыми включены поверхностные пароохладители.

В парогенераторах БГМ-35М и БКЗ-75-39ГМА в конвективной шахте последовательно расположены экономайзер и воздухоподогреватель, в парогенераторах БМ-35РФ и ГМ-50-1 экономайзер расположен в конвективной шахте, воздухоподогреватель вынесен из шахты и установлен на самостоятельном каркасе. Водяной экономайзер всех котлов гладкотрубный, змеевиковый. Экономайзеры котлов БКЗ-75-39ГМА и ГМ-50-1 – кипящего типа. На котлоагрегатах всех типов используются трубчатые воздухоподогреватели.

В конвективной шахте котла ГМ-50-14 последовательно расположены пароперегреватель и трубчатый воздухоподогреватель; экономайзер – за шахтой на самостоятельном каркасе. Пароперегреватель конвективный, дренируемый, горизонтального типа, без регулятора перегрева. Водяной экономайзер выполнен из чугунных ребристых труб.

5.5. Водогрейные котлы

Водогрейный котел – устройство, имеющее топку, обогреваемое продуктами сжигаемого в ней топлива, и предназначенное для нагревания воды, находящейся под давлением выше атмосферного и используемой в качестве теплоносителя вне самого устройства.

Теплота, вырабатываемая водогрейными котлами, используется на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, а также может использоваться на различные технологические нужды.

Максимальная температура воды на выходе из котлов в зависимости от их теплопроизводительности может составлять 95, 115, 150 и 200 °С.

Все водогрейные котлы можно разделить на газотрубные и водотрубные. По материалу, из которого изготовлены водогрейные котлы, их можно разделить на стальные и чугунные. Чугунные котлы отличаются большей коррозионной стойкостью. Устройство одного из современных чугунных котлов для работы на жидком и газообразном топливе показано на рис. 5.7.

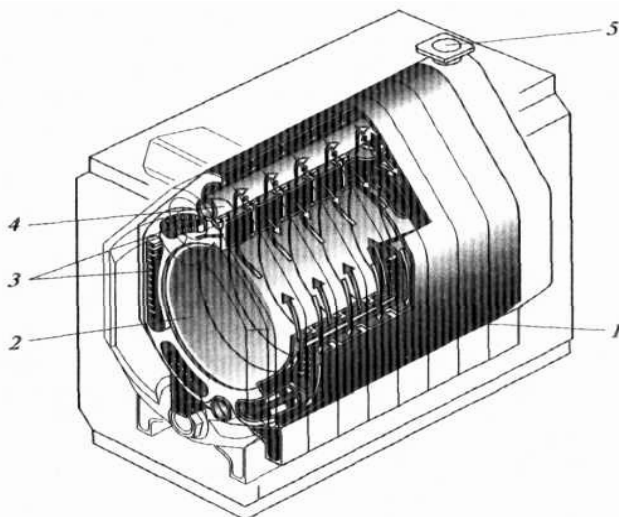


Рис. 5.7. Котел «Logano GE515»: 1 – чугунная секция котла; 2 – топочная камера; 3 – оребренные поверхности нагрева; 4 – распределительная труба подачи обратной воды; 5 – выход воды

По характеру циркуляции воды (независимо от конструкции) все водогрейные котлы являются прямоточными.

Водогрейный котел состоит из топочного устройства и теплопринимающих поверхностей, которые для водотрубных котлов делятся на топочные экраны, выполненные из отдельных панелей, представляющих собой ряд параллельно включенных труб, объединенных входными и выходными коллекторами, и конвективные поверхности нагрева, в большинстве случаев набираемые из змеевиков.

Чугунные водогрейные котлы работают при давлении воды в системе не более 0,6 МПа. Максимальная температура нагреваемой воды – 95 °С. Допускается работа котлов с температурой до 115 °С при рабочем давлении в системе отопления не ниже 0,35 МПа. В настоящее время чугунные котлы выпускают теплопроизводительностью, как правило, не превышающей 2 МВт.

Чугунные котлы собирают из отдельных литых секций, соединенных между собой с помощью отдельных конических ниппелей, и стягивают стяжными болтами, которые проходят через отверстия ниппелей. Такая конструкция позволяет подбирать требуемую поверхность нагрева котла, а также производить замену отдельных секций.

Существуют специализированные чугунные секционные котлы, предназначенные для сжигания газообразного и жидкого топлива, а также для сжигания твердого топлива. Последние могут быть переведены на сжигание газообразного топлива при соответствующей переделке.

К специализированным котлам для сжигания газообразного топлива, например, относятся котлы «Факел», «Братск-1Г», а также большое число чугунных котлов импортного производства.

В настоящее время выпускается достаточно большое количество стальных водогрейных жаротрубно-дымогарных котлов как отечественными производителями, так и зарубежными. Их широкое применение объясняется простотой монтажа (котел, как правило, поступает моноблоком полной заводской готовности), простотой обслуживания, хорошей ремонтпригодностью, а также наличием возможности работы при давлении в топке выше атмосферного (под наддувом). К числу достоинств можно отнести их высокую аккумуляционную способность (запас теплоты) из-за большого запаса воды внутри котла, что удобно при резких изменениях расхода горячей воды. К недостаткам таких котлов можно отнести их высокую металлоемкость, а также возможность работы при относительно низких давлениях воды, как правило, не более 0,7 МПа.

Жаротрубно-дымогарные котлы имеют, как правило, цилиндрический корпус, расположенный горизонтально. Внутри корпуса у водогрейных котлов находится горячая вода, у паровых — водяной и паровые объемы, в которых размещается одна, иногда две жаровые трубы. В переднем торце каждой жаровой трубы устанавливается, как правило, наддувная (вентиляторная) горелка, рассчитанная на сжигание газообразного или жидкого топлива. Таким образом, жаровая труба является топочной камерой, в которой сгорает практически все топливо. В зависимости от длины и избыточного давления применяются гладкие или волнистые жаровые трубы. Расположены они всегда в нижней части водяного пространства, что повышает теплообмен и улучшает циркуляцию котловой воды.

Если изготовитель котла не подчеркивает, что котел трехходовой, то продукты сгорания достигают противоположной водоохлаждаемой стенки, разворачиваются на 180° и двигаются в сторону передней стенки. Здесь они попадают в кольцевую камеру, из которой по дымогарным трубкам двигаются опять в сторону задней стенки, отдавая теплоту котловой воде (рис. 5.8).

Если в названии котла присутствует термин «трехходовой», значит, продукты сгорания после жаровой трубы возвращаются назад уже по дымогарным трубам, расположенным, как правило, ближе к жаровой трубе, поворот осуществляется в так называемой поворотной камере, продукты сгорания в этой камере разворачиваются на 180° и поступают в дымогарные трубки второго газохода. У фронтальной стены котла дымовые газы в передней кольцевой камере делают еще один поворот и приходят по дымогарным трубкам третьего хода в сторону задней стенки.

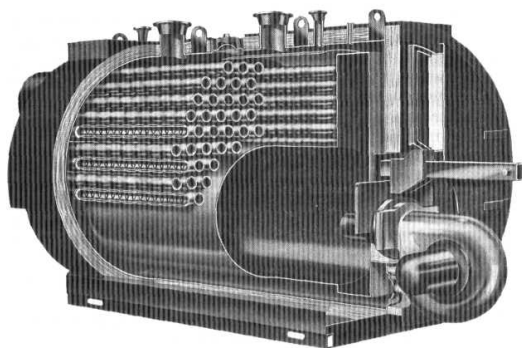


Рис. 5.8. Двухходовой жаротрубный котел

Передняя кольцевая камера имеет один или два люка, позволяющих производить осмотр и чистку дымовых труб. Для более полного использования теплоты дымовых газов в дымогарных трубах третьего газохода, как правило, устанавливаются специальные турбулизаторы из жаростойкой стали. Такой же эффект достигается иногда без вставок, за счет специальной формы самих трубок. В более крупных котлах повышение экономичности достигается установкой экономайзера. На рис. 5.9 показана схема такого котла, при этом заслонка в верхней части дымовой камеры позволяет пропустить часть продуктов сгорания напрямую, шунтируя экономайзер, что позволяет при изменении нагрузки или недопустимом снижении температуры обратной котловой воды поддерживать постоянную температуру уходящих газов, избегая снижения температуры дымовых газов ниже точки росы.

Цилиндрический корпус жаротрубных котлов всегда покрыт высокоэффективной теплоизоляцией толщиной 100...120 мм. Поверх изоляции корпус обычно обшивается оцинкованными или алюминиевыми листами.

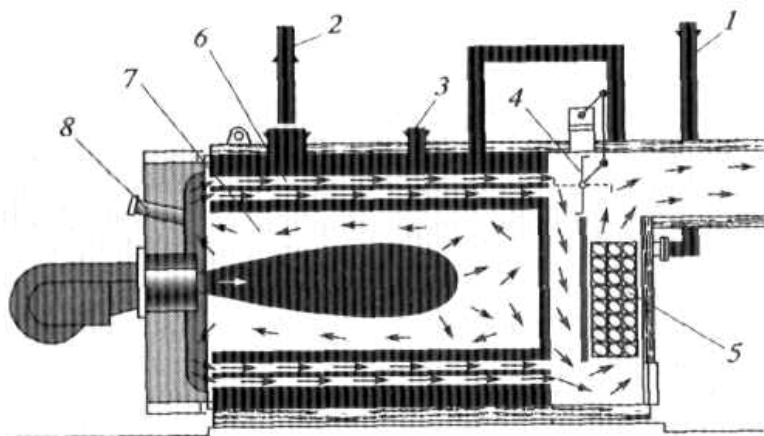


Рис. 5.9. Схема работы жаротрубного котла с экономайзером: 1 – вход воды в котел; 2 – выход воды из котла; 3 – патрубок для установки предохранительного клапана; 4 – заслонка для изменения направления движения газов с приводом; 5 – экономайзер; 6 – дымогарные трубы; 7 – топочная камера (жаровая труба); 8 – гляделка

На корпусе котла имеются патрубки подающей и обратной воды (на паровых котлах питательной воды и насыщенного пара). Для слива воды имеется специальный штуцер. На верхней части корпуса имеются штуцеры для предохранительных клапанов и контрольно-измерительных приборов. На паровых котлах обязательно установлены указатели уровня воды. На верхней части крупных котлов обычно имеется площадка для обслуживания арматуры и контрольно-измерительных приборов.

Камеры сгорания в жаротрубных котлах работают обычно при избыточном давлении, поэтому установка дымососа для удаления газов не требуется. Воздух для горения обычно подается вентилятором, встроенным в горелочный блок.

Помимо секционных чугунных котлов в отопительных котельных широко используются *стальные водотрубные котлы* следующих типов: ТВГ, КВГ, КВ-ГМ, ПТВМ, «Смоленск» и т.д.

Водотрубные котлы имеют развитые поверхности нагрева, состоящие из труб, заполненных внутри водой для водогрейных котлов и водой и пароводяной смесью для паровых, а снаружи обогреваются продуктами сгорания топлива.

На рис. 5.10 показано устройство современного водогрейного водотрубного котла «Смоленск» производства ОАО «Дорогобужкотломаш».

Топочная камера, имеющая горизонтальную компоновку, экранирована трубами диаметром 51×3 с шагом 75 мм, входящими в коллекторы диаметром $108 \times 4,5$ мм. Конвективная поверхность нагрева расположена над топочной камерой и состоит из U-образных

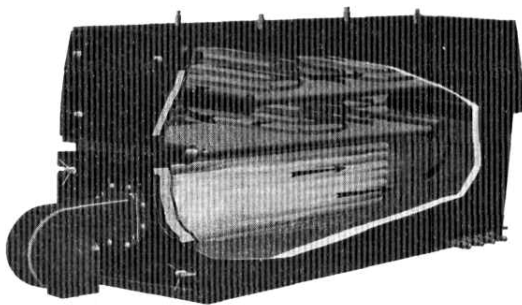


Рис. 5.10. Водотрубный котел «Смоленск»

ширм из труб диаметром 28×3 с продольным и поперечным шагами $S_1 = 64$ мм и $S_2 = 40$ мм. Боковые стены конвективного газохода закрыты трубами диаметром $83 \times 3,5$ мм, они являются одновременно коллекторами конвективных ширм. С фронта котла расположена неохлаждаемая открываемая фронтальная камера, на которой расположено горелочное устройство.

При работе котла от поверхностей нагрева, обогреваемых с одной стороны дымовыми газами, теплота с другой стороны должно отводиться рабочим веществом (вода, пароводяная смесь, пар), непрерывное движение которого обеспечивается путем создания естественной или принудительной циркуляции.

Теплофикационный водогрейный газовый котел ТВГ представляет собой прямоточный секционный теплогенератор с принудительной циркуляцией воды, оборудованный отдельным дымососом и вентилятором. Котлы ТВГ выпускаются теплопроизводительностью 4,65 МВт (ТВГ-4) и 9,3 МВт (ТВГ-8). Особенностью котлов является развитая радиационная поверхность. Котлы ТВГ-4 и ТВГ-8 имеют три двухсветных экрана и четыре горелки. Двухсветные экраны делят топку на четыре отсека. Кроме того, каждый котел имеет два односветных экрана, расположенных у стенок, и потолочный экран, частично перехо-

дящий во фронтальной экран.

Конвективная поверхность нагрева состоит из двух секций с верхними и нижними коллекторами, соединенными между собой восемью стояками, в каждый из которых вварены по четыре П-образных змеевика. Змеевики располагаются параллельно фронту котла в шахматном порядке. Для направления движения воды по змеевикам в стояках есть перегородки.

Для сжигания газа используются подовые горелки с прямой щелью, заканчивающейся сверху внезапным расширением. Горелки размещены между вертикальными топочными экранами.

В настоящее время вместо котлов ТВГ выпускаются *газовые водогрейные котлы типа КВ-Г* теплопроизводительностью 4,65 и 7,56 МВт. Это прямоточные секционные котлы, работающие на газовом топливе. Котлы рассчитаны на подогрев воды от 70 до 150 °С с качественным регулированием отпусков тепла, т.е. с постоянным расходом воды через котел. Температура воды на входе в котел поддерживается постоянной, равной 70 °С на всех нагрузках. Котлы КВ-Г представляют собой трубную систему, скомпонованную в одном транспортном блоке. Трубная система состоит из радиационной и конвективной поверхностей нагрева.

Радиационные поверхности нагрева котлов КВ-Г образуются левым и правым боковыми экранами, двумя двухсветными экранами и потолочным экраном. Конвективная поверхность нагрева состоит из П-образных ширм.

В котлах КВ-Г используются три подовые горелки, которые размещены между секциями вертикальных топочных экранов.

Стальные прямоточные *водогрейные котлы КВ-ГМ* унифицированной серии выпускаются различных типоразмеров по теплопроизводительности. Котлы предназначены для установки на ТЭЦ, в производственно-отопительных и отопительных котельных, работающих на газообразном и жидком топливе.

Котлы КВ-ГМ-4 и КВ-ГМ-6,5 теплопроизводительностью, соответственно, 4,65 и 7,56 МВт рассчитаны на подогрев воды от 70 до 150 °С с качественным регулированием отпуска тепла. Котлы имеют единый профиль и различаются размерами (глубиной) топочной камеры и конвективной шахты.

Котлы оборудованы одной ротационной газомазутной горелкой типа РГМГ соответствующей теплопроизводительности. Топочная камера котлов, как и конвективная шахта, полностью экранирована мембранными панелями.

Конвективная поверхность нагрева состоит из двух пакетов. Каждый пакет набирается из П-образных ширм.

Котлы КВ-ГМ-10-150, КВ-ГМ-20-150 и КВ-ГМ-30-150 обеспечивают подогрев воды до 150 °С с разностью температур воды на входе и выходе, равной 80 °С, работают с постоянным расходом воды на всех нагрузках.

Котлы являются прямоточными, имеют единый профиль в разрезе и различаются только глубиной топки и конвективного газохода.

Топки котлов оборудованы установленной на фронтальной стенке одной газомазутной горелкой с ротационной форсункой типа РГМГ.

Топка полностью экранирована и разделена промежуточным двухрядным поворотным экраном на камеру горения и камеру дожигания.

Пакеты конвективных поверхностей нагрева расположены в вертикальном газоходе с полностью экранированными стенками.

Котлы КВ-ГМ-50-150 и КВ-ГМ-100-150 выполнены водотрубными, прямоточными с П-образной сомкнутой компоновкой поверхностей нагрева.

Котлы предназначены для получения горячей воды с температурой 150 °С в отдельно стоящих котельных для использования в системах отопления, вентиляции и горячего водоснабжения объектов промышленного и бытового назначения и на ТЭЦ в качестве пиково-резервных источников тепла. Котлы используются для работы, как в основном режиме, так и в пиковом (для подогрева сетевой воды соответственно от 70 до 150 °С и от 110 до 150 °С). Котлы должны работать с постоянным расходом воды.

Топки котлов оборудованы газомазутными горелками с ротационными форсунками типа РГМГ-20 (две горелки на котле КВ-ГМ-50-150) и РГМГ-30 (три горелки на котле КВ-ГМ-100-150).

Топка и задняя стена конвективного газохода полностью экранированы. Конвективная поверхность нагрева котлов состоит из трех пакетов, расположены в вертикальном газоходе. Каждый пакет набирается из П-образных ширм.

Котлы полностью унифицированы между собой и отличаются только глубиной топочной камеры и конвективного газохода.

