

СОДЕРЖАНИЕ:

Введение.	3
1. Тепловая схема котла.	3-11
1.1. Основные определения.	3-4
1.2. Основные элементы паровых котлов.	4-5
1.3. Принцип работы и тепловая схема парового барабанного котла с естественной циркуляцией.	5-8
1.4. Составление и расчёт тепловой схемы котла.	8-11
2. Теплообмен в элементах котла.	12-22
2.1. Теплообмен в топочной камере.	12-19
2.2. Теплообмен в полурadiaционных и конвективных поверхностях нагрева.	19
2.3. Коэффициент теплопередачи.	19-22
Список использованной литературы.	23

ВВЕДЕНИЕ.

Современная производственно-отопительная котельная оснащена разнообразным тепломеханическим оборудованием с развитой сетью паропроводов, трубопроводов сырой и питательной воды, конденсатопроводов, дренажей. Кроме котельного агрегата – основного источника теплоснабжения, в котельной устанавливаются пароводяные подогреватели сетевой и горячей воды для отопления, бытового горячего водоснабжения и производственно-технологических нужд. Для подогрева холодной воды и утилизации низкопотенциальных тепловых выбросов устанавливаются водоводяные теплообменники. Подготовка воды требуемого качества осуществляется в деаэраторе и оборудовании химводоочистки. Перемещение потоков воды, воздуха и продуктов сгорания происходит с помощью питательных и циркуляционных насосов, дутьевых вентиляторов и дымососов.

1. ТЕПЛОВАЯ СХЕМА КОТЛА

1.1. Основные определения.

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, углеразмельняющие мельницы, мельничные вентиляторы, сепараторы, транспортеры, пылепроводы и т.п. При сжигании газа и мазута - газопроводы и мазутопроводы, расходомеры, запорная 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 (ГТУ, технологических установок), его называют *котлом-утилизатором*. Котел-утилизатор в

некоторых случаях не имеет топки и воздухоподогревателя, а его основные элементы – поверхности нагрева.

1.2. Основные элементы паровых котлов.

Основными элементами котла являются: топка, испарительные поверхности нагрева, пароперегреватель, экономайзер, воздухоподогреватель, каркас, обмуровка, тепловая изоляция, обшивка.

Поверхности нагрева (экраны трубы и котельный пучок) – элементы котла, в которых происходит передача тепла от факела и продуктов сгорания теплоносителю (воде или пару). Различают *радиационную* поверхность, которая получает тепло преимущественно излучением, и *конвективную* поверхность, которая получает тепло в основном конвекцией. Радиационными поверхностями являются экраны, размещенные на стенах топки. В зависимости от размещения в топке, различают фронтные, боковые, задние и потолочные экраны. Существуют также двусветные экраны, которые размещаются в топочном пространстве и обогреваются с двух сторон.

Пароперегреватель – устройство, предназначенное для повышения температуры пара выше температуры насыщения, соответствующей давлению в котле. По виду тепловосприятия пароперегреватели бывают радиационные, полурadiационные и конвективные. Радиационные пароперегреватели выполняют настенными, и обычно размещают в верхней части топки. Радиационный пароперегреватель барабанного парового котла обычно занимает потолок топки. Полурadiационные пароперегреватели выполняются в виде плоских ширм или лент, собранных из пароперегревательных труб, находящихся друг за другом в одной плоскости. Ширмовые пароперегреватели представляют собой систему из большого числа вертикальных труб, имеющих один гиб на 180° и образующих широкую плоскую ленту, которая имеет опускной и подъемный участки. Их размещают на выходе из топочной камеры на заметном удалении друг от друга. Конвективные пароперегреватели выполняют из гладких стальных труб в виде змеевиков. Конвективные пароперегреватели располагают в горизонтальном газоходе или в начале конвективной шахты.

Экономайзер – устройство, предназначенное для подогрева или частичного испарения питательной воды, перед ее поступлением в испарительную часть котла за счет использования тепла уходящих газов. В зависимости от степени подогрева воды экономайзеры делят на некипящие и кипящие. В кипящих экономайзерах до 20% воды может превращаться в пар. Экономайзеры выполняются из гладких или оребренных (мембранное или поперечное оребрение) труб. В зависимости от металла, из которого изготавливаются экономайзеры, их разделяют на чугунные и стальные. Чугунные экономайзеры состоят из ребристых чугунных труб и применяются при давлении в барабане котла до 2 МПа. Наиболее часто экономайзеры выполняют из стальных труб, согнутых в вертикальные змеевики и скомпонованных в пакеты. Экономайзеры размещают в конвективном газоходе.

Воздухоподогреватель – устройство, предназначенное для подогрева воздуха, поступающего в топку на горение за счет использования тепла уходящих газов. Воздухоподогреватели выполняются рекуперативными (трубчатыми) или регенеративными вращающимися. Трубчатые воздухоподогреватели выполняются из отдельных кубов (секций). Куб состоит из вертикальных тонкостенных труб, закрепленных в трубных досках. Газы движутся в трубках сверху вниз, воздух – в межтрубном пространстве. В регенеративном воздухоподогревателе тепло передается

металлической насадкой, которая периодически нагревается дымовыми газами, после чего переносится в поток воздуха и отдает ему аккумулированное тепло.

Каркас – металлическая конструкция из колонн, балок и связей, которые установлены на фундаменте и предназначены для соединения и крепления элементов котла.

Обмуровка – внешнее изоляционное защитное ограждение котла.

Паровой или водогрейный котел вместе с совокупностью оборудования, обеспечивающего его работу, называется *котельной установкой*. В состав котельной установки, кроме котла, входят тягодутьевые машины, устройства очистки поверхностей нагрева, оборудование топливоприготовления и топливоподачи, шлако- и золоудаления, золоулавливающие и другие газоочистительные устройства, воздухопроводы, трубопроводы воды, пара и топлива, арматура, гарнитура, автоматика, приборы и устройства контроля и защиты, водоподготовительное оборудование и дымовая труба.

1.3. Принцип работы и тепловая схема парового барабанного котла с естественной циркуляцией.

По характеру движения воды, пароводяной смеси и пара паровые котлы подразделяются на барабанные с естественной циркуляцией, барабанные с многократной принудительной циркуляцией и прямоточные (рис. 1.1). 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.

В общем случае технологический процесс получения пара в барабанном паровом котле осуществляется в следующей последовательности (рис. 1.2). Топливо при помощи горелочных устройств *I* 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 δ .

Дымовые газы, отдав часть своего тепла радиационным поверхностям нагрева, размещенным в топочной камере, поступают в конвективную поверхность нагрева, охлаждаются и дымососом удаляются через дымовую трубу в атмосферу.

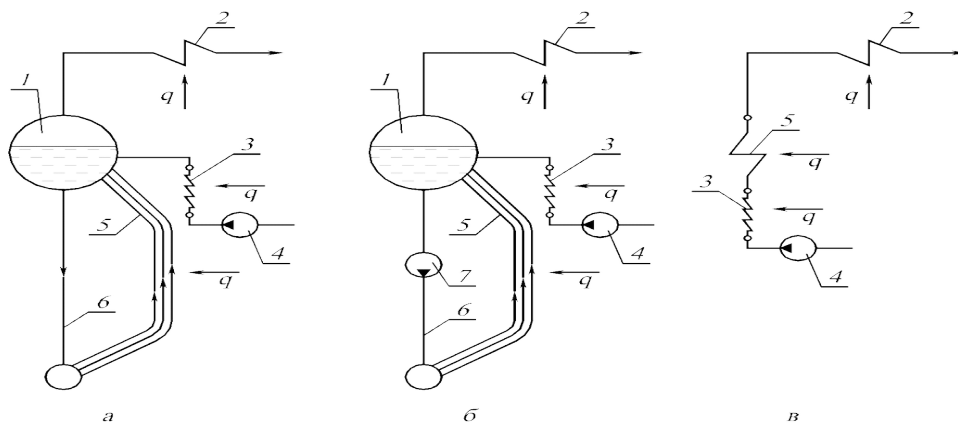


Рис. 1.1. Схемы движения воды, пароводяной смеси и пара в котлах:

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.

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 дымовых 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.