Водогрейные котлы типа ПТВМ предназначены для работы на газообразном (основное) и жидком (для кратковременной работы) топливе. Эти котлы имеют башенную компоновку, т.е. конвективные поверхности нагрева располагаются непосредственно над топочной камерой, выполненной в виде прямоугольной шахты. Топочная камера

котлов полностью экранирована. Топка котлов типа ПТВМ-180 помимо фронтального, заднего и двух боковых экранов имеет два ряда двухсветных экранов, которыми она разделяется на три сообщающиеся камеры.

Конвективные поверхности нагрева котлов типа ПТВМ различной теплопроизводительности однотипны и отличаются только длиной П-образных змеевиков и числом параллельных змеевиков, составляющих одну секцию.

Принципиальной особенностью котлов башенной компоновки является применение большого числа сравнительно мелких горелок с подводом воздуха от индивидуальных дутьевых вентиляторов. В качестве горелочных устройств на котлах типа ПТВМ используются газомазутные горелки с периферийным подводом газа и механическим распыливанием мазута. Котлы работают на естественной тяге, и каждый котел имеет собственную дымовую трубу.

В последнее время в энергетической промышленности России большое внимание уделяется разработке и выпуску новых жаротрубно-дымогарных водогрейных котлов. Они находят широкое применение в районных, заводских и коммунально-бытовых отопительных котельных, приходя на смену стальным водотрубным и чугунным водогрейным котлам.

Увеличение производства новых конструкций жаротрубных котлов обосновано их меньшей стоимостью по сравнению с водотрубными и чугунными котлами, простотой монтажа, хорошей ремонтпригодностью, большей степенью автоматизации, а также способностью работать при давлении в топке выше атмосферного (под наддувом). Кроме того, необходимо отметить, что все вновь вводимые современные котлы работают на природном газе низкого давления, что существенно повышает надежность теплоснабжения во время максимума отопительной нагрузки.

При ряде вышеуказанных преимуществ жаротрубно-дымогарные котлы имеют ряд недостатков по сравнению с водотрубными котлами. В первую очередь – это меньшая надежность, что обусловлено высокими топочными напряжениями ($q_v = 1000 \dots 1500 \text{ кВт/м}^3$) и температурами газов на выходе из жаровой трубы ($1100 \dots 1300 \text{ }^\circ\text{C}$). Данные параметры существенно усложняют условия для работы металла жаровой трубы, трубных решеток и труб конвективных пучков в связи с низкими коэффициентами теплоотдачи со стороны воды при свободном ее движении в водяном объеме котла. Все вышеперечисленное приводит к закипанию воды у поверхности теплообмена, а низкое ка-

чество подготовки питательной воды – к интенсивному отложению накипи и других солей. Последнее существенно увеличивает термическое сопротивление, ухудшает отвод теплоты от труб и трубной решетки, что может привести к перегосу труб и разрушению трубной решетки.

Для повышения надежности жаротрубно-дымогарных котлов необходимо либо качественно очищать воду от примесей, либо избегать их отложения за счет исключения кипения на поверхности. Последнее достигается за счет интенсификации теплообмена со стороны воды путем изменения свободного ее движения на вынужденное, например, установкой на первом трубном пучке охлаждающей камеры, внутрь которой подается питательная вода.

5.6. Электродные котлы

Электродные паровые и водогрейные котлы работают по принципу прямого преобразования электрической энергии в тепловую энергию теплоносителя и применяются для теплоснабжения предприятий, отопления и горячего водоснабжения зданий и сооружений. Преимущества электроэнергии – мобильность, широкие возможности автоматизации процесса нагрева воды или получения пара, простота конструктивного исполнения электроотопительных приборов, возможность точного поддержания температурного режима в отапливаемых помещениях и экономия в связи с этим первичных энергетических ресурсов.

Электрическая схема включения паровых и водогрейных котлов имеет автоматический выключатель (АВ) для защиты от перегрузок и коротких замыканий; контактор (К) для коммутации цепи подключения электродного котла; трансформаторы тока (ТТ), а также амперметры и вольтметр, предназначенные для контроля токов нагрузки и контроля напряжения питания. Каждый котел имеет защиты, действующие на отключение его от электрической сети при однофазных или междуфазных коротких замыканиях без выдержки времени и перегрузке по току на 15 % от номинальной нагрузки. Защита котлов от превышения давления осуществляется двумя предохранительными клапанами.

Условные обозначения электродного котла: числитель – номинальная электрическая мощность, кВт; знаменатель – номинальное напряжение питающей сети, кВ (например, обозначение КЭПР-250/0,4 расшифровывается: котел электродный паровой регулируемый мощностью 250 кВт, номинальным напряжением питающей сети 0,4 кВ).

Электродные водогрейные котлы предназначены для выработки горячей воды. На рис. 5.11 приведена принципиальная схема электродного водогрейного регулируемого котла с плоскими электродами.

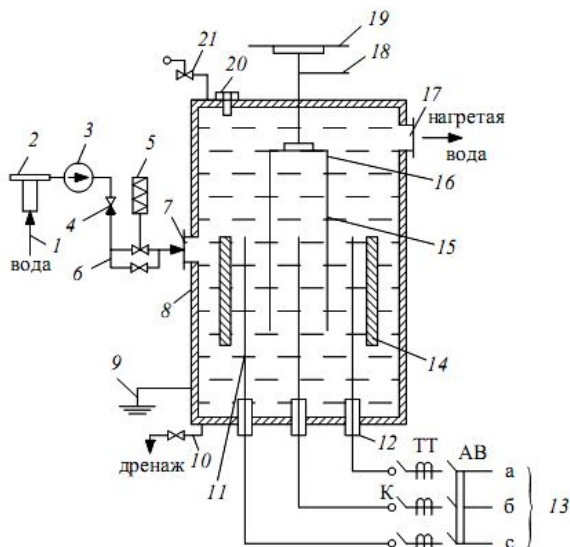


Рис. 5.11. Принципиальная схема электродного водогрейного котла:
 1 – водопровод; 2 – фильтр-отстойник; 3 – питательный насос; 4 – клапан обратный проходной; 5 – электромагнитный клапан; 6 – байпас; 7 – входной патрубок воды; 8 – цилиндрический корпус; 9 – заземление; 10 – дренажная линия; 11 – фазные электроды; 12 – проходные изоляторы; 13 – трехфазная электрическая сеть; 14 – защитные пластины; 15 – диэлектрические пластины (антиэлектроды); 16 – крестовина; 17 – выходной патрубок горячей воды; 18 – шток; 19 – штурвал; 20 – термореле; 21 – предохранительный клапан

Вода из водопровода проходит фильтр, где удаляются механические и грубодисперсные примеси, и питательным насосом подводится через входной патрубок внутрь цилиндрического корпуса. В днище корпуса всех водогрейных котлов через проходные изоляторы устанавливаются фазные электроды – плоские или кольцевые электроды, или цилиндрические стержни определенных размеров, длины и диаметра, к которым по токоведущим шпилькам подводится напряжение трехфазной электрической сети. Вода, заполняющая межэлектродные пространства, образует активные электрические сопротивления, включенные по схеме «треугольник».

Трехфазные электродные водогрейные котлы напряжением 0,4 кВ выполняются с пластинчатыми электродами и наиболее приемлемы для воды с низкой удельной электропроводностью. Электродные водогрейные котлы на напряжение 6...10 кВ изготавливаются с цилиндрическими или кольцевыми электродами и применяются при высоком удельном сопротивлении воды. Регулирование мощности электродных котлов осуществляется изменением протекающего через воду электрического тока. Мощность электродных водогрейных котлов рассчитана на определенное удельное сопротивление воды при 20 °С. При нагреве воды с удельным сопротивлением, отличающимся от расчетного (при 20 °С), фактическая мощность электродного котла будет определяться:

$$N = N_{\text{ном}} \rho_{\text{расч}} / \rho, \quad (5.3)$$

где N , $N_{\text{ном}}$ – фактическая и номинальная мощность котла, кВт; $\rho_{\text{расч}}$, ρ – расчетное и фактическое удельное сопротивление воды, Ом·м.

В *электродных котлах с плоскими электродами* нагрев воды происходит при ее движении между плоскими электродными пластинами. Мощность котла регулируется штурвалом путем вертикального перемещения диэлектрических пластин (антиэлектродов), собранных в пакет и входящих в зазоры между плоскими электродными пластинами.

В *электродных котлах с кольцевыми электродами* внутри корпуса между днищем и диафрагмой установлены три фторопластовые камеры с отверстиями в нижней части для подвода воды в межэлектродное пространство. В камерах размещены фазные и нулевые электроды, выполненные из концентрических стальных колец, соединенных сваркой. Нулевые электроды расположены над фазными электродами и жестко закреплены на подвеске, связанной с электроприводом. Мощность котла регулируется изменением расстояния между фазным и нулевым электродами и осуществляется электроприводом. Минимальный зазор между электродами устанавливается расчетом.

В *электродных котлах с цилиндрическими электродами* каждый цилиндрический фазный электрод коаксиально окружен нулевым электродом. Все нулевые электроды приварены к диафрагме, которая разделяет внутренний объем котла на две части между входным и выходным патрубками и направляет поток воды в кольцевые зазоры между фазными и нулевыми электродами, в которых происходит ее нагрев. Мощность котла регулируется вертикальным перемещением

фторопластовых экранов, расположенных коаксиально относительно фазных и нулевых электродов, которые жестко закреплены на крестовине, связанной с электроприводом. Перемещение фторопластовых экранов относительно фазных электродов изменяет их активную площадь и, как следствие, мощность котла.

Электродные паровые котлы предназначены для выработки насыщенного пара давлением до 0,6 МПа (6 кгс/см²) и снабжения промышленных, сельскохозяйственных и бытовых объектов. В паровом электродном котле теплота, выделяющаяся при протекании электрического тока через воду, представляющую активное сопротивление, идет на ее нагрев и испарение. Конструкция электродного парового регулируемого котла на напряжение 0,4 кВ показана на рис. 5.12 и предусматривает автоматическое регулирование паропроизводительности и электрической мощности котла в заданном режиме.

Вода из водопровода 1 проходит фильтр 2, где удаляются механические и грубодисперсные примеси, и питательным насосом 3 подводится через входной патрубок 7 внутрь поплавкового регулятора уровня воды 8. Поплавковый регулятор уровня 8 представляет сосуд, соединенный двумя патрубками 11 с водным пространством вытеснительной камеры 21 электродного котла. В съемном днище регулятора уровня имеются патрубки для автоматической и ручной подпитки. Полный поплавок 9 через шток и кулису соединен с краном 10 на патрубке автоматической подпитки. При автоматической подпитке открыт клапан автоматической подпитки на питательном трубопроводе 7, а клапан ручной подпитки закрыт, в результате вода через нижний патрубок 11 поступает в корпус регулятора уровня 8 и водный объем вытеснительной камеры 21. При достижении уровня воды в котле положения, превышающего верхний уровень затопления фазовых электродов 15 на 100 мм, поплавок 9 через шток с кулисой перекрывает кран 10, прекращая подачу воды в котел. Поплавковый регулятор уровня обеспечивает номинальный расход питательной воды при полностью затопленных электродах. В случае выхода из строя поплавкового регулятора уровня временная работа котла возможна при ручном регулировании подачи воды через патрубок ручной подпитки.

В цилиндрическом корпусе 12 коаксиально установлена цилиндрическая обечайка 17, образующая внутри котла две камеры – вытеснительную 21 и парогенерирующую 22.

Парогенерирующая и вытеснительная камеры в нижней части котла сообщаются по воде, а в верхней части камеры разделены цилиндрической обечайкой 17 и связаны по пару только через регулятор

температуры 29. Уровень воды в котле контролируется по указателю уровня 20. В парогенерирующей камере расположен пакет плоских электродов 15, на которые по токоведущим шпилькам через проходные изоляторы 16 в днище подается напряжение трехфазной электрической сети 18. Крайние пластины пакета электродов изолированы снаружи диэлектрическими пластинами 19 для исключения несимметричной нагрузки по фазам. Вода, заполняющая межэлектродные пространства, образует активные электрические сопротивления, включенные по схеме «треугольник». В случае питания котла водой с низким удельным сопротивлением система электродов выполняется из трех цилиндрических стержней. Пар вырабатывается в парогенерирующей камере 22, а отбор пара производится из паротводящего патрубка 23.

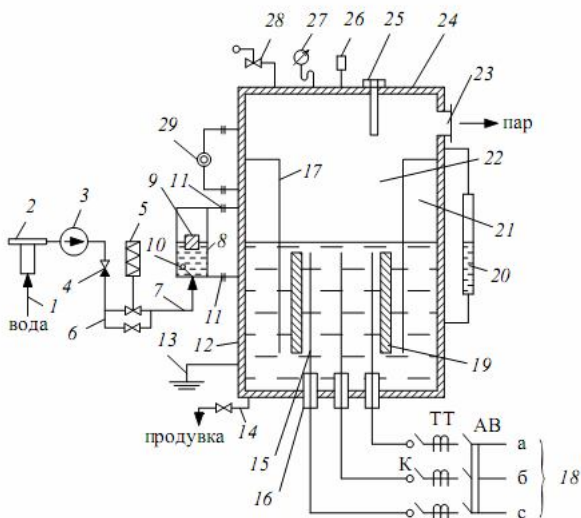


Рис. 5.12. Принципиальная схема электродного парового регулируемого котла: 1 – водопровод; 2 – фильтр-отстойник; 3 – питательный насос; 4 – клапан обратный проходной; 5 – электромагнитный клапан; 6 – байпас; 7 – входной патрубок воды; 8 – поплавковый регулятор уровня воды; 9 – поплавок; 10 – кран автоматической подпитки; 11 – патрубки; 12 – цилиндрический корпус; 13 – заземление; 14 – продувочная линия; 15 – фазные плоские электроды; 16 – проходные изоляторы; 17 – цилиндрическая обечайка; 18 – трехфазная электрическая сеть; 19 – диэлектрические пластины; 20 – указатель уровня воды; 21 – вытеснительная камера; 22 – парогенерирующая камера; 23 – паротводящий патрубок; 24 – крышка; 25 – электродный датчик предельного уровня воды; 26 – воздушник; 27 – манометр; 28 – предохранительный клапан; 29 – регулятор температуры

На крышке 24 электродного парового котла установлены приборы:

- электродный датчик уровня 25, который защищает котел от перепитки водой и подает сигнал соответствующему исполнительному механизму на прекращение подачи питательной воды при достижении предельного допустимого уровня воды в котле;
- воздушник 26, для выпуска воздуха при пуске котла;
- манометр 27, для изерения давления пара в котле;
- предохранительные клапаны 28, для предохранения котла от предельного допустимого давления пара.

Регулятором температуры 29 задается требуемое рабочее давление сухого насыщенного пара. В случае повышения давления пара в котле свыше установленного значения, увеличивается и температура пара, что приводит к закрытию клапана-регулятора, при этом перекрывается связь парогенерирующей камеры с паровым объемом вытеснительной камеры. В результате давление пара в паровом объеме парогенерирующей камеры повышается по сравнению с давлением вытеснительной камеры. Это влечет за собой вытеснение котловой воды из парогенерирующей камеры в вытеснительную, а также снижение уровня воды в электродной системе, что приводит к уменьшению электрической мощности котла и его паропроизводительности. При снижении давления пара в котле ниже установленного значения регулятор температуры открывает связь парогенерирующей и вытеснительной камер по пару, из-за чего давление в них выравнивается, котловая вода перетекает в парогенерирующую камеру, увеличивая уровень погружения электродов, возвращая котел в заданный режим работы.

5.7. Котлы утилизаторы

Котлы-утилизаторы предназначены для утилизации тепловых отходов различных технологических установок (мартеновских, нагревательных, обжиговых печей) и получения дополнительной продукции в виде пара или горячей воды, что приводит к экономии топлива и энергоресурсов. Производительность агрегата зависит от температуры и количества технологических газов, теплота которых утилизируется. При встраивании в технологическую цепь котел называют энерготехнологическим агрегатом. Отличительной особенностью котлов-утилизаторов является отсутствие топки для сжигания топлива.

На рис. 5.13 приведена принципиальная схема котла-утилизатора с естественной циркуляцией и дымогарными трубами.

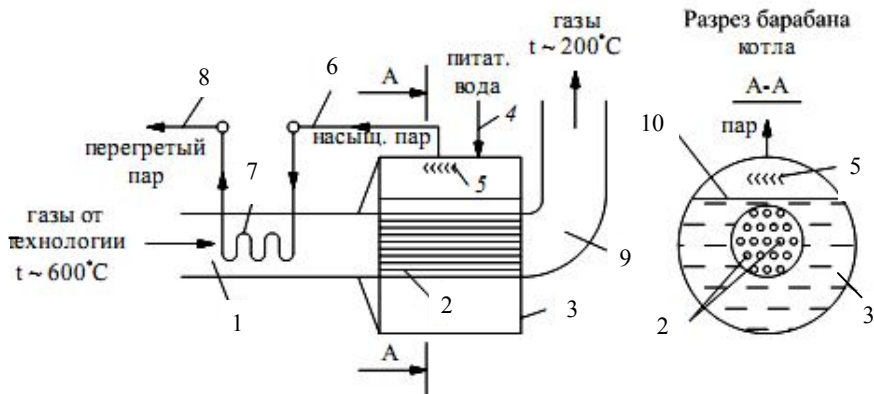


Рис. 5.13. Принципиальная схема котла утилизатора: 1 – технологические газы; 2 – дымогарные трубки; 3 – барабан; 4 – питательная линия; 5 – сепаратор пара; 6 – паропровод; 7 – пароперегреватель; 8 – паропровод; 9 – газоход; 10 – зеркало испарения

Высокотемпературные газы от технологического процесса 1 проходят внутри дымогарных трубок 2, где отдают теплоту воде, откуда охлажденные по газоходу 9 покидают котел. Питательная вода 4 подается в водную часть котла, где нагревается газами до кипения, а образовавшийся пар проходит паросепарационные устройства 5. Полученный сухой насыщенный пар по паропроводу 6 идет в пароперегреватель 7, откуда перегретый пар по паропроводу 8 идет к потребителю.

5.8. Теплонасосные установки

Теплонасосные установки (ТНУ) используют естественную возобновляемую низкопотенциальную тепловую энергию окружающей среды (воды, воздуха, грунта) и повышают потенциал основного теплоносителя до более высокого уровня, затрачивая при этом в несколько раз меньше первичной энергии или органического топлива. Теплонасосные установки работают по термодинамическому циклу Карно, в котором рабочей жидкостью служат низкотемпературные жидкости (аммиак, фреон и др.). Перенос теплоты от источника низкого потенциала на более высокий температурный уровень осуществляется подводом механической энергии в компрессоре (парокомпрессионные ТНУ) или дополнительным подводом теплоты (абсорбционные ТНУ).

Применение ТНУ в системах теплоснабжения – одно из важнейших пересечений техники низких температур с теплоэнергетикой, что

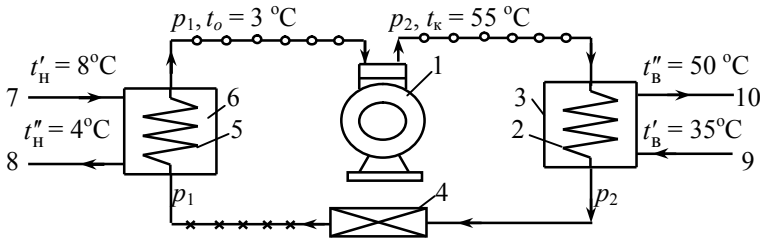
приводит к энергосбережению невозобновляемых источников энергии и защите окружающей среды за счет сокращения выбросов CO_2 и NO_x в атмосферу. Применение ТНУ весьма перспективно в комбинированных системах теплоснабжения в сочетании с другими технологиями использования возобновляемых источников энергии (солнечной, ветровой, биоэнергии) и позволяет оптимизировать параметры сопрягаемых систем и достигать наиболее высоких экономических показателей.

По конструкции, принципу действия, составу оборудования, используемым рабочим телам, ТНУ практически не отличаются от широко распространенных холодильных машин. Тепловые насосы в сравнении с холодильными машинами работают в диапазоне более высоких рабочих температур. Особенно выгодно применение тепловых насосов (ТН) при одновременной выработке теплоты и холода, что может быть реализовано в ряде промышленных и сельскохозяйственных производств, а также в системах кондиционирования воздуха.

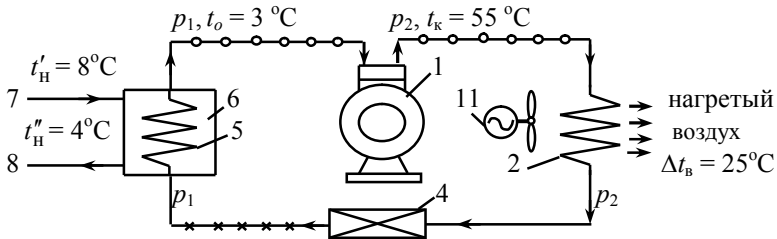
Мерой энергетической эффективности ТНУ служит коэффициент преобразования энергии $\mu_{\text{тн}}$, характеризующий отношение отданной потребителю теплоты Q_k к затраченной (механической или электрической) энергии $N_э$. Выберем в качестве рабочего хладагента – $R22$, имеющего следующие параметры: расход хладагента $G_a = 0,06$ кг/с; температура кипения $t_o = 3$ °С; температура конденсации $t_k = 55$ °С; температура теплоносителя на входе в испаритель от источника низкого потенциала $t'_h = 8$ °С; температура теплоносителя (воды) на выходе из конденсатора $t''_b = 50$ °С; расход теплоносителя в конденсаторе $G_k = 0,25$ кг/с; перепад температур теплоносителя в конденсаторе $\Delta t_b = 15$ °С; мощность, потребляемая компрессором, $N_э = 3,5$ кВт; теплопроизводительность ТНУ $Q_{\text{тн}} = 15,7$ кВт; коэффициент преобразования $\mu_{\text{тн}} = 4,5$.

Принципиальная схема парокомпрессионной ТНУ приведена на рис. 5.14 и включает испаритель, компрессор, конденсатор и дроссель.

В бак испарения 6 поступает тепловая энергия низкого потенциала Q_o из окружающей среды при $t'_h = 8$ °С. Преобразование рабочей жидкости $R22$ (аммиака или фреона) теплового насоса в пар происходит в змеевике испарения хладагента 5 при пониженном давлении p_1 и пониженной температуре $t_o = 3$ °С. Компрессор 1 всасывает из испарителя насыщенный пар со степенью сухости $x_1 \approx 1$ и сжимает пар до давления p_2 . При сжатии хладагента энтальпия i и температура пара повышается до $t_k = 55$ °С, а затрачиваемая работа $l = \Delta i$, кДж/кг.



а) схема ТНУ для системы горячего водоснабжения



б) схема ТНУ для воздушного отопления или сушки

Рис. 5.14. Принципиальная схема ТНУ с электроприводом: —○—○— пар; —×××— смесь пара и жидкости; — жидкость; 1 – компрессор; 2 – змеевик конденсации хладагента; 3 – бак конденсации; 4 – расширительный дроссельный клапан; 5 – змеевик испарения хладагента; 6 – бак испарения; 7 – вода низкопотенциального источника энергии (НИЭ); 8 – сток к НИЭ; 9 – вода из системы отопления или водопровода; 10 – вода на отопление или горячее водоснабжение; 11 – вентилятор

Пар с температурой $t_k = 55^\circ\text{C}$ подается в змеевик конденсации хладагента 2, где тепловая энергия пара передается другому теплоносителю (воде) бака конденсации 3 (схема а) или воздуху (схема б), после чего пар конденсируется при неизменном давлении p_2 .

Коэффициент трансформации этого идеального цикла:

$$\mu_c = q_k / l = T_k / (T_k - T_o) = 328 / (328 - 276) = 6,3,$$

где q_k – удельная теплота конденсации, кДж/кг; l – работа сжатия, кДж/кг; T_k и T_o – абсолютная температура конденсации и испарения хладагента, К.

В дроссельном клапане 4 происходит понижение давления от p_2 до p_1 , жидкий хладагент частично испаряется и образуется парожидкостная смесь со степенью сухости $x_o \approx 0,05$, а в процессе дросселиро-

вания (при $i = \text{const}$) температура хладагента снижается от $t_k = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_o = 3 \text{ }^\circ\text{C}$. Парожидкостная смесь поступает в змеевик испарения хладагента 5, где, получая теплоту от источника с низким потенциалом, вновь испаряется, и цикл повторяется.

Таким образом, в ТНУ реализуется непрерывный круговой процесс переноса теплоты с более низкого температурного уровня на более высокий (к теплоносителю). Для этого подводится энергия извне, которая затрачивается на повышение давления парообразного рабочего вещества (хладагента). Причем затраченная энергия может быть электрической, тепловой и любой другой.

Количество теплоты, отнятой от источника с низким потенциалом (НИЭ), в идеальном цикле ТНУ равно теплоте испарения жидкого хладагента, поступившего в испаритель: $q_{\text{и}} = r(x_1 - x_o)$, кДж/кг, где r – удельная теплота парообразования. Холодильный коэффициент этого цикла

$$\varepsilon_c = q_{\text{и}} / l = T_o / (T_k - T_o) = 276 / (328 - 276) = 5,3,$$

где $q_{\text{и}}$ – удельная теплота испарения хладагента, кДж/кг.

Для идеального (теоретического) цикла ТНУ и без учета потерь теплоты выполняется соотношение $\mu_c = \varepsilon_c + 1$.

Оценки показывают, что для удачно спроектированных систем теплоснабжения коэффициент $\mu_{\text{тн}}$ изменяется от 2,5 до 6...8, а при $\mu_{\text{тн}} > 2,5...3$ использование ТНУ может оказаться выгоднее, чем теплоснабжение от ТЭЦ и индивидуальных котельных.

Количество переданной потребителю полезной теплоты, или теплопроизводительность ТНУ, зависит от расхода теплоносителя G_k , кг/с, средней массовой изобарной теплоемкости c_p , кДж/(кг·К) и перепада температур Δt_b , $^\circ\text{C}$. Так, при нагреве воды по схеме *a* (рис. 5.14)

$$Q_k = G_k c_p \Delta t_b = 0,25 \cdot 4,19 \cdot 15 = 15,7 \text{ кВт.}$$

При нагреве воздуха по схеме *b* (рис. 5.14), когда расход холодного воздуха $G_k = 0,5$ кг/с, теплоемкость $c_p = 1$ кДж/(кг·К) и перепад температур $\Delta t_b = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, теплопроизводительность ТНУ составит

$$Q_k = G_k c_p \Delta t_b = 0,5 \cdot 1 \cdot 25 = 12,5 \text{ кВт.}$$

Коэффициент преобразования энергии $\mu_{\text{тн}}$, характеризующий отношение расходу теплоты потребителю Q_k к потребляемой компрессором электрической мощности $N_3 = 3,5$ кВт, составит соответственно:

- для воды $\mu_{\text{тн}} = Q_{\text{к}} / N_{\text{э}} = 15,7 / 3,5 = 4,5$;
- для воздуха $\mu_{\text{тн}} = Q_{\text{к}} / N_{\text{э}} = 12,5 / 3,5 = 3,6$.

Следовательно, если на механическую работу компрессора расходуется 1 кВт мощности электроэнергии, то в систему теплоснабжения передается 4,5 кДж теплоты за 1 с, т.е. в несколько раз больше, чем при чисто электрическом отоплении. Работа электрического компрессора теплового насоса позволяет потреблять в несколько раз меньше электрической энергии, если бы нагревали теплоноситель системы теплоснабжения в теплообменнике простым электрическим нагревателем.

Парокомпрессионные тепловые насосы (ПТН) с приводом от теплового двигателя (газовой турбины или дизеля) оказываются еще более экономичными. Хотя КПД этих двигателей не превышает 35 %, при работе в составе ТНУ может быть утилизирована и направлена в общий поток нагреваемой ТНУ среды большая часть потерь, которые воспринимаются охлаждающей двигатель жидкостью и выхлопными газами. В результате коэффициент использования первичной энергии привода возрастает в 1,5 раза, а экономичность ТНУ обеспечивается при $\mu_{\text{тн}} > 2$.

Тепловые насосы имеют перспективу теплоэнергоснабжения в основных областях хозяйства: жилищно-коммунальном секторе, на промышленных предприятиях, в курортно-оздоровительных и спортивных комплексах, сельскохозяйственном производстве.

5.9. Тепловой баланс котельного агрегата

Тепловой баланс котла представляется в виде уравнения, устанавливающего связь между теплотой, поступающей в котельную установку, и теплотой, которая в нем расходуется. Тепловой баланс котлов, работающих на твердом и жидком топливах составляется в кДж на 1 кг твердого или жидкого топлива (кДж/кг), а котлов, работающих на газообразном топливе в кДж на 1 м³ сжигаемого топлива при нормальных условиях (кДж/м³).

Общее уравнение теплового баланса котла записывают в следующем виде:

$$Q_p + Q_{\text{в.вн}} + Q_{\text{ф}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (5.4)$$

где Q_p – располагаемая теплота топлива, кДж/кг (кДж/м³);

$Q_{\text{в.вн}}$ – теплота, вносимая в топку подогреваемым воздухом вне котла (паром из отбора турбин, другими способами), кДж/кг (кДж/м³);

Q_{ϕ} – теплота, вносимая в топку с паровым дутьем (при сжигании мазута «форсуночным» паром), кДж/кг;

Q_1 – теплота, полезно используемая в котле на нагрев воды, ее испарение, перегрев пара и на другие нужды, кДж/кг (кДж/м³);

Q_2 – потеря теплоты с уходящими газами, кДж/кг (кДж/м³);

Q_3 – потеря теплоты от химической неполноты сгорания топлива, кДж/кг (кДж/м³);

Q_4 – потеря теплоты от механической неполноты сгорания топлива, кДж/кг (кДж/м³);

Q_5 – потеря теплоты от наружного охлаждения, кДж/кг (кДж/м³);

Q_6 – потеря теплоты со шлаком и на охлаждение панелей и балок топки, не включенных в циркуляционную схему котла, кДж/кг (кДж/м³).

Величины Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6 входящие в правую часть уравнения теплового баланса, являются тепловыми потерями котельной установки. Их относят к располагаемой теплоте топлива Q_p :

$$q_i = \frac{Q_i}{Q_p} \cdot 100, \%$$

Таким образом, относительные потери теплоты выражают в % и обозначают q_2, q_3, q_4, q_5 и q_6 .

Потери теплоты с уходящими газами q_2 и от наружного охлаждения q_5 считаются общими для котельной установки, а потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлива q_3 и q_4 , а также потеря теплоты со шлаком – топочными.

Учитывая, что $Q_{в.вн} \ll Q_p$ и $Q_{\phi} \ll Q_p$, разделив уравнение (5.4) на Q_p , получим

$$1 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6. \quad (5.5)$$

Коэффициентом полезного действия брутто $\eta_{бр}$, называется отношение полезно используемой теплоты Q_1 к располагаемой Q_p :

$$\eta_{бр} = Q_1 / Q_p. \quad (5.6)$$

Доля полезно используемой теплоты

$$q_1 = Q_1 / Q_p.$$

Тогда имеем, что $q_1 = \eta_{бр}$.

Следовательно, коэффициент полезного действия брутто

$$\eta_{бр} = 1 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (5.7)$$

При выработке тепловой энергии следует учитывать расход тепловой энергии на собственные нужды $q_{с.н}$ (привод насосов, тягодутьевых устройств, на обдувку, деаэрацию, мазутное хозяйство и т.д.). В связи с этим введено понятие КПД нетто

$$\eta_{\text{нетто}} = \eta_{\text{бр}} - q_{с.н}. \quad (5.8)$$

Натуральный расход топлива B_n , кг/с, м³/с, при нормальных условиях сжигания (при $t = 0$ °С и $p = 760$ мм рт. ст.), в паровом и водогрейном котельном агрегате определяется по формулам:

- для парового котла

$$B_n = (D \Delta i_n) / (Q_p \eta_{\text{бр}}),$$

- для водогрейного котла

$$B_n = (G \Delta i_v) / (Q_p \eta_{\text{бр}}),$$

где D – паропроизводительность теплогенератора, кг/с; Δi_n – прирост энтальпии пара и питательной воды, кДж/кг; Q_p – располагаемая теплота, кДж/кг, кДж/м³; $\eta_{\text{бр}}$ – КПД брутто; G – расход воды через водогрейный котел, кг/с; Δi_v – прирост энтальпии горячей и холодной воды, кДж/кг.

При сжигании газа и мазута, расчетный расход топлива B_p равен натуральному расходу B_n , так как потери теплоты от механической неполноты сгорания $q_4 = 0$.

Для увеличения $\eta_{\text{бр}}$ необходимо снижать потери теплоты, а именно:

- работать по режимной карте, температурному графику, с наименьшим коэффициентом избытка воздуха: 1,05...1,1 – для природного газа; 1,1...1,15 – для мазута; 1,4...1,8 – для твердого топлива;

- следить за температурой уходящих топочных газов, полнотой сгорания топлива, обмуровкой котла.

5.10. Выбор типа и мощности котлов

В общем случае рабочая тепловая мощность котельной определяется как

$$Q_k = Q_{\text{ов}} + Q_{\text{тех}} + Q_{\text{гвс}} + Q_{\text{сн}} + \Delta Q, \quad (5.9)$$

где $Q_{\text{ов}}$, $Q_{\text{тех}}$, $Q_{\text{гвс}}$, $Q_{\text{сн}}$ – тепловые нагрузки отопления и вентиляции, технологическая нагрузка, нагрузка ГВС, расход теплоты на собственные нужды, соответственно, а ΔQ – потери мощности при транспорте тепла и т.п. Сумма $Q_{\text{ов}} + Q_{\text{тех}} + Q_{\text{гвс}}$ называется тепловой мощностью установки.

Тепловая мощность отопительной установки для закрытой системы определяется как:

$$Q_k = Q_{об} + Q_{ГВС}^{max} . \quad (5.10)$$

Здесь $Q_{ГВС}^{max}$ – максимально-часовой расход теплоты на ГВС. Тепловая мощность отопительной котельной для открытой системы теплоснабжения определяется как

$$Q_k = Q_{об} + Q_{ГВС} . \quad (5.11)$$

Тепловая мощность производственно-отопительной котельной есть

$$Q_k = Q_{об} + Q_{тех} + Q_{ГВС} + Q_{сн} . \quad (5.12)$$

Число работающих котельных агрегатов по режимам отопительного периода зависит от требуемой тепловой мощности котельной. Максимальная экономичность работы котельного агрегата достигается при номинальной нагрузке. Поэтому мощность и количество котлов нужно выбирать так, чтобы в различных режимах отопительного периода они имели нагрузки, близкие к номинальным.