Регулирование температуры перегретого пара может осуществляться применением поверхностных пароохладителей, впрыскиванием воды в пар, пропуском 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 б, устанавливаемые обычно в рассечку между отдельными частями пароперегревателя.

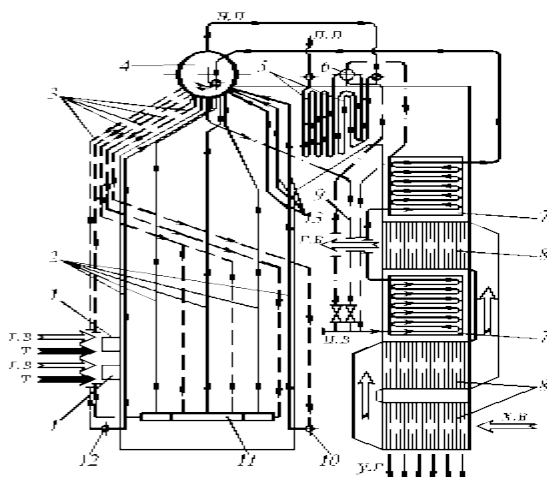


Рис. 1.2. Принципиальная схема парового котла:

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

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.

1.4. Составление и расчёт тепловой схемы котла.

При составлении и расчете тепловой схемы парового котла выявляются два аспекта: теплотехнический, связанный с распределением тепловосприятий нагреваемой среды по отдельным поверхностям нагрева при соответствующем изменении энтальпии газов, и конструктивный, учитывающий взаимное расположение поверхностей нагрева. На рис. 1.3 приведена тепловая диаграмма и тепловая схема барабанного котла высокого давления.

При составлении и расчете тепловой схемы парового котла необходимо иметь выходные параметры: паропроизводительность D , кг/с; давление p , МПа; температура перегретого пара $t_{\text{пн}}$ °С, а при наличии вторичного перегрева пара еще давление $p_{\text{вп}}$ и температура $t_{\text{вп}}$. Одновременно с установлением выходных параметров рабочей среды следует определить вид сжигаемого в котле топлива, ибо его технические характеристики необходимы для выбора некоторых температур тепловой схемы.

Оптимальная экономичность и надежность работы агрегата достигается за счет рационального выбора и поддержания при эксплуатации в определенных пределах температур соответствующих сред в ряде точек газового, водопарового и воздушного трактов. Для формирования тепловой схемы должны быть выбраны температуры уходящих газов $\theta_{\text{ух}}$, питательной воды $t_{\text{пв}}$, горячего воздуха $t_{\text{гв}}$ газов на выходе из топki $\theta''_{\text{т}}$. Выбор указанных температур с учетом рекомендаций по температурному режиму металла отдельных поверхностей нагрева (вторичный пароперегреватель, выходные пакеты первичного пароперегревателя, поверхности нагрева при СКД в зоне максимальной теплоемкости), устойчивости протекания гидродинамических процессов создает систему граничных условий или опорных точек, в которую вписываются отдельные поверхности нагрева, что предопределяет распределение приращения энтальпий рабочей среды между поверхностями нагрева и рациональное их размещение вдоль потока продуктов сгорания. При этом необходимо стремиться обеспечить высокие температурные напоры и противоток рабочего тела и продуктов сгорания, что не всегда возможно.

Прежде всего на основании технико-экономических расчетов с учетом стоимости сжигаемого топлива и поверхностей нагрева принимается оптимальная температура уходящих газов. В соответствии с нормами теплового расчета котлов для дешевых топлив с повышенной влажностью