Число котельных агрегатов, находящихся в работе, определяется по относительной величине допустимого снижения тепловой мощности котельной в режиме наиболее холодного месяца отопительного периода при выходе из строя одного из котельных агрегатов

$$\alpha = Q_{нхм} / Q_{мп} , \quad (5.13)$$

где $Q_{нхм}$ – минимально допустимая мощность котельной в режиме наиболее холодного месяца; $Q_{мп} = zQ_{ка}$ – максимальная (расчетная) тепловая мощность котельной, z – число котлов. Число устанавливаемых котлов определяется из условия $(z-1)Q_{ка} = Q_{нхм}$, откуда

$$z = \frac{1}{1-\alpha} . \quad (5.14)$$

Резервные котлы устанавливают только при особых требованиях к надежности теплоснабжения. В паровых и водогрейных котельных, как правило, устанавливают 3...4 котла, что соответствует $\alpha = 0,67$ и $\alpha = 0,75$. Желательно устанавливать однотипные котлы одинаковой мощности.

Теплоэлектроцентрали. На ТЭЦ тип и количество турбин определяются тепловой нагрузкой и режимами потребления теплоты на основе ПТС. Агрегатная мощность турбин должна быть более высокой с учетом развития данного района. В районах с развитым про-

мышленным и тепловым потреблением сооружают ТЭЦ смешанного типа с турбинами типов ПТ, Р и Т (рис. 5.15). Турбины типа Р применяются для покрытия базовых нагрузок и устанавливаются совместно с турбинами, имеющими регулируемые отборы. Обычно ТЭЦ электрического резерва не имеет.

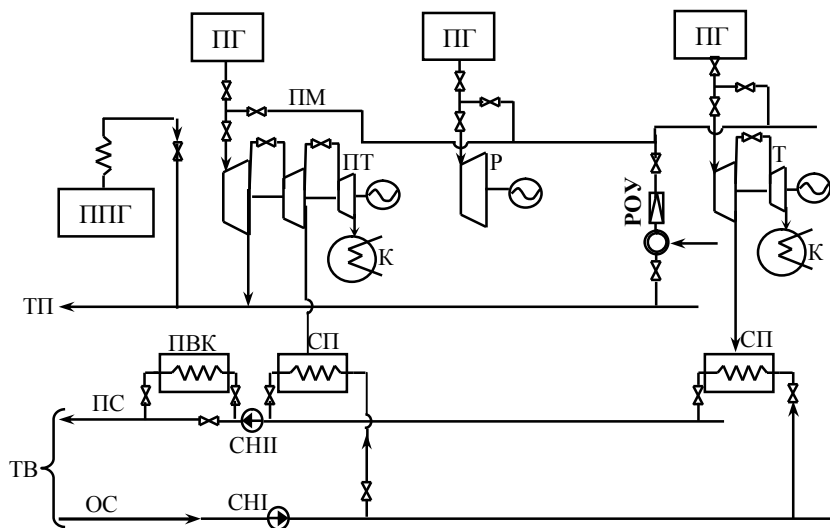


Рис. 5.15. Принципиальная схема ТЭЦ с турбинами типов ПТ, Р и Т: ПМ – паровая магистраль; СП – сетевой подогреватель; ПТ, ТВ – теплоснабжение паровое и водяное; ППГ – промежуточный парогенератор; ПС, ОС – прямой и обратный трубопроводы сетевой воды; СН1 и СН2 – сетевой насос 1-го и 2-го подъема; ПВК – пиковый водогрейный котел

При выходе из строя блока или парогенератора на ТЭЦ оставшиеся в работе агрегаты должны обеспечить совместно с пиковыми водогрейными котлами (ПВК) максимально длительный отпуск пара на производство и средний за наиболее холодный месяц отпуск теплоты на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение. Снижение электрической мощности допустимо на величину мощности наиболее крупного турбогенератора. При круглогодичном ремонте блока или котла в качестве ремонтного резерва для покрытия тепловых нагрузок используются пиковые водогрейные котлы.

Для ТЭЦ относительная величина снижения нагрузки α вычисляется через допустимую сниженную нагрузку парогенераторов $D_{\text{доп}}$ и максимальную нагрузку парогенераторов $D_{\text{м}}$: $\alpha = D_{\text{доп}} / D_{\text{м}}$.

Значениям $\alpha = 0,8$ или $0,9$ соответствуют числа паровых котлов $z = 1/(1 - 0,8) = 5$ или $Z = 1/(1 - 0,9) = 10$. Очевидно, величина $1 - \alpha = \alpha_{пр}$, т.е. равна производительности одного котла, отнесенной к максимальной паровой нагрузке установки принятой за единицу.

Таким образом, допустимое снижение паровой нагрузки до $0,8$ или $0,9$ максимальной означает, что относительная производительность одного котла составляет соответственно $0,2$ или $0,1$ полной нагрузки, т.е. их число равно соответственно 5 или 10 , как это определено выше. Обычно на 5 или 10 парогенераторов устанавливают один резервный.

На ТЭЦ с разнотипным котлотурбинным оборудованием применяются схемы паропроводов с одиночными сборными (главными) магистралями. Сборная магистраль выравнивает поток пара между котлами и турбинами. Увеличение надежности схемы достигается применением разделительных задвижек.

В основном на ТЭЦ применяют секционные схемы компоновки оборудования с поперечными связями. Особенность схемы с поперечными связями заключается в том, что турбина и парогенератор образуют секцию и могут работать независимо от других участков паропровода. Связь каждой секции с переключательной магистралью позволяет иметь общий резерв по парогенераторам. Схема с поперечными связями применяется в основном тогда, когда производительность парогенератора соответствует расходу пара на турбину. При нормальной работе станции секции (одну секцию составляют турбина и парогенератор) подключены к переключательной магистрали, задвижки на отводы закрыты, переток пара через переключательную магистраль отсутствует. При необходимости подачи пара от резервного парогенератора в работу включается переключательная магистраль, остальные секции своего режима работы не меняют. Количество арматуры в такой схеме минимально, повреждение задвижки не вызывает остановки станции.

При одинаковых парогенераторах на ТЭЦ с секционной или блочной схемой расход пара на различные теплофикационные турбины должен быть одинаковым. Поэтому теплофикационные турбины с начальным давлением пара $12,74$ МПа типов Р-100, ПТ-135 и Т-175 рассчитаны на пропуск пара около 760 т/ч и могут обслуживаться двумя котлами паропроизводительностью по 420 т/ч или одним – 720 т/ч, а, например, турбины Р-50-130/13, Т-100/120-12,8 рассчитаны на пропуск пара $450...480$ т/ч и могут обслуживаться одним котлом паропроизводительностью 500 т/ч.

5.11. Расчет тепловой схемы котельной с паровыми котлами

Производственно-отопительные котельные предназначены для обеспечения тепловой энергией коммунально-бытовых потребителей и теплотехнических нужд производственных потребителей. Коммунально-бытовые потребители получают от производственно-отопительной котельной горячую воду для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий.

Для технологических целей требуется преимущественно насыщенный пар с давлением $p = 0,5 \dots 0,7$ МПа, потребление которого зависит от мощности и режима работы предприятия. При одно- и двухсменных режимах работы предприятий потребление пара будет отличаться значительной суточной неравномерностью, что в случае большого удельного веса технологической нагрузки в объеме общей паропроизводительности производственно-отопительной теплогенерирующей установки может существенно сказаться на суточном графике ее работы.

При составлении тепловой схемы производственно-отопительной котельной с закрытой системой теплоснабжения необходимо учитывать, что для целей ГВС сетевая вода из подающего трубопровода поступает в подогреватели, где холодная вода из водопровода нагревается и поступает к водоразборным кранам потребителей, а охлажденная сетевая вода возвращается в обратный трубопровод тепловых сетей.

Отсутствие водозабора из тепловых сетей значительно уменьшает расход подпиточной воды.

Тепловая схема производственно-отопительной котельной с открытой системой теплоснабжения должна составляться с учетом основной особенности ее функционирования, связанной с наличием непосредственного водозабора из тепловых сетей на нужды горячего водоснабжения. Расходование сетевой воды через водоразборные краны системы ГВС приводит к существенному увеличению потерь теплоносителя, требует соответствующего увеличения производительности системы водоподготовки в источнике теплоты.

Расход подпиточной воды на компенсацию потерь теплоносителя в открытых системах теплоснабжения значительно больше, чем в закрытых. Значительное увеличение расхода подпиточной воды, а, следовательно, увеличение производительности водоподготовки, обуславливает экономическую целесообразность раздельной подготовки питательной воды для паровых котлов и подпиточной воды тепловых сетей. Кроме того, показатели качества подпиточной воды тепловых

сетей ниже, чем питательной воды паровых котлов, что позволяет обойтись в подавляющем большинстве случаев одной ступенью умягчения и термической деаэрацией подпиточной воды. Вместе с тем использование сетевой воды непосредственно для бытовых целей горячего водоснабжения предъявляет к ней повышенные санитарно-гигиенические требования.

К недостаткам открытых систем теплоснабжения (кроме необходимости раздельной подготовки питательной и подпиточной воды) следует отнести также возможность ухудшения качества разбираемой на цели горячего водоснабжения воды (цветность, запах и др.) и сложность контроля утечек теплоносителя из-за неплотности системы.

Для определения необходимой мощности котельной и выбора основного и вспомогательного оборудования выполняется расчет тепловой схемы.

При расчете тепловой схемы котельной для каждого потребителя определяют требуемый расход воды или пара, расход теплоносителя на восполнение утечек и рассчитывают необходимую производительность химводоочистки. По результатам расчета тепловой схемы выбирается тип и количество котлоагрегатов и другого теплообменного оборудования, производительность и мощность насосов и тягодутьевых устройств. На схеме проставляются установленные расчётом расходы потоков рабочих сред и диаметры трубопроводов.

Исходными данными для расчета тепловой схемы являются значения тепловых нагрузок и графики расхода теплоты. Данные о тепловых нагрузках по цехам и видам потребления группируются в сводную таблицу.

Перед расчетом в соответствии с заданием и исходными данными составляется принципиальная тепловая схема в виде чертежа. На ней условными обозначениями изображается всё основное и вспомогательное оборудование котельной, линии потоков пара и воды, записываются параметры и величины потоков (расходы) пара, воды и теплоты. Элементы оборудования располагают на схеме по определенной системе: котлоагрегаты и главный паропровод помещают в верхней части схемы, ниже группируют все остальное, причём теплообменники и трубопроводы с большими давлениями и температурами изображают выше.

Пример принципиальной тепловой схемы производственно-отопительной котельной с паровыми котлами показан на рис. 5.16.

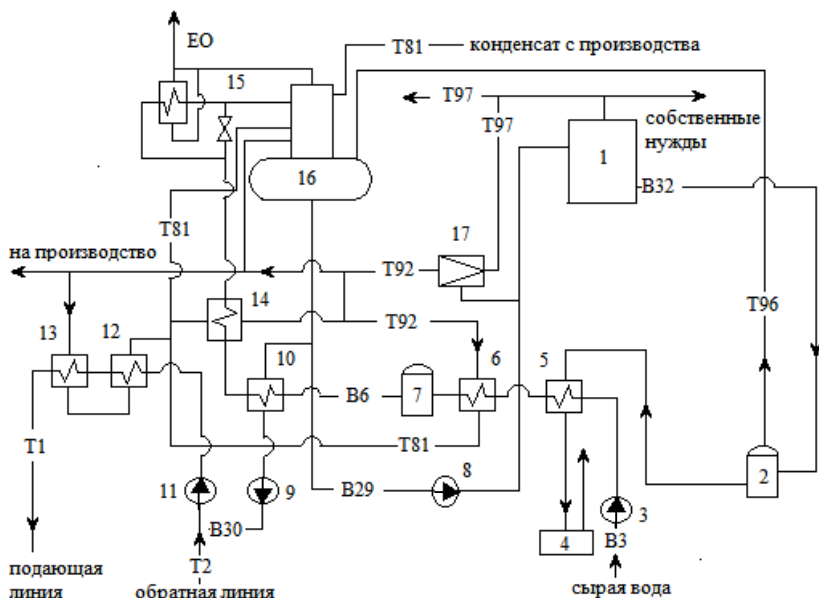


Рис. 5.16. Тепловая схема производственной паровой котельной: 1 – паровой котел; 2 – расширитель непрерывной продувки (против шлама); 3 – насос сырой воды; 4 – барбатор; 5 – охладитель непрерывной продувки; 6 – подогреватель сырой воды; 7 – блок ХВО; 8 – питательный насос; 9 – подпиточный насос; 10 – охладитель подпиточной воды; 11 – сетевой насос; 12 – охладитель конденсата; 13 – сетевой подогреватель; 14 – подогреватель химически очищенной воды; 15 – охладитель выпара; 16 – атмосферный деаэратор; 17 – редукционно-охладительная установка РОУ; Т1 –подающий трубопровод ТС; Т2 – обратный трубопровод ТС ; Т3 –трубопровод ГВС; Т4 – циркуляционный трубопровод ГВС; Т92 – трубопровод давления p до 0,7 МПа; Т96 – трубопровод давления p до 0,2 МПа; Т97 – трубопровод давления p свыше 1,3 МПа; Т81 – конденсатопровод общего назначения; В3 –производственный водопровод; В6 – трубопровод химически очищенной мягкой воды; В29 – трубопровод питательной воды для подачи в котёл; В30 – трубопровод подпиточной воды; В32 – трубопровод непрерывной продувки; К13 – трубопровод самотечной безнапорной канализации, для сливов и дренажей; ЕО – выпуск

Чтобы иметь правильное представление о нагрузке котельной и грамотно планировать её работу, реальное проектирование рекомендуется выполнять для четырех характерных режимов:

1 – максимального зимнего, при минимальной расчётной температуре наружного воздуха; этот режим определяет максимальную паропроизводительность и тепловую мощность котельной, по которой

выбирается число и тип котлоагрегатов и теплофикационных теплообменников;

2 – расчетно-контрольного, соответствующего средней за наиболее холодный месяц температуре наружного воздуха и возможному аварийному останову одного из котлов;

3 – среднеотопительного, рассчитываемого по средней за отопительный сезон температуре наружного воздуха. По среднеотопительному режиму можно подсчитать годовой расход теплоты;

4 – летнего, характеризующего работу котельной при отсутствии отопительных нагрузок. Расход пара на производственно-технологические цели принимается максимальным в течение суток, а по горячему водоснабжению средним за неделю.

Расчет тепловой схемы производственной котельной (рис. 5.16) рекомендуется производить в такой последовательности:

1. Составить таблицу исходных данных для расчета. Она составляется на основании данных о расходах пара технологическими потребителями и теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В этой же таблице указываются значения величин, предварительно принятые в последующих расчетах.

2. Определить коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию для режима наиболее холодного месяца $K_{о.в}$ по формуле:

$$K_{о.в} = \frac{t_{вн} - t_n}{t_{вн} - t_{р.о}}, \quad (5.15)$$

где $t_{вн}$ – температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С; $t_{р.о}$ – расчетная температура наружного воздуха, °С (принимается по табл. П1); t_n – температура наружного воздуха для режима наиболее холодного месяца, °С (принимается по табл. П1 равной расчетной для вентиляции).

3. Определить расход воды на подогреватели сетевой воды, т/ч
- для максимально зимнего режима

$$G = \frac{3600Q_k}{c_B(t_1 - t_2)}, \quad (5.16)$$

где Q_k – расчетная тепловая нагрузка потребителей системы теплообеспечения (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение), МВт; c_B – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); t_1, t_2 – температура сетевой воды соответственно после сетевых подогревателей и перед ними, °С.

- для режима наиболее холодного месяца

$$G = \frac{3600(Q_{o.b.} \cdot K_{o.b.} + Q_{гвс})}{c_b(t_1 - t_2)}, \quad (5.17)$$

где $Q_{o.b.}$ – расход теплоты на нужды отопления и вентиляции, МВт;
 $Q_{гвс}$ – расход теплоты на горячее водоснабжение, МВт.

- для летнего режима

$$G = \frac{3600Q_{гвс}}{c_b(t_1 - t_2)}, \quad (5.18)$$

4. Определить расход пара на подогреватели сетевой воды, т/ч

$$D_{п.с.в.} = \frac{c_b G(t_1 - t_2)}{(i''_{POY} - i_k)\eta}, \quad (5.19)$$

где i''_{POY} – удельная энтальпия редуцированного пара перед подогревателями сетевой воды, кДж/кг; i_k – энтальпия конденсата после подогревателей сетевой воды, кДж/кг; η – КПД сетевого подогревателя.

Для различных подогревателей собственных нужд КПД принимается равным $\eta = 0,98$.

5. Определить расход редуцированного пара внешними потребителями, т/ч

$$D''_{POY} = D_T + D_{п.с.в.}, \quad (5.20)$$

где D_T – расход редуцированного пара внешними технологическими потребителями, т/ч.

6. Определить расход пара перед РОУ, т/ч

$$D'_{POY} = D''_{POY} \frac{i''_{POY} - i_{п.в.}}{i'_{POY} - i_{п.в.}}, \quad (5.21)$$

где $i_{п.в.}$ – удельная энтальпия питательной воды, кДж/кг; i'_{POY} – удельная энтальпия свежего (острого) пара, кДж/кг.

7. Определить суммарный расход свежего пара внешними потребителями, т/ч

$$D_{вн} = D'_{POY} + D'_T, \quad (5.22)$$

где D'_T – расход свежего пара на технологические нужды, т/ч;

8. Определить количество воды, впрыскиваемой в редуциционно-охладительную установку, т/ч

$$G_{\text{ПОУ}} = D''_{\text{ПОУ}} \frac{i'_{\text{ПОУ}} - i''_{\text{ПОУ}}}{i'_{\text{ПОУ}} - i_{\text{п.в}}}. \quad (5.23)$$

9. Определить расход пара на собственные нужды котельной, т/ч

$$D'_{\text{с.н}} = 0,01K_{\text{с.н}} \cdot D_{\text{вн}}, \quad (5.24)$$

где $K_{\text{с.н}}$ – расход пара на собственные нужды котельной (подогрев сырой и химически очищенной воды, расход пара на деаэратор) в процентах расхода пара внешними потребителями; рекомендуется принимать его равным 5...10%.

10. Расход пара на мазутное хозяйство, т/ч

$$D_{\text{м}} = 0,01K_{\text{м}} \cdot D_{\text{вн}}, \quad (5.25)$$

где $K_{\text{м}}$ – расход пара на мазутное хозяйство в процентах расхода пара внешними потребителями; при отсутствии данных рекомендуется принимать его для небольших котельных равным 3%.

11. Расход пара на покрытие потерь в котельной, т/ч

$$D_{\text{п}} = 0,01K_{\text{п}}(D_{\text{вн}} + D'_{\text{с.н}} + D_{\text{м}}), \quad (5.26)$$

где $K_{\text{п}}$ – расход пара на покрытие потерь в процентах расхода пара внешними потребителями; рекомендуется принимать его равным 2...3%.

12. Суммарный расход пара на собственные нужды, мазутное хозяйство и покрытие потерь в котельной, т/ч

$$D_{\text{с.н}} = D'_{\text{с.н}} + D_{\text{м}} + D_{\text{п}}. \quad (5.27)$$

13. Суммарная паропроизводительность котельной, т/ч

$$D = D_{\text{вн}} + D_{\text{с.н}}. \quad (5.28)$$

14. Потери конденсата в оборудовании внешних потребителей и внутри котельной, т/ч

$$G_{\text{к}}^{\text{пот}} = (1 - \beta)(D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}) + 0,01K_{\text{к}}D, \quad (5.29)$$

где β – доля конденсата, возвращаемого внешними потребителями; $K_{\text{к}}$ – потери конденсата в цикле котельной установки в процентах суммарной паропроизводительности котельной; рекомендуется принимать их равными 3%.

15. Определить расход химически очищенной воды, т/ч

$$G_{\text{х.о.в}} = G_{\text{к}}^{\text{пот}} + 0,01K_{\text{тс}}G, \quad (5.30)$$

где $K_{\text{тс}}$ – потери воды в теплосети в процентах количества воды в системе теплоснабжения; рекомендуется принимать их равными 2...3%.

16. Определить расход сырой воды, т/ч

$$G_{c.в} = K_{x.o.в} G_{x.o.в}, \quad (5.31)$$

где $K_{x.o.в}$ – коэффициент, учитывающий расход сырой воды на собственные нужды химводоочистки (принимается равным 1,25).

17. Определить количество воды, поступающей в расширитель с непрерывной продувкой, т/ч

$$G_{пр} = 0,01 p_{пр} D, \quad (5.32)$$

где $p_{пр}$ – процент продувки, принимается от 2 до 5 %.

18. Количество пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки за счет снижения в нем давления продувочной воды, т/ч

$$D_{расш} = G_{пр} \frac{i_{к.в} - i'_{расш}}{x(i''_{расш} - i'_{расш})}, \quad (5.33)$$

где $i_{к.в}$ – удельная энтальпия котловой воды, кДж/кг; $i''_{расш}$ – энтальпия пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки, кДж/кг; $i'_{расш}$ – энтальпия воды, получаемой в расширителе непрерывной продувки, кДж/кг; x – степень сухости пара, выходящего из расширителя непрерывной продувки; принимается равной 0,98.

Удельные энтальпии котловой воды, а также воды и пара, получаемых в расширителе непрерывной продувки определяются по таблицам воды и пара при соответствующем давлении и температуре насыщения.

19. Количество воды на выходе из расширителя непрерывной продувки, т/ч

$$G_{расш} = G_{пр} - D_{расш}. \quad (5.34)$$

20. Определить температуру сырой воды после охладителя непрерывной продувки, °С

$$t'_{c.в} = G_{расш} \frac{i'_{расш} \eta - i''_{пр}}{c_{в} G_{c.в}} + t_{c.в}, \quad (5.35)$$

где $i''_{пр}$ – удельная энтальпия воды после охладителя непрерывной продувки, кДж/кг; $t_{c.в}$ – температура сырой воды, °С; η – коэффициент, учитывающий потери тепла теплообменником в окружающую среду; принимается равным 0,98.

21. Расход пара на подогреватель сырой воды, т/ч

$$D_{св} = G_{св} \frac{i'_{x.o.в} - i'_{св}}{(i''_{роу} - i'_{к}^{роу}) \eta}, \quad (5.36)$$

где $i'_{x.o.в}$ – энтальпия сырой воды после подогревателя, кДж/кг (определяется для температуры воды, принимаемой от 20 до 30 °С); $i'_{св}$ –

энтальпия сырой воды после охладителя непрерывной продувки, кДж/кг (определяется по температуре $t'_{\text{св}}$); $i''_{\text{РОУ}}$ – энтальпия редуцированного пара, кДж/кг (определяется из таблиц воды и пара при заданных температуре и давлении редуцированного пара); $i''_{\text{к}}^{\text{РОУ}}$ – энтальпия конденсата редуцированного пара, кДж/кг (определяется при температуре насыщения при давлении редуцированного пара).

22. Определить температуру химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды, °C

$$t''_{\text{х.о.в}} = \frac{0,01K_{\text{тс}} G(t_{\text{п.в}} - t_2)\eta}{G_{\text{х.о.в}}} + t'_{\text{х.о.в}}, \quad (5.37)$$

где $t'_{\text{х.о.в}}$ – температура химически очищенной воды на входе в охладитель деаэрированной воды, °C; $t_{\text{п.в}}$ – температура деаэрированной (питательной) воды на входе в охладитель, °C; t_2 – температура деаэрированной воды после охладителя, °C (принимается равной температуре обратной сетевой воды на входе в подогреватели сетевой воды); $0,01K_{\text{тс}} \cdot G$ – расход подпиточной воды для покрытия утечек в системе теплоснабжения, т/ч.

23. Определить расход пара на подогрев химически очищенной воды в подогревателе перед деаэратором, т/ч

$$D_{\text{х.о.в}} = G_{\text{х.о.в}} \frac{i_{\text{к}} - i''_{\text{х.о.в}}}{i''_{\text{РОУ}} - i''_{\text{к}}}, \quad (5.38)$$

где $i_{\text{к}}$ – энтальпия химически очищенной воды после подогревателя, кДж/кг (определяется по температуре, равной температуре конденсата, т.е. 70...85 °C); $i''_{\text{х.о.в}}$ – энтальпия химически очищенной воды перед подогревателем, кДж/кг (определяется по температуре химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды).

24. Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор, за вычетом греющего пара деаэратора, т/ч

$$G_{\text{д}} = G_{\text{х.о.в}} + \beta(D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}) + D_{\text{х.о.в}} + D_{\text{с.в}} + D_{\text{п.с.в}} + D_{\text{расш.}} \quad (5.39)$$

25. Определить среднюю температуру воды в деаэраторе, °C

$$t'_{\text{д}} = \frac{G_{\text{х.о.в}} i_{\text{к}} + \beta(D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}) i_{\text{к}} + D_{\text{х.о.в}} i''_{\text{к}}^{\text{РОУ}} + D_{\text{с.в}} i''_{\text{к}}^{\text{РОУ}} + D_{\text{п.с.в}} i_{\text{к}} + D_{\text{расш.}} i''_{\text{расш}}}{c_{\text{в}} \cdot G_{\text{д}}}. \quad (5.40)$$

26. Определить расход греющего пара на деаэратор, т/ч

$$D_{\text{д}} = G_{\text{д}} \frac{i_{\text{п.в}} - c_{\text{в}} t'_{\text{д}}}{(i''_{\text{РОУ}} - i_{\text{п.в}})\eta}. \quad (5.41)$$

27. Определить расход редуцированного пара на собственные нужды котельной, т/ч

$$D_{с.н}^{POY} = D_{д} + D_{х.о.в} + D_{с.в}. \quad (5.42)$$

28. Определить расход свежего пара на собственные нужды котельной, т/ч

$$D_{с.н} = D_{с.н}^{POY} \frac{i''_{POY} - i_{п.в}}{i'_{POY} - i_{п.в}}. \quad (5.43)$$

29. Действительная паропроизводительность котельной с учетом расхода пара на собственные нужды и потери пара в котельной, т/ч

$$D_{к} = D_{вн} + D_{с.н} + 0,01K_{п}(D_{вн} + D_{с.н}). \quad (5.44)$$

30. Невязка с предварительно принятой паропроизводительностью котельной, %

$$\Delta D = 100(D_{к} - D)/D_{к}. \quad (5.45)$$

Если невязка получится меньше 3%, то расчет тепловой схемы считается законченным. При большей невязке расчет следует повторить, изменив расход пара на собственные нужды.

Уточненный расход редуцированного пара с учетом действительного расхода пара на собственные нужды, т/ч

$$D'_{у. POY} = D''_{у. POY} \frac{i''_{POY} - i_{п.в}}{i'_{POY} - i_{п.в}}. \quad (5.46)$$

Уточненное количество воды, впрыскиваемой в POY, т/ч

$$G_{у. POY} = D''_{у. POY} \frac{i'_{POY} - i''_{POY}}{i'_{POY} - i_{п.в}}. \quad (5.47)$$

Уточненная суммарная паропроизводительность котельной, т/ч

$$D_{к}^y = D'_{т} + D'_{у. POY} + 0,01(D'_{т} + D'_{у. POY}). \quad (5.48)$$

По результатам расчета из каталогов подбираются котельные агрегаты с требуемыми паропроизводительностью и параметрами пара (температура, давление). Предпочтительным количеством паровых котлов, так же, как и водогрейных, обычно является $n = 3$.

5.11. Расчет тепловой схемы котельных с водогрейными котлами

Расчет тепловой схемы водогрейной котельной базируется на решении уравнений теплового и материального баланса, составляемых для каждого элемента схемы. При расхождении предварительно принятых в расчете величин с полученными в результате расчета более

чем на 3% расчет следует повторить, подставив в качестве исходных данных полученные значения.

Расчет тепловой схемы котельной с водогрейными котлами (рис. 5.17), работающей на закрытую систему теплоснабжения, рекомендуется производить в такой последовательности. Расчет производится для трех характерных режимов: максимально-зимнего, наиболее холодного месяца и летнего.

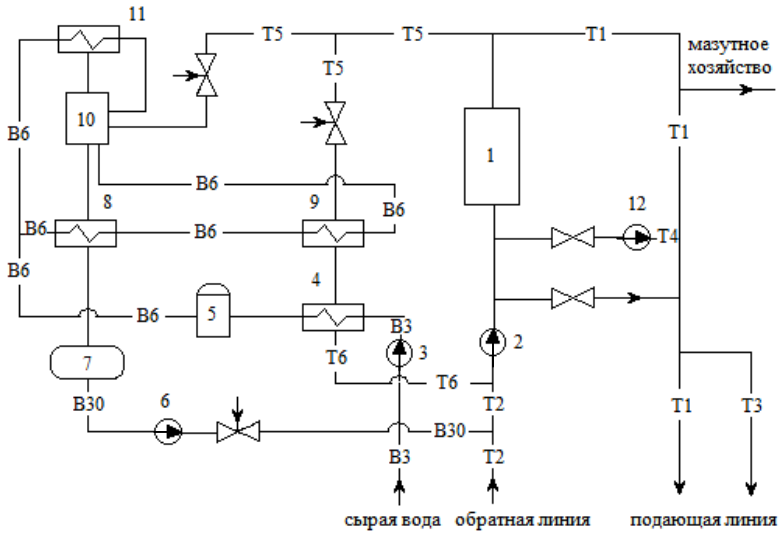


Рис. 5. 17. Тепловая схема котельной с водогрейными котлами:
 1 – блок водогрейных котлов; 2 – сетевой насос; 3 – насос сырой воды; 4 – подогреватель сырой воды; 5 – блок ХВО; 6 – подпиточный насос; 7 – блок деаэрированной воды; 8 – охладитель деаэрированной воды; 9 – подогреватель химически очищенной воды; 10 – вакуумный деаэрактор; 11 – охладитель выпара; 12 – рециркуляционный насос; T5 – трубопровод горячей воды, подающей воду для технологических процессов; T6 – трубопровод горячей воды, обратный для технологических процессов

1. Составить таблицу исходных данных для расчета. Эта таблица составляется на основании проекта системы теплоснабжения или расчета расхода теплоты различными потребителями по укрупненным показателям. В этой же таблице указываются значения величин, предварительно принятые в последующих расчетах.

2. Определяется коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию для режима наиболее холодного месяца по формуле (5.15).

3. Определяется температура воды на нужды отопления и вентиляции в подающей линии для режима наиболее холодного месяца, °С

$$t_1 = 18 + 64,5 K_{o,b}^{0,8} + 67,5 K_{o,b}. \quad (5.49)$$

4. Определяется температура обратной сетевой воды после систем отопления и вентиляции для режима наиболее холодного месяца, °С

$$t_2 = t_1 - 80 K_{o,b}. \quad (5.50)$$

5. Определяется отпуск теплоты на отопление и вентиляцию с учетом потерь, МВт

- для максимально-зимнего режима

$$Q_{o,b}^{M.3} = Q_o + Q_b, \quad (5.51)$$

- для режима наиболее холодного месяца

$$Q_{o,b}^{H.X} = (Q_o + Q_b) K_{o,b}, \quad (5.52)$$

где Q_o – расход теплоты на отопление, МВт; Q_b – расход теплоты на вентиляцию, МВт.

6. Определяется суммарный расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, МВт

$$Q_K = Q_{o,b} + Q_{гвс}, \quad (5.53)$$

где $Q_{гвс}$ – расход теплоты на горячее водоснабжение, МВт.

7. Определяется расход сетевой воды в подающей линии системы теплоснабжения для нужд горячего водоснабжения, т/ч

- при параллельном включении местных теплообменников

$$G_{гвс} = \frac{3600 Q_{гвс}}{c_b (t_1 - t_2)}, \quad (5.54)$$

где c_b – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); t_1, t_2 – температура сетевой воды соответственно после сетевых подогревателей и перед ними, °С.

- при двухступенчатой (последовательной или смешанной) схеме присоединения местных теплообменников сначала определяется расход воды в подающей линии системы горячего водоснабжения потребителей для максимально-зимнего режима

$$G_{гвс}^{потр} = \frac{3600 Q_{гвс}}{c_b (t_{г.в}^{потр} - t_{с.в})}, \quad (5.55)$$

где $t_{г.в}^{потр}$ – температура горячей воды, подаваемой потребителям, °С;
 $t_{с.в}$ – температура сырой воды, °С.

Температура сырой воды принимается зимой 5 °С, летом 15 °С.

Для определения расхода сетевой воды на местные теплообменники при режиме наиболее холодного месяца предварительно вычисляется тепловая нагрузка подогревателя первой ступени (теплообменник на обратной линии сетевой воды см. рис. 5.18 б, в), МВт

$$Q_{гвс}^I = G_{гвс}^{потр} c_B [t_2 - (\Delta t_B + t_{с.в})] / 3600, \quad (5.56)$$

где Δt_B – минимальная разность температур греющей и подогреваемой воды, °С (принимается равной $\Delta t_B = 10$ °С).

Тепловая нагрузка подогревателя второй ступени, МВт

$$Q_{гвс}^{II} = Q_{гвс} - Q_{гвс}^I. \quad (5.57)$$

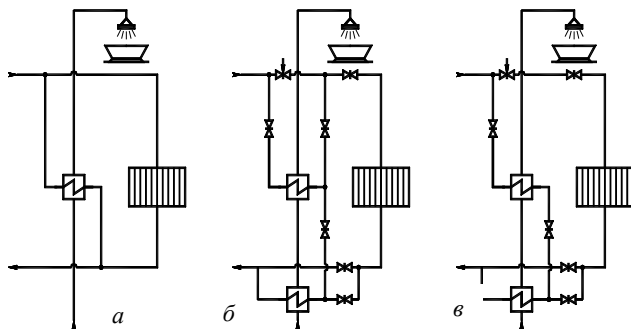


Рис. 5.18. Схемы присоединения местных теплообменников: а) параллельное; б) двухступенчатое последовательное; в) смешанная схема включения

Расход сетевой воды на местный теплообменник второй ступени, т.е. на горячее водоснабжение для режима наиболее холодного месяца, т/ч

$$G_{гвс}^{II} = \frac{3600 Q_{гвс}^{II}}{c_B (t_1 - t_2)}. \quad (5.58)$$

Расход сетевой воды на местные теплообменники для летнего режима, т/ч

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{л}} = \frac{3600Q_{\text{ГВС}}^{\text{л}}}{c_{\text{в}}(t_1^{\text{л}} - (\Delta t_{\text{в}} + t_{\text{с.в}}))}, \quad (5.59)$$

где $Q_{\text{ГВС}}^{\text{л}}$ – расход теплоты потребителями горячего водоснабжения для летнего режима, МВт; $t_1^{\text{л}}$ – температура сетевой воды в прямой линии горячего водоснабжения при летнем режиме, °С.