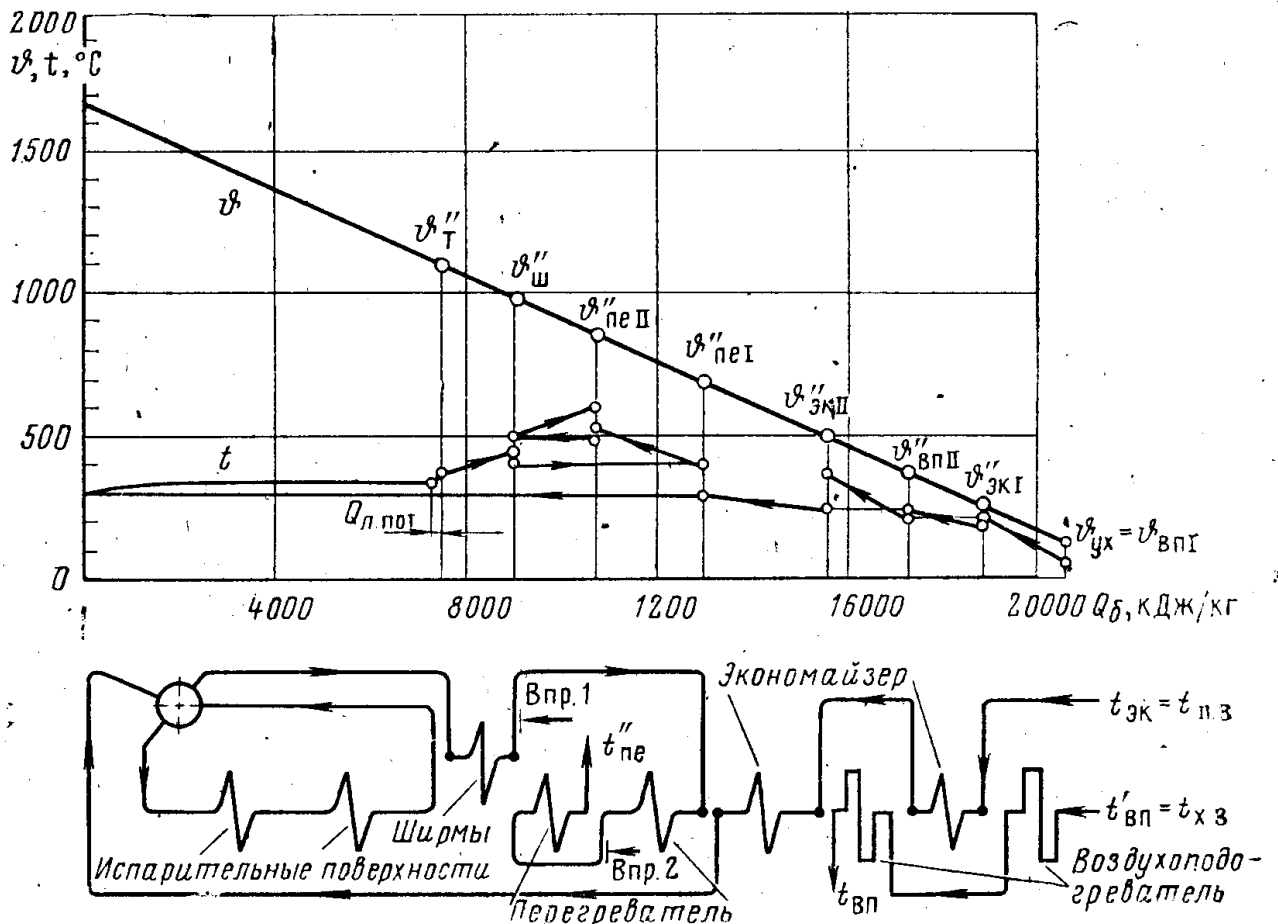


Рис. 1.3. Тепловая диаграмма и тепловая схема барабанного котла высокого давления.

$W'' = (2...3\%)*10^3$ кг/кДж, например, Канско-Ачинского месторождения с открытым способом добычи угля, для котлов высокого давления $\theta_{ух} = 150...170$ °С. Здесь в значительной степени лимитирует точка росы газов, когда на трубах воздухоподогревателя осаждается влага, способствующая коррозии металла, особенно для сернистых топлив. Для топлив с влажностью до $W'' = 0,5\%*10^3$ кг/кДж температура уходящих газов принимается более низкой 120...140 °С. Чем более дорогое топливо, тем ниже должна быть принята температура $\theta_{ух}$, но обычно не ниже 110 °С во избежание слишком громоздких хвостовых поверхностей нагрева котла.

Температура питательной воды $t_{пв}$ поступающей в экономайзер, устанавливается на основании технико-экономического расчета тепло-вой схемы турбинной установки. Чем выше параметры пара перед турбиной, тем выше оказывается $t_{пв}$. Так, для котлов высокого давления $t_{пв} = 230...240$ °С, а для котлов на СКД $t_{пв} = 260...275$ °С.

Температура горячего воздуха увязана с температурой питательной воды. Ориентировочно температуру горячего воздуха (за первой ступенью) можно оценить по выражению

где $\Delta t = 40...80$ оС, при этом меньшая цифра относится к сухим топливам.

Выбор температуры горячего воздуха производят по условиям сушки или сжигания топлива. При сжигании каменных и бурых углей $t_{гв} = 300...400$ °С (более высокая температура при Жидком шлакоудалении). При сушке бурых углей газами в замкнутой схеме пылеприготовления при твердом шлакоудалении рекомендуется принимать $t_{гв} =$

300...350 °С, а при разомкнутой схеме пылеприготовления независимо от вида топлива $t_{гв} \leq 350$ °С. При замкнутой схеме пылеприготовления и воздушной сушке бурых углей температура горячего воздуха принимается 350...400 °С. При сжигании мазута и газа $t_{гв} = 250...300$ °С.

При одноступенчатом подогреве воздуха конструкция воздухоподогревателя более компактна. Пределом его применения служит сближение температуры воздуха и газов, когда $\Delta t_{вп}^{ввых}$ сильно уменьшается почти до нуля. Для обеспечения компактности воздухоподогревателя разница температур на выходе $\Delta t_{вп}^{ввых} = \theta_{вп}' - t_{вп}''$ принимается не менее 30 °С. В этом случае наибольшая температура подогрева воздуха в одноступенчатом подогревателе будет около 270 °С (при $\theta_{yx} \approx 130$ °С). Температура холодного воздуха $t_{хв}$ обычно принимается равной 30 °С.

Температура газов на выходе из топочной камеры $\theta''_т$, перед ширмами зависит от сжигаемого топлива. Для нешлакующих топлив (газ, мазут) выбирается около 1250 °С исходя из оптимального соотношения долей радиационного и конвективного теплообмена в поверхностях нагрева котла. Температура газов на выходе из топки принимается ниже температуры начала деформации золы t_1 : для шлакующих (большинства твердых топлив) не выше 1200 °С, а для сильношлакующих бурых углей не выше 1100 °С.

Распределение теплоты на подогрев воды, испарение и перегрев пара зависит от параметров перегретого пара — давления и температуры. Для распределения теплоты газов по отдельным поверхностям нагрева рассчитывается тепловая схема котла.

$\varphi Q_{в.п}^Г = Q_{в.п}^В$ Расчет тепловой схемы котла начинается с воздухоподогревателя. По балансу теплоты определяется энтальпия газов на входе в поверхность нагрева $\Gamma'_{вп}$.

$Q_{вп}^Г$ — теплота, переданная газами; $Q_{вп}^В$ — тепло-та, воспринятая воздухом (обе величины в расчете на 1 кг топлива); φ — коэффициент сохранения теплоты; по $\theta''_т$, определяется энтальпия газов на выходе из топки $\Gamma''_т$. Затем рассчитывается лучистое тепловосприятие топки

$$\text{где } Q_t = Q_p^p * (100 - q_3 - q_4 - q_6)/(100 - q_4) + Q_b - Q_{в.вп} + r * I_{отб}.$$

Q_t учитывает все количество теплоты, воспринятое поверхностями топочной камеры, включая и лучистое тепловосприятие ширм и потолочного пароперегревателя, а также настенного, если последний имеется.

Дальнейший расчет тепловой схемы основывается на балансе тепло-ты $Q_6^Г$, кДж/кг, переданной газами; и $Q_6^{ср}$, воспринятой нагреваемой средой (перегретым паром и водой в экономайзере):

$$Q_6^Г = Q_6^{ср} \quad \left| \quad \text{где } Q_6^Г = \varphi * (\Gamma' - \Gamma'' + \Delta \alpha \Gamma_{прс}^0); \quad Q_6^{ср} = \Delta i D / V_p; \quad \Delta \alpha \Gamma_{прс}^0 \text{ — количество тепло-ты, вносимое присасываемым воздухом, кДж/кг.}$$

Пароперегреватель докритических параметров имеет ширмовые и конвективные поверхности нагрева, последние обычно разделены на две части по ходу пара: первая — противоточная, вторая — прямоточная (выходной пакет) с примерно одинаковым тепловосприятием (в выходном пакете $\Delta i_{пп}^{ввых} = 160...200$ кДж/кг).