8. Определяется расход сетевой воды на отопление и вентиляцию, т/ч

$$G_{\text{о.в}} = \frac{3600Q_{\text{о.в}}}{c_{\text{в}}(t_1 - t_2)}. \quad (5.60)$$

9. Определяется расход воды внешними потребителями на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, т/ч

$$G_{\text{вн}} = G_{\text{о.в}} + G_{\text{ГВС}}. \quad (5.61)$$

10. Определяется температура обратной сетевой воды после внешних потребителей, °С

- при параллельной схеме присоединения местных теплообменников горячего водоснабжения

$$t_{\text{обр}}^{\text{под}} = t_2; \quad (5.62)$$

- при двухступенчатой (последовательной или смешанной) схеме присоединения местных теплообменников для режимов максимально-зимнего и наиболее холодного месяца

$$t_{\text{обр}}^{\text{под}} = t_2 - \frac{3600Q_{\text{ГВС}}^{\text{л}}}{c_{\text{в}}G_{\text{вн}} \cdot \eta}, \quad (5.63)$$

где η – КПД подогревателя (во всех расчетах принимается равным 0,98).

11. Определяется расход подпиточной воды для восполнения утечек в тепловых сетях и в системе потребителей, т/ч

$$G_{\text{ут}} = 0,01K_{\text{т.с}}G_{\text{вн}}, \quad (5.64)$$

где $K_{\text{т.с}}$ – потери воды в закрытой системе теплоснабжения и в системе потребителей, %.

Принимается $K_{\text{т.с}} = 1,5...2$ % часового расхода воды внешними потребителями.

12. Определяется расход сырой воды, поступающей на химводоочистку, т/ч

$$G_{c.в} = (1,25...1,3) G_{ут}. \quad (5.65)$$

В скобках – увеличение расхода сырой воды в связи с расходом ее на собственные нужды химводоочистки, а также на обмывку поверхностей нагрева котлов, на уплотнение и охлаждение подшипников насосов и тягодутьевых устройств, на охлаждение приборов на котлах и др.

13. При установке деаэратора, работающего при давлении 0,12 МПа и температуре деаэрированной воды около 104 °С, определяется температура химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды, °С

$$t''_{x.o.в} = \frac{G_{ут} (t'_{под} - t''_{под}) \eta}{G_{x.o.в}} + t'_{x.o.в}, \quad (5.66)$$

где $t'_{x.o.в}$ – температура сырой воды перед химводоочисткой, °С (рекомендуется принимать ее 18...20 °С); $t'_{под}$ – температура подпиточной воды после деаэратора, °С; $t''_{под}$ – температура подпиточной воды после охладителя деаэрированной воды, °С (при температурном графике 150/70 рекомендуется принимать ее равной 70 °С); $G'_{x.o.в}$ – предварительно принятый расход химически очищенной воды, т/ч.

14. Определяется температура химически очищенной воды, поступающей в деаэратор, °С

$$t^d_{x.o.в} = \frac{G_{гр}^{подп} (t_1^{B.к} - t''_{гр}) \eta}{G'_{x.o.в}} + t''_{x.o.в}, \quad (5.67)$$

где $G_{гр}^{подп}$ – расход греющей воды на подогреватель химически очищенной воды, т/ч (им следует предварительно задаваться); $t_1^{B.к}$ – температура воды на выходе из водогрейного котла, °С; $t''_{гр}$ – температура греющей воды после подогревателя химически очищенной воды, °С (обычно ее принимают на 4...6 °С выше температуры насыщения при давлении в деаэраторе).

15. С учетом подсчитанных величин проверяется температура сырой воды перед химводоочисткой, °С

$$t'_{x.o.в} = \frac{G_{гр}^{подп} (t''_{гр} - t''_{под}) \eta}{G_{c.в}} + t_{c.в}. \quad (5.68)$$

16. Определяется расход греющей воды на деаэратор, т/ч

$$G_{\text{гвс}}^{\text{д}} = \frac{G_{\text{ут}} t'_{\text{подп}} - G'_{\text{х.о.в}} t_{\text{х.о.в}}^{\text{д}}}{t_1^{\text{вк}}}. \quad (5.69)$$

17. Проверяется расход химически очищенной воды на подпитку теплосети, т/ч

$$G_{\text{х.о.в}} = G_{\text{ут}} - G_{\text{гр}}^{\text{д}}. \quad (5.70)$$

18. Определяется расход теплоты на подогрев сырой воды, химически очищенной воды, на деаэрактор и мазутное хозяйство. При установке охладителя подпиточной воды определяется расход теплоты на него.

- Расход теплоты на подогрев сырой воды, МВт

$$Q_{\text{с.в}} = G_{\text{с.в}} c_{\text{в}} (t'_{\text{х.о.в}} - t_{\text{с.в}}) / (3600 \eta). \quad (5.71)$$

- Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды (в теплообменнике 9 см. рис. 5.15), МВт

$$Q_{\text{охл}} = G_{\text{х.о.в}} c_{\text{в}} (t''_{\text{х.о.в}} - t'_{\text{х.о.в}}) / (3600 \eta). \quad (5.72)$$

- Расход теплоты на подогрев мазута (при сжигании мазута), МВт

$$Q_{\text{м}} = B \cdot c_{\text{м}} (t''_{\text{м}} - t'_{\text{м}}) / (\eta \cdot 10^3), \quad (5.73)$$

где B – расход мазута на установленные котлы при соответствующем режиме, кг/с; $c_{\text{м}}$ – удельная теплоемкость мазута (ориентировочно может приниматься равной 2 кДж/(кг·К)); $t''_{\text{м}}$ и $t'_{\text{м}}$ – температура мазута после подогревателя и перед ним, °С.

При отсутствии данных о расходе топлива расход теплоты на мазутное хозяйство в зависимости от мощности котельной может ориентировочно приниматься от 0,6 до 1,4 МВт.

19. Вычисляется суммарный расход теплоты, который необходимо получить в котлах, МВт

$$\Sigma Q = Q_{\text{к}} + Q_{\text{с.в}} + Q_{\text{х.о.в}} + Q_{\text{д}} + Q_{\text{м}} - Q_{\text{о.х.л.}}. \quad (5.74)$$

20. Определяется расход воды через водогрейные котлы, т/ч

$$G_{\text{к}} = \frac{3600 \Sigma Q}{c_{\text{в}} (t_1^{\text{в.к}} - t_2^{\text{в.к}})}. \quad (5.75)$$

21. Определяется расход воды на рециркуляцию, т/ч

$$G_{\text{рец}} = \frac{G_{\text{к}} (t_2^{\text{в.к}} - t_{\text{обр}}^{\text{под}})}{t_1^{\text{в.к}} - t_{\text{обр}}^{\text{под}}}. \quad (5.76)$$

22. Определяется расход воды по перепускной линии, т/ч

$$G_{\text{пер}} = \frac{G_{\text{вн}}(t_1^{\text{в.к}} - t_1)}{t_1^{\text{в.к}} - t_{\text{обр}}^{\text{под}}}. \quad (5.77)$$

23. Определяется расход сетевой воды от внешних потребителей через обратную линию, т/ч

$$G_{\text{обр}} = G_{\text{вн}} - G_{\text{ут}}. \quad (5.78)$$

24. Определяется расчетный расход воды через котлы, т/ч

$$G'_k = G_{\text{вн}} + G_{\text{гр}}^{\text{под}} + G_{\text{рец}} - G_{\text{пер}}. \quad (5.79)$$

25. Определяется расход воды, поступающей к внешним потребителям по прямой линии, т/ч

$$G' = G'_k - G_{\text{гр}}^{\text{д}} - G_{\text{гр}}^{\text{под}} - G_{\text{рец}} + G_{\text{пер}}. \quad (5.80)$$

26. Определяется разница между найденным ранее и уточненным расходом воды внешними потребителями, %

$$\Delta G = \frac{G_{\text{вн}} - G'}{G_{\text{вн}}} \cdot 100. \quad (5.81)$$

При расхождении, меньшем 3% расчет считается окончанным.

После расчета тепловой схемы необходимо выбрать число устанавливаемых котлов. Как показали технико-экономические расчеты, оптимальным числом котлов является $n = 3$. Затем определяют расход воды одним котлом и сравнивают его с расходом воды, установленным заводом-изготовителем.

Если $\Sigma G/n \geq G$, регламентированного заводом изготовителем, то выбор котлов считают законченным и проверяют, какое число котлов должно работать при режиме наиболее холодного месяца и летнем режиме.

Для решения вопроса об установке резервного котла необходимо проверить, будут ли обеспечены теплотой при выходе из строя наибольшего по мощности котла потребители первой категории, использующие теплоту:

- на технологическое теплоснабжение и системы вентиляции в количестве, определяемом минимальными допустимыми нагрузками;
- на отопление и горячее водоснабжение в количестве, определяемом режимом наиболее холодного месяца.

При выходе из строя одного котла количество теплоты, отпускаемое потребителям второй категории, не нормируется.

5.13. Техничко-экономические показатели котельных

При проектировании котельных и ТЭЦ необходимы сведения, позволяющие хотя бы приближенно оценить капиталовложения, а затем иметь возможность найти выгодное технико-экономическое решение и определить стоимость тепловой энергии.

Стоимость сооружения источника теплоснабжения, не вырабатывающего электрической энергии, зависит от его производительности, вида топлива, оборудования, единичной мощности основных агрегатов, правильного выбора и технического совершенства вспомогательных устройств и механизмов, глубины механизации и автоматизации производственных процессов, стоимости основного и вспомогательного оборудования, типа и стоимости основного здания, вспомогательных сооружений и затрат на проектирование, строительство зданий и монтаж оборудования. Иначе говоря, стоимость сооружения источника теплоснабжения связана с основными техническими решениями, принятыми при его проектировании и строительстве.

Существует несколько способов определения стоимости сооружения источника теплоснабжения: по сметам и по укрупненным показателям или по приближенным данным, полученным в итоге обработки опытных или проектных материалов. Наиболее точным способом определения капитальных затрат является составление смет. Однако трудоемкость такого способа значительна даже при некоторых его упрощениях. Более рациональным, в особенности для выбора варианта, является путь использования укрупненных и приближенных данных, в частности, если есть материал, позволяющий найти удельные затраты. Если обозначить через K общие капиталовложения в источник теплоснабжения, а через $Q_{уст}$ его установленную тепловую производительность, то удельные капиталовложения будут рассчитываться по формуле, руб/кВт

$$\bar{k} = K/Q_{уст}. \quad (5.82)$$

Капиталовложения K используются на строительные работы ($K_{стр}$), приобретение, доставку и монтаж технологического оборудования ($K_{об}$) и прочие нужды ($K_{пр}$) (транспортные расходы, инвентарь и др.). Суммарные капиталовложения рассчитываются по формуле, руб

$$K = K_{стр} + K_{об} + K_{пр}. \quad (5.83)$$

Значение установленной теплопроизводительности всех котлов в котельной определяется из выражения, кВт

$$Q_{уст} = \Sigma Q_{вод} + \Sigma D(i_{п} - i_{п.в}), \quad (5.84)$$

где $\Sigma Q_{вод}$ – суммарная тепловая производительность водогрейных котлов, кВт; ΣD – суммарная паропроизводительность паровых котлов, кг/с; $i_{п}$ – удельная энтальпия отпускаемого пара, кДж/кг; $i_{п.в}$ – удельная энтальпия питательной воды, кДж/кг.

Примерные значения удельных капиталовложений (у.е/кВт) приведены в табл. 5.1.

Для котельных, работающих на газе и мазуте, имеет место тенденция к уменьшению капитальных затрат с ростом установленной теплопроизводительности котельной. Разница в удельной стоимости паровых и водогрейных котельных при их одинаковой тепловой производительности незначительна. Это объясняется одинаковыми затратами на оборудование и сооружения. Так, например, стоимость паровых и водогрейных котлов на единицу теплопроизводительности почти одинакова для равновеликих агрегатов, поскольку их изготавливают из практически одинаковых по качеству материалов, а слагаемая стоимости барабана невелика.

Таблица 5.1

Удельные капиталовложения

| Установленная тепловая производительность, кВт | Тип котельной | | |
|--|------------------|------------------------------|--------------|
| | Производственная | Производственно-отопительная | Отопительная |
| 4000 | 35 | 35 | 35 |
| 6000 | 27 | 31 | 27 |
| 8000 | 23 | 28 | 23 |
| 10000 | 21,5 | 27 | 21,5 |
| 12000 | 20 | 21,5 | 20 |
| 20000 | 14,5 | 20 | 14,5 |
| 30000 | 12 | 17 | 12 |

При сжигании твердого топлива удельные капитальные затраты должны быть выше, чем для газа и мазута за счет дополнительного вспомогательного оборудования для разгрузки, перемещения и подачи топлива в котельную, хранения и обработки топлива в котельной и за счет удаления шлака и золы. Больше и объем зданий котельной для твердого топлива и занимаемая ими площадь. Все это увеличивает удельные капиталовложения. Удельные капитальные затраты на котельные для твердого топлива при его слоевом сжигании мало отли-

чаются от затрат на котельные для газа и мазута. Это удорожание для твердого топлива составляет около 10...15 %. При камерном же сжигании твердого топлива капитальные затраты возрастают при одинаковой теплопроизводительности котельной в 2...2,2 раза. Это объясняется не только перечисленными выше обстоятельствами, но и повышенной удельной установленной электрической мощности оборудования, затратами на двигатели, кабельное хозяйство, щиты управления и прочее вспомогательное оборудование. Кроме того, при камерном способе сжигания усложняется и удорожается очистка дымовых газов от золы, растет высота и стоимость дымовых труб, появляется обычно гидравлическая система шлакозолоудаления. Все это вместе и приводит к значительному росту удельных капиталовложений в котельную.

Для котельных, подающих воду в открытую систему теплоснабжения и работающих на газообразном и жидком топливе, величина удельных капитальных затрат увеличивается примерно на коэффициент $K_1 = 1,35$. Для твердого топлива при открытой системе теплоснабжения значение этого коэффициента $K_1 = 1,1$. В тех случаях, когда соотношение отопительной и технологической нагрузки в отопительно-производственной котельной ниже, чем 1,5:1, увеличивать удельные капиталовложения не требуется.

Пользуясь приведенными материалами, можно проводить прикидочные сопоставительные расчеты по выбору варианта и оценке капитальных затрат.

Для расчета эксплуатационных затрат необходимо предварительно определить необходимую годовую выработку теплоты котельной. Выработка теплоты котельной включает в себя несколько статей: отпуск теплоты на технологию, на горячее водоснабжение, на отопление и вентиляцию.

При использовании пара на технологические нужды годовой отпуск теплоты на технологию определяется следующим образом, кДж/год

$$Q_{\text{тех.год}} = 3600\tau_{\text{тех}}D_{\text{тех}}(i_{\text{п.т}} - i_{\text{к}}), \quad (5.85)$$

где $\tau_{\text{тех}}$ – число часов использования технологической нагрузки в год, ч; $D_{\text{тех}}$ – расход пара на технологические нужды, кг/с; $i_{\text{п.т}}$ – удельная энтальпия пара, отпускаемого на технологические нужды, кДж/кг; $i_{\text{к}}$ – энтальпия возвращаемого конденсата с производства, кДж/кг.

Годовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение, кДж/год

$$Q_{\text{гвс.год}} = (Q_{\text{гвс.л.ч}}\tau_{\text{гвс.л}} + Q_{\text{гвс.л.з}}\tau_{\text{гвс.з}}), \quad (5.86)$$

где $Q_{\text{гвс.л.ч}}$, $Q_{\text{гвс.л.з}}$ – часовые расходы теплоты на нужды горячего водоснабжения, соответственно, летом и зимой, кДж/ч; $\tau_{\text{гвс.л}}$, $\tau_{\text{гвс.з}}$ – число часов пользования горячим водоснабжением, соответственно, в летний и зимний периоды, ч.

При проведении расчетов принимают $Q_{\text{гвс.л.ч}} = 0,82Q_{\text{гвс.з.ч}}$.

Годовой отпуск теплоты на отопление и вентиляцию, кДж/год

$$Q_{\text{о.в.год}} = Q_{\text{о.в.ср}}\tau_{\text{о.в}}, \quad (5.87)$$

где $Q_{\text{о.в.ср}}$ – среднечасовой отпуск теплоты на отопление и вентиляцию, кДж/ч; $\tau_{\text{о.в}}$ – число часов использования отопления и вентиляции в год, ч.