Распределение теплоты между поверхностями нагрева обычно замыкают на экономайзере, для которого из баланса определяют энтальпию воды на выходе $i''_{эк}$ и проверяют ее допустимость по возможному парообразованию $x_{эк} \leq 15\%$, при этом

где i' — энтальпия воды при насыщении, кДж/кг; r — теплота испарения, кДж/кг.

Результаты расчетов оформляются графически, как показано на рис. 1.3. Масштабы для построения графика выбираются произвольно с учетом удобства расположения поверхностей нагрева.

После расчета схемы нормами теплового расчета котлов рекомендуется проверить невязку теплового баланса

где Q_p^p — располагаемая теплота сгорания топлива, обычно $Q_p^p = Q_p^n$, кроме сланцев; η_k — коэффициент полезного действия котла. Допустимая невязка баланса $(\Delta Q / Q_p^p) * 100 \leq 0,5\%$.

Прямоточный котел имеет сложную гидравлическую схему. Поэтому целесообразно для него показать изменение состояния среды по пароводяному тракту, как это сделано применительно к агрегату с вторичным перегревом пара энергоблока 500 МВт (рис. 1.4). Пароперегреватель вторичного пара полностью размещен в конвективной шахте. В гидравлической схеме предусмотрен паро-паровой теплообменник (ППТО), передающий теплоту радиационных поверхностей нагрева вторичному пару, имеющему только конвективный обогрев. Для упрощения тепловой схемы блока и для предохранения промежуточного пароперегревателя от пережога при растопке пакеты вторичного перегревателя размещаются в зоне умеренной температуры газов, не выше 800...840 °С при номинальной нагрузке агрегата.

Рис. 1. 4. Изменение состояния нагреваемой среды СКД по тракту прямоточного котла.

В прямоточных котлах типа Рамзина на высокое давление организуется переходная зона, обычно вынесенная в конвективную шахту, куда поступает пароводяная смесь с паросодержанием $x = 0,7...0,8$. В переходной зоне осуществляется не только доиспарение воды, но и некоторый перегрев пара на 80...160 кДж/кг. Переходную зону выносят в область пониженных тепловых потоков в связи с ухудшенным внутренним теплообменом. Вода, поступающая из экономайзера в НРЧ, недогревается до состояния закипания на 120...160 кДж/кг во избежание парообразования при переменных нагрузках.

В прямоточных котлах на СКД переходная зона необязательна. Некоторое своеобразие в распределении приращений энтальпии по отдельным поверхностям нагрева получается из-за отсутствия фиксированных точек. Однако наличие зоны максимальной теплоемкости (ЗМТ) с ухудшенным теплообменом требует размещения ее в области умеренных тепловых потоков, обычно в экранах СРЧ. Приращение энтальпии в экономайзере выбирается с учетом достаточности температурного напора на входном участке вторичного пароперегревателя. Перегрев первичного пара осуществляется в ВРЧ, ширмах и двух конвективных пакетах. Выходной пакет часто имеет приращение энтальпии около 100...125 кДж/кг.

Для мощных прямоточных котлов на СКД (к блокам 300 — 800 МВт) целесообразно принимать два независимо регулируемых потока рабочей среды. Это значительно упрощает регулирование перегрева и обеспечивает требования для более полного применения автоматизированной системы управления (АСУ).

2. ТЕПЛООБМЕН В ЭЛЕМЕНТАХ КОТЛА

2.1. Теплообмен в топочной камере.

Сложные физико-химические процессы, происходящие в топочных камерах, требуют создания методов расчета, достаточно полно отвечающих реальным условиям теплообмена с учетом аэродинамики и горения. В настоящее время методы расчета радиационного