Среднечасовой отпуск теплоты на отопление и вентиляцию за отопительный период определяется по формуле, кВт

$$Q_{\text{о.в.ср}} = Q_{\text{о.в}}^{\text{м.з}} \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{о.ср}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}}, \quad (5.88)$$

где $Q_{\text{о.в}}^{\text{м.з}}$ – отпуск теплоты на отопление и вентиляцию для максимально-зимнего режима, кВт; $t_{\text{вн}}$ – температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С; $t_{\text{о.ср}}$ – средняя за отопительный период температура наружного воздуха, °С; $t_{\text{р.о}}$ – температура наружного воздуха расчетная для отопления, °С.

Данные по продолжительности отопительного периода, средняя за отопительный период температура наружного воздуха, а также расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления определяются по климатологическим данным для места расположения котельной.

Общий годовой отпуск теплоты потребителям, кДж/год

$$Q_{\text{отп.год}} = Q_{\text{тех.год}} + Q_{\text{гвс.год}} + Q_{\text{о.в.год}}. \quad (5.89)$$

Необходимая годовая выработка теплоты котельной с учетом потерь в тепловых сетях и возвращаемого конденсата, а также потерь на собственные нужды, кДж/год

$$Q_{\text{год}} = \frac{Q_{\text{отп.год}} - 3600\tau_{\text{тех}}G_{\text{к}}c_{\text{к}}t_{\text{к}}}{\eta_{\text{т.с}}\eta_{\text{с.н}}}, \quad (5.90)$$

где $G_{\text{к}}$ – количество возвращаемого с производства конденсата, кг/с; $c_{\text{к}}$ – теплоемкость возвращаемого конденсата, кДж/(кг·К); $t_{\text{к}}$ – температура возвращаемого конденсата, °С; $\eta_{\text{т.с}}$ – коэффициент сохранения теплоты в теплосетях ($\eta_{\text{т.с}} = 0,9$); $\eta_{\text{с.н}}$ – коэффициент расхода теплоты на собственные нужды ($\eta_{\text{с.н}} = 0,95$).

Для действующей котельной при наличии приборов учета годовой отпуск теплоты определяют по их показаниям.

Число часов использования установленной мощности рассчитывается по формуле, ч/год

$$\tau_{\text{учт}} = Q_{\text{год}} / Q_{\text{уст}} \cdot \quad (5.91)$$

Для сопоставления нескольких возможных вариантов принято пользоваться методикой, которая учитывает не только капитальные, но и эксплуатационные затраты для выявления срока окупаемости и минимума приведенных затрат.

Эксплуатационные затраты на производство тепловой энергии в виде горячей воды или пара состоят из нескольких частей: первой, которая зависит от капитальных затрат, второй, отражающей затраты на заработную плату, и третьей, связанной с выработкой энергии. Первые две части затрат для конкретной установки не связаны с производством энергии и являются постоянными, третья же переменна. Эксплуатационные затраты (издержки) определяют за год работы установки, поскольку в течение года условия работы меняются.

Годовые эксплуатационные издержки на производство тепловой энергии складываются из нескольких статей затрат, руб/год

$$I = I_{\text{топ}} + I_{\text{эл.эн}} + I_{\text{вод}} + I_{\text{з.п}} + I_{\text{ам}} + I_{\text{т.р}} + I_{\text{общ}}, \quad (5.92)$$

где $I_{\text{топ}}$ – затраты на топливо, доставляемое в котельную установку; $I_{\text{эл.эн}}$ – затраты на электроэнергию, получаемую из электросетей; $I_{\text{вод}}$ – затраты на воду, израсходованную в установке; $I_{\text{з.п}}$ – затраты на заработную плату персонала; $I_{\text{ам}}$ – затраты на амортизацию оборудования и строений, которые состоят из затрат на реновацию и капитальный ремонт; $I_{\text{т.р}}$ – затраты на текущий ремонт; $I_{\text{общ}}$ – общекотельные и прочие расходы (все слагаемые в руб/год).

По значимости затраты на топливо, расходуемое для покрытия тепловых нагрузок котельной, являются основными и составляют более половины всех затрат. Затраты на топливо рассчитывают по следующей формуле, руб/год

$$I_{\text{топ}} = \frac{3600 \tau_{\text{учт}} K (C_{\text{т}} + C_{\text{тр}}) \sum B_i}{1000}, \quad (5.93)$$

где K – коэффициент, учитывающий складские, транспортные и прочие потери (для газообразного топлива принимается равным 1,055); $C_{\text{т}}$ – цена топлива, руб/т (руб/1000 м³); $C_{\text{тр}}$ – затраты на транспортировку топлива (для газообразного топлива входит в $C_{\text{т}}$), руб/т; $\sum B_i$ – суммарное потребление топлива всеми котлами в расчетном режиме

для вновь проектируемой котельной, кг/с ($\text{м}^3/\text{с}$).

Затраты на потребляемую электроэнергию включают расходы на электроэнергию на собственные нужды котельной, привод тягодутьевых машин, насосов, освещение и т.д. Затраты на электроэнергию по двухставочному тарифу рассчитываются по формуле, руб/год

$$I_{\text{эл.эн}} = N_{\text{уст}}(K_{\text{эл}}\tau_{\text{уст}}C_{\text{эл}} + a_3n), \quad (5.94)$$

где $N_{\text{уст}}$ – установленная мощность всех электроприборов в котельной по проекту, кВт; $K_{\text{эл}}$ – коэффициент использования установленной электрической энергии; $C_{\text{эл}}$ – стоимость одного кВт·ч отпускаемой электрической энергии по двухставочному тарифу, руб; a_3 – ставка за 1 кВт·А присоединенной мощности, руб/мес; n – число месяцев пользования заявленной мощностью.

Для действующей котельной эти затраты определяют по показаниям приборов учета потребления электрической энергии.

Определяется *стоимость сырой воды*, расходуемой на питание котлов, наполнение и подпитку тепловых сетей, собственные нужды, нужды химводоочистки, а также горячего водоснабжения (при открытой системе теплоснабжения). Затраты на используемую воду рассчитывают следующим образом, руб/год:

- на технологические нужды

$$I_{\text{в.т}} = C_{\text{в}}D(1 - \beta)\tau_{\text{уст}}(1 + K_{\text{к}}), \quad (5.95)$$

где $C_{\text{в}}$ – цена 1 м^3 потребленной и сброшенной в канализацию воды, руб/ м^3 ; D – расход пара на технологические нужды, т/ч; β – доля возврата конденсата; $K_{\text{к}}$ – доля утечек и непроизводительных потерь конденсата в цикле котельной установки;

- на подпитку тепловых сетей

$$I_{\text{вп}} = \frac{3600C_{\text{в}}Q_{\text{о.в.г}}\tau_{\text{уст}}K_{\text{т.с}}}{c_{\text{в}}(t_1 - t_2)}, \quad (5.96)$$

где $Q_{\text{о.в.г}}$ – расчетный расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, МВт; $K_{\text{т.с}}$ – доля потерь воды в закрытой системе теплоснабжения и в системе потребителей; t_1, t_2 – расчетные температуры воды в прямом и обратном трубопроводах, °С.

Расходы на заработную плату определяются с начислениями только эксплуатационному персоналу, участвующему в основной производственной деятельности котельной в соответствии с нормами ее обслуживания. При наличии штатного расписания эти затраты определяются в соответствии с ним, в противном случае – расчетным

путем. Затраты на заработную плату, руб/год

$$I_{з.п} = K_{шт} Q_{уст} \Phi / 1000, \quad (5.97)$$

где $K_{шт}$ – штатный коэффициент, зависящий от тепловой производительности котельной и вида сжигаемого топлива, чел/МВт; Φ – среднегодовая заработная плата с начислениями в фонд социального страхования одного работающего, руб/(чел·год).

Штатный коэффициент может быть ориентировочно определен для газомазутных котельных в соответствии с табл. 5.2.

Таблица 5.2

**Примерные значения штатных коэффициентов
для газомазутных котельных**

| | | | | | | | | |
|------------------------------|------|--------|---------|---------|----------|-----------|-----------|-----------|
| Установленная мощность, МВт | До 5 | 5...15 | 15...30 | 30...50 | 50...100 | 100...200 | 200...300 | Более 300 |
| Штатный коэффициент, чел/МВт | 4,9 | 3,3 | 2,0 | 0,9 | 0,6 | 0,4 | 0,3 | 0,25 |

Исходные материалы для определения размера амортизационных отчислений по котельной – размер капитальных вложений в строительство котельной и действующие нормы амортизации. Затраты на амортизацию определяются следующим образом, руб/год

$$I_{ам} = \frac{H_{ам1} K_{стр}}{100} + \frac{H_{ам2} K_{об}}{100}, \quad (5.98)$$

где $H_{ам1}$, $H_{ам2}$ – средняя норма амортизации общестроительных работ и зданий, а также оборудования с монтажом, соответственно, %; $K_{стр}$, $K_{об}$ – сметная стоимость, соответственно, строительных работ, а также оборудования и монтажа, руб.

Средняя норма амортизации общестроительных работ и зданий для котельных может быть принята $H_{ам1} = 3...3,5$ %. Норму амортизации оборудования с монтажом для газомазутных котельных принимают $H_{ам2} = 7,5...8,5$ %.

Сметная стоимость строительных работ определяется, руб

$$K_{стр} = aK, \quad (5.99)$$

где a – удельные капитальные затраты на общестроительные работы; K – общие капиталовложения в источник теплоснабжения, руб.

Сметная стоимость оборудования и монтажа, руб

$$K_{об} = (b + c)K, \quad (5.100)$$

где b, c – удельные капитальные затраты на оборудование и стоимость монтажа, соответственно.

Примерные значения величин a, b и c в зависимости от типа газомазутной котельной приведены в табл. 5.3.

Затраты на текущий ремонт включают затраты на текущий ремонт основных фондов котельной (здание, оборудование, хозяйственный инвентарь, инструмент), сюда также относится основная и дополнительная заработная плата с начислениями ремонтному персоналу, стоимость ремонтных материалов и использованных запчастей, стоимость услуг сторонних организаций и своих вспомогательных производств и др. При расчетном методе затраты на текущий ремонт принимают в размере 20...30 % затрат на амортизацию, руб/год

$$I_{т.р} = (0,2...0,3)I_{ам}. \quad (5.101)$$

Таблица 5.3

Удельные капитальные затраты на стоимость оборудования и монтажа

| Тип котельной | Удельные капитальные затраты | | |
|------------------------------|------------------------------|---------------------|---------------|
| | на строительные работы a | на оборудование b | на монтаж c |
| Производственная | 0,28 | 0,52 | 0,20 |
| Производственно-отопительная | 0,30 | 0,52 | 0,18 |
| Отопительная | 0,35 | 0,45 | 0,20 |

Затраты на общекотельные и прочие расходы включают в себя затраты на охрану труда, технику безопасности, пожарную и сторожевую охрану, административно-управленческий персонал, приобретение спецодежды, реактивов для химводоочистки и другие неучтенные расходы. При расчетном методе затраты на общекотельные и прочие расходы принимают в размере 30 % затрат на амортизацию, текущий ремонт и заработную плату и подсчитывают по формуле, руб/год

$$I_{т.р} = 0,3(I_{ам} + I_{з.п} + I_{т.р}). \quad (5.102)$$

Себестоимость отпускаемой теплоты, руб/кДж

$$S = I/Q_{год}. \quad (5.103)$$

По полученному значению себестоимости отпускаемой теплоты можно оценить эффективность принимаемых решений.

Результорирующим финансово-экономическим показателем деятель-

ности любого предприятия является прибыль. В экономических расчетах используются два показателя прибыли: балансовая $\Pi_б$ и чистая $\Pi_ч$.

Балансовую прибыль получают путем вычитания из стоимости реализованной продукции издержек производства, руб

$$\Pi_б = O_p - И, \quad (5.104)$$

где O_p – стоимостная оценка результатов деятельности объекта (объем реализованной продукции без налога на добавленную стоимость), руб.

Стоимость продукции, реализованной котельной, определяется по формуле, руб

$$O_p = Q_{\text{год}} W_T + З_{\text{усл}}, \quad (5.105)$$

где $Q_{\text{год}}$ – количество тепловой энергии, направляемой теплопотребителям от котельной, Гкал (МДж); W_T – средний тариф за тепловую энергию, направляемую теплопотребителю от котельной, руб/Гкал (руб/МДж); $З_{\text{усл}}$ – стоимость услуг сторонних организаций, руб.

Значение чистой прибыли численно равно балансовой прибыли за вычетом налога на прибыль и фиксированных платежей, руб

$$\Pi_ч = \Pi_б - H_{\text{пр}} - H_{\text{ф.п}} = O_p - И - H_{\text{пр}} - H_{\text{ф.п}}, \quad (5.106)$$

где $H_{\text{пр}}$ – налог на прибыль, определяемый через установленный процент налогооблагаемой прибыли, руб; $H_{\text{ф.п}}$ – фиксированные платежи.

Наиболее универсальным показателем, с помощью которого можно оценить экономическую эффективность действующей или проектируемой котельной, является рентабельность (норма прибыли). Рентабельность является относительным показателем, характеризующим доходность использования ресурсов, и определяется как отношение чистой прибыли к суммарным инвестициям.

С помощью показателя рентабельности проводится анализ использования капиталовложений в строительство новых и реконструкцию действующих объектов, доходности собственного и акционерного капитала и т.п.

Период времени, в течение которого сумма чистых доходов покрывает инвестиции, получил название *простой срок окупаемости*. Этот показатель определяется из следующего выражения, лет

$$\tau_{\text{ок.п}} = K / (\Pi_ч + И_{\text{ам}}). \quad (5.107)$$

Срок окупаемости довольно точно свидетельствует о степени риска проекта: чем больший срок нужен для возврата инвестированных средств, тем больше вероятность неблагоприятного развития ситуации.

5.14. Экологические проблемы работы ТЭЦ и котельных

Все процессы, связанные с преобразованием энергии, в частности, производство, транспортировка, переработка и сжигание органического топлива, являются мощным источником антропогенного воздействия на окружающую среду. Источники негативного влияния котельных и теплоэлектроцентралей на органическом топливе на природу можно классифицировать:

1. По характеру воздействия:

- ухудшающие качество воздуха (выбросы оксидов азота и серы, монооксида углерода CO , летучих углеводородов, пыли, сажи и ряда других загрязняющих веществ);
- изменяющие радиационно-тепловой баланс атмосферы (эмиссия парниковых газов – CO_2 , CH_4 , N_2O), а также выбросы, приводящие к образованию озона и сульфатного аэрозоля в нижних слоях атмосферы (выбросы NO_x и SO_x);
- нарушающие естественный тепловой режим (сброс теплоты);
- шумовое воздействие;
- загрязнение водных объектов сточными водами.

2. По территориальному масштабу:

- локальные (ухудшение окружающей среды в непосредственной близости (до 100 км) от источника загрязнения или сброса теплоты);
- региональные (трансграничный (на несколько тысяч километров) перенос загрязняющих веществ);
- глобальные (изменения климата, разрушение озонового слоя).

Ряд веществ, образующихся в процессах, связанных с преобразованием энергии органического топлива и поступающих в атмосферу, способен оставаться в ней длительное время, измеряемое неделями, годами и даже десятилетиями; переноситься на большие расстояния и вызывать изменения окружающей среды в значительных временных и территориальных масштабах.

Наблюдения за составом атмосферы, ведущиеся систематически уже более 40 лет, свидетельствуют о значительном увеличении атмосферных концентраций основных парниковых газов, как за этот период, так и по сравнению с доиндустриальной эпохой. Производимые расчеты показывают, что антропогенная эмиссия (выброс) метана и оксида азота N_2O играет основную роль в увеличении их атмосферных концентраций.

Метеорологические наблюдения показывают, что за последние сто лет среднеглобальная температура увеличилась на 0,6 °С, из которых 0,4 °С пришлось на последние 30 лет, благодаря чему 90-е годы прошлого века были самым теплым десятилетием за всю историю метеорологических наблюдений.

Тем не менее, в последние десятилетия в мировой энергетике наблюдаются процессы, приводящие к значительному снижению ее негативного воздействия на окружающую среду. Таковыми процессами являются: изменения в топливно-энергетическом балансе, внедрение природоохранных технологий и повышение энергоэффективности экономики (повышение КПД установок преобразования энергии, снижение энергоемкости производства). Указанные тенденции уже привели к заметному снижению удельных выбросов основных парниковых газов и загрязняющих веществ в атмосферу.

Основное загрязнение атмосферного воздуха связано со сжиганием органического топлива. ТЭЦ и котельные, потребляя большое количество органического топлива, оказывают существенное влияние на загрязнение воздушного бассейна.

Рабочая масса органического топлива состоит из углерода, водорода, кислорода, азота, серы, влаги и золы. В результате полного сгорания топлива образуются углекислый газ, водяные пары, оксиды серы (сернистый газ, серный ангидрид) и зола. Из перечисленных составляющих к числу токсичных относятся оксиды серы и зола. При высоких температурах в ядре факела топочных камер котлов большой мощности происходит частичное окисление азота воздуха и топлива с образованием оксидов азота (оксид и диоксид азота). При неполном сгорании топлива в топках могут образовываться также монооксид углерода СО, углеводороды, СН₄, С₂Н₆ и др., а также канцерогенные вещества. Продукты неполного сгорания весьма вредны, однако при современной технике сжигания их образование можно исключить или свести к минимуму.

Наибольшую зольность имеют горючие сланцы и бурые угли, а также некоторые сорта каменных углей (например, экибастузские). Жидкое топливо имеет небольшую зольность; природный газ является беззольным топливом. Современные золоуловители благодаря высокой степени улавливания золы позволяют значительно снизить выбросы золы и довести их до весьма малых значений.

В последнее время серьезное внимание привлекла проблема изучения канцерогенных веществ, образующихся при неполном сгорании топлива. По своей распространенности и интенсивности воздействия

из многих химических веществ этого типа наибольшее значение имеют полициклические ароматические углеводороды (ПАУ) и наиболее активный из них – бенз(а)пирен. Максимальное количество бенз(а)пирена образуется при температуре 700...800 °С в условиях нехватки воздуха для полного сгорания топлива.

Выбрасываемые в атмосферу из дымовых труб котельных и электростанций токсичные вещества оказывают вредное воздействие на весь комплекс живой природы, называемый биосферой. Биосфера включает в себя прилегающий к поверхности Земли слой атмосферы, верхний слой почвы и верхние слои водных поверхностей.

Минздравом России установлены *предельно допустимые концентрации* (ПДК) вредных веществ в атмосферном воздухе населенных мест. ПДК называется такая концентрация вредного вещества в атмосферном воздухе на уровне дыхания человека, которая не оказывает на его организм прямого или косвенного воздействия, не снижает его работоспособности, не влияет на его самочувствие. ПДК служит основным критерием санитарно-гигиенической оценки качества атмосферного воздуха. Значения ПДК для основных загрязняющих веществ, выбрасываемых энергетическими предприятиями, приведены в табл. 5.4.

Для каждого выбрасываемого в атмосферу вредного вещества должно соблюдаться условие

$$C_i \leq \text{ПДК}_i \text{ или } C_i / \text{ПДК}_i \leq 1, \quad (5.108)$$

где C_i , ПДК_i – приземные и предельно допустимые концентрации вредных веществ.

Кроме того, Минздравом РФ установлено, что совместное содержание в атмосфере некоторых веществ (веществ однонаправленного действия) может усиливать их токсичность. В энергетике к числу вредных веществ однонаправленного действия относятся диоксиды азота и серы. При одновременном наличии в атмосферном воздухе вредных веществ однонаправленного действия должно соблюдаться условие

$$\sum_{i=1}^n C_i / \text{ПДК}_i \leq 1. \quad (5.109)$$

Суммарное количество M_j загрязняющего вещества j , поступающего в атмосферу с дымовыми газами котельной или ТЭЦ, определяется на основании измерения концентраций вредных веществ в дымовых газах по уравнению, г/с

$$M_j = C_j V_{с.г} K_{п}, \quad (5.110)$$

где C_j – массовая концентрация загрязняющего вещества j в сухих дымовых газах при стандартном коэффициенте избытка воздуха $\alpha_0 = 1,4$ и нормальных условиях ($p = 101,3$ кПа, $T = 273$ К), мг/м^3 ; $V_{\text{с.г}}$ – объемный расход сухих дымовых газов, образующихся при сгорании топлива при $\alpha_0 = 1,4$ и нормальных условиях, $\text{м}^3/\text{с}$; $K_{\text{п}}$ – коэффициент пересчета (при определении массового расхода (выброса) загрязняющего вещества в граммах в секунду $K_{\text{п}} = 10^{-3}$).

Таблица 5.4

Предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе населенных мест

| Загрязняющее вещество | Предельно допустимая концентрация*, мг/м^3 | | Наличие в дымовых газах котельных, работающих на | | |
|--|---|---------------------|--|--------|------|
| | максимальная разовая | среднесуточная | газе | мазуте | угле |
| Оксид азота NO | 0,4 | 0,06 | + | + | + |
| Диоксид азота NO ₂ | 0,085 | 0,04 | + | + | + |
| Сернистый ангидрид SO ₂ | 0,5 | 0,05 | + | + | + |
| Пыль (зола) нетоксичная | 0,5 | 0,15 | – | – | + |
| Летучая зола (при массовой доле CaO ≥ 35 %) | 0,05 | 0,02 | – | – | + |
| Монооксид углерода CO | 5 | 3 | + | + | + |
| Сажа (копоть) | 0,15 | 0,05 | + | + | – |
| Пентаоксид вандия V ₂ O ₅ | – | 0,02 | – | + | – |
| Сероводород H ₂ S | 0,008 | – | + | + | + |
| Аммиак NH ₃ | 0,2 | 0,04 | + | + | + |
| Бенз(а)пирен C ₂₀ H ₁₂ | – | $0,1 \cdot 10^{-5}$ | + | + | + |

Максимальная разовая концентрация определяется по пробам, отобранным в течение 20 мин, среднесуточная – за сутки.

5.15. Использование вторичных энергоресурсов

Промышленные предприятия часто располагают вторичными энергетическими ресурсами в виде горячих влажных газов и воздуха, отработавшего в технологических машинах (молотах, прессах, реакторах и др.), пара, горячей воды и других теплоносителей с температурой, значительно превышающей температуру окружающей среды. Такие энергоресурсы целесообразно направить в первую очередь для усовершенствования тепловых производственных процессов самих предприятий, так как в этом случае их можно наиболее полно использовать. Избыточные вторичные энергоресурсы, которые нельзя использовать в технологическом процессе предприятия, могут быть использованы для удовлетворения отопительно-вентиляционной нагрузки или нагрузки горячего водоснабжения самого предприятия, а также для теплоснабжения внешних потребителей. В ряде районов страны имеются источники природной теплоты, например геотермальная вода, с температурой выше температуры окружающей среды.

Расчетная экономия топлива от использования рассматриваемых энергоресурсов зависит от уровня технического совершенства источника теплоты, вытесняемого этими ресурсами.

При вытеснении вторичными энергоресурсами теплоты от котельной установки удельная экономия условного топлива, кг/ГДж

$$b_k^T = 34,1/\eta_k, \quad (5.111)$$

где η_k – КПД заменяемой котельной.

При замене энергоресурсами теплоты от ТЭЦ расчетные значения удельной экономии топлива меньше, чем при замене ими теплоты от котельной, на значение удельной экономии топлива, получаемой от комбинированной выработки электрической энергии на ТЭЦ. В этом случае

$$\Delta b = b_T^T - \Delta b_3, \quad (5.112)$$

где b_T^T – удельный расход топлива на выработку теплоты на ТЭЦ; Δb_3 – удельная экономия топлива за счет электрической выработки ТЭЦ.

При определении количества полезно использованной теплоты энергоресурсов отсчет должен проводиться не от 0 °С, а от более высокой температуры, так называемой температуры окружающей среды, под которой понимается температура окружающего воздуха или температура воды в реках, естественных водоемах или в водопроводе, так как при этой температуре количество теплоты, содержащейся в окружающей природе, практически бесконечно.

Список использованной литературы

1. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учеб. для вузов./ Е.Я. Соколов. – М.: МЭИ, 2001. – 472 с.
2. СНиП 23-01-99*. Строительная климатология / Госстрой России. – М.: ГУЛ ЦПП, 2003. – 72 с.
3. Тихомиров, К.В. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция / К.В. Тихомиров, Э.С. Сергеенко. – М.: Стройиздат, 1991. – 416 с.
4. СНиП 23-02-2003. Тепловая защита зданий / Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 2004. – 26 с.
5. СТО 00044807-001-2006. Теплозащитные свойства ограждающих конструкций зданий. – М.: РОИС, 2006. – 64 с.
6. Стерман, Л.С. Тепловые и атомные электрические станции: учебник для вузов / Л.С. Стерман, В.М. Лавыгин, С.Г. Тишин. – 5-е изд. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – 464 с.
7. Кудинов, А.А. Тепловые электрические станции. Схемы и оборудование: учебное пособие. – М.: ИНФРА-М, 2012. – 325 с.
8. Вафин, Д.Б. Котельные установки и парогенераторы: учебное пособие. – Нижнекамск: НХТИ (филиал) ФГОУ ВПО «КНИТУ», 2013. – 176 с.
9. Ионин, А.А. Теплоснабжение: учебник / А.А. Ионин, Б.М. Хлыбов, В.Н. Братенков, Е.Н. Терлецкая. – М.: ЭКОЛИТ, 2011, – 336 с.
10. Теплогазоснабжение и вентиляция: учебник для студ. учреждений высш. проф. образования / Е.М. Авдолимов, О.Н. Брюханов, В.А. Жила и др. – М.: Издательский центр «Академия», 2013. – 400 с.
11. Губарев, А.В. Теплогенирующие установки. Ч1, Ч2: учебное пособие / А.В. Губарев, Ю.В. Васильченко. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2008. – 162 с. и 148 с.
12. Выбор оборудования и расчет тепловой схемы ТЭЦ с турбинами типа ПТ и Р: учебное пособие / Л.П. Шелудько, А.Ю. Абрамова, Г.И. Шамшурина. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2007. – 67 с.
13. Строительные нормы и правила. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. М.: ГУП ЦПП. – 2004. – 81 с.
14. Строительные нормы и правила. СНиП 2.04.01-85*. Внутренний водопровод и канализация зданий. М.: Госстрой России. –1998.– 60 с.

15. Варфоломеев, Ю.М. Отопление и тепловые сети: Учебник / Ю.М. Варфоломеев, О.Я. Кокорин. – М.: ИНФРА-М, 2006. – 480 с.
16. Шарапов, В.И. Регулирование нагрузки систем теплоснабжения / В.И. Шарапов, П.В. Ротов. – М.: Изд-во «Новости теплоснабжения», 2007. – 208 с.
17. Строительные нормы и правила. СНиП 41-02-2003. Тепловые сети. М.: ГУП ЦПП. – 2004. – 68 с.
18. Строительные нормы и правила. СНиП 2.04.01-85. Внутренний водопровод и канализация зданий. М.: Стройиздат, 1986. – 93 с.
19. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
20. Водяные тепловые сети: Справочное пособие по проектированию / И.В. Беляйкина, В.П. Витальев, Н.К. Громов и др.; под ред. Н.К. Громова, Е.П. Шубина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.
21. Расчет тепловой схемы паровой котельной для выбора основного оборудования: метод. указания / Р.Л. Ермаков, Н.Г. Захарьева. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2006. – 52 с.
22. Орехов, А.Н. Расчет тепловой схемы производственно-отопительной котельной: метод. указания. – Архангельск: Изд-во АГТУ, 2005. – 40 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица III

Климатологические данные некоторых городов РФ

| | Продолжительность отопительного периода, ч/год | Температура наружного воздуха | | | |
|-------------|--|-------------------------------|------------|---------------------------------|--------------------------------|
| | | расчетная | | средняя самого холодного месяца | средняя за отопительный период |
| | | отопления | вентиляции | | |
| Акпобинск | 4870 | -31 | -21 | -15,6 | -7,2 |
| Алма-Ата | 3980 | -25 | -10 | -7,4 | -2,1 |
| Архангельск | 6020 | -32 | -19 | -12,5 | -4,7 |
| Астрахань | 4130 | -22 | -8 | -6,8 | -1,6 |
| Барнаул | 5260 | -39 | -23 | -17,7 | -8,3 |
| Брянск | 4940 | -24 | -13 | -8,5 | -2,8 |
| Владивосток | 4820 | -25 | -16 | -14,4 | -4,6 |
| Воронеж | 4780 | -25 | -14 | -9,3 | -3,4 |
| Волгоград | 4370 | -22 | -13 | -9,2 | -3,4 |
| Иваново | 5210 | -28 | -16 | -11,8 | -4,4 |
| Иркутск | 5780 | -38 | -25 | -20,9 | -8,9 |
| Казань | 5230 | -30 | -18 | -13,5 | -5,7 |
| Караганда | 5090 | -32 | -20 | -15,1 | -7,5 |
| Киев | 4490 | -21 | -10 | -5,9 | -1,1 |
| Красноярск | 5640 | -40 | -22 | -17,1 | -7,2 |
| Самара | 4940 | -27 | -18 | -13,8 | -6,1 |
| С-Петербург | 5260 | -25 | -11 | -7,9 | -2,2 |
| Москва | 4920 | -25 | -14 | -9,4 | -3,2 |
| Новосибирск | 5450 | -39 | -24 | -19 | -9,1 |
| Омск | 5280 | -37 | -23 | -19,2 | -7,7 |
| Оренбург | 4820 | -29 | -20 | -14,8 | -8,1 |
| Орск | 4900 | -29 | -21 | -16,4 | -7,9 |
| Пенза | 4940 | -27 | -17 | -12,1 | -5,1 |
| Пермь | 5420 | -34 | -20 | -15,1 | -6,4 |
| Саратов | 4750 | -25 | -16 | -11,9 | -5,0 |
| Ульяновск | 5110 | -31 | -18 | -13,8 | -5,7 |

Таблица П2

Основные энергетические показатели теплофикационных турбин

| Показатели | Тип турбины | | | |
|---|-------------|-------------|---------------|---------------|
| | T-25-90/10 | T-50/60-130 | T-100/120-130 | T-250/300-240 |
| Мощность, МВт: | | | | |
| - номинальная | 25 | 55 | 105 | 250 |
| - максимальная | 30 | 60 | 120 | 300 |
| Давление свежего пара, МПа | 8,83 | 12,75 | 12,75 | 23,5 |
| Температура свежего пара, °С | 535 | 565 | 565 | 540 |
| Расход свежего пара, кг/с: | | | | |
| - номинальный | 35,8 | 71,1 | 127,8 | 251,4 |
| - максимальный | 44,4 | 73,6 | 129,2 | 258,3 |
| Пределы регулирования давления в отборах, МПа: | | | | |
| - в верхнем отопительном | 0,06-0,25 | 0,06-0,25 | 0,06-0,25 | 0,06-0,20 |
| - в нижнем отопительном | 0,05-0,20 | 0,05-0,20 | 0,05-0,20 | 0,05-0,25 |
| Тепловая отопительная нагрузка, МВт(Г кал/ч): | | | | |
| - номинальная | 107(92) | 110(95) | 195(168) | 384(330) |
| - максимальная | 107(92) | 116(100) | 206(177) | 384(330) |
| Температура питательной воды, °С | 230 | 232 | 232 | 263 |
| Количество отборов для подогрева питательной воды | 6 | 7 | 7 | 7 |

Таблица П3

Основные энергетические показатели паровых противоаварийных турбин

| Показатель | Тип турбины | |
|---|-------------|------------------|
| | P-50-130/13 | P-100/105-130/15 |
| Мощность, МВт: | | |
| - номинальная | 50 | 100 |
| - максимальная | 60 | 107 |
| Давление свежего пара, МПа | 12,75 | 12,75 |
| Температура свежего пара, °С | 565 | 565 |
| Расход свежего пара, кг/с: | | |
| - номинальный | 130,5 | 211 |
| - максимальный | | |
| Пределы регулирования противоаварийного давления, МПа | 1,0-1,8 | 1,2-1,8 |
| Номинальный расход пара потребителю, кг/с | – | 181 |

**Основные энергетические показатели турбин
с двумя регулируемыми отборами пара**

| Показатель | Тип турбины | | | |
|---|-------------|----------------|------------------|------------------|
| | ПТ-25-90/10 | ПТ-50/60-130/7 | Т-135/165-130/13 | ПТ-80/100-130-13 |
| Мощность, МВт: | | | | |
| - номинальная | 25 (30) | 50 | 135 | 80 |
| - максимальная | 30 (35) | 60 | 165 | 100 |
| Давление свежего пара, МПа | 8,83 | 12,75 | 12,75 | 12,8 |
| Температура свежего пара, °С | 535 | 565 | 555 | 555 |
| Расход свежего пара, кг/с: | | | | |
| - номинальный | 44,4 | 76,1 | 208,3 | 130,6 |
| - максимальный | 52,8 | 83,3 | 211,1 | 130,6 |
| Пределы регулирования давления в отборах, МПа: | | | | |
| - производственном | 0,8-1,3 | 0,5-1,0 | 1,2-2,1 | 1-1,6 |
| - верхнем отопительном | – | 0,06-0,25 | 0,09-0,25 | 0,05-0,25 |
| - нижнем отопительном | 0,07-0,25 | 0,05-0,20 | 0,04-0,12 | 0,03-0,10 |
| Тепловая нагрузка: | | | | |
| – производственная номинал., кг/с | 19,4 | 32,8 | 88,9 | 51,4 |
| – отопительная номинал., кг/с | 14,7 | 60 | 60,9 | – |
| – то же, МВт (Гкал/ч) | – | 46,6(40) | 128(110) | – |
| – производственная максим., кг/с | 34,7 | 44,4 | 108,3 | 83,3 |
| – отопительная максим., кг/с | 25,6 | 60 | 77,5 | 55,6 |
| – то же, МВт (Гкал/ч) | – | – | 162,9(140) | – |
| Температура питательной воды, °С | 218 | 230 | 232 | 249 |
| Количество отборов для подогрева питательной воды | 6 | 7 | 7 | 7 |

Данил Биалович Вафин
доктор технических наук,

ИСТОЧНИКИ ПРОИЗВОДСТВА ТЕПЛОТЫ

Учебное пособие

Корректор Габдурахимова Т.В

Сдано в набор
Подписана в печать
Формат 60×84^{1/16}. Бумага писчая. Гарнитура «Таймс».
Усл. Печ. л. 15,125. Тираж 100 экз.
Заказ №

НХТИ (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИГУ».
г. Нижнекамск, 423570, ул. 30 лет Победы, д. 5а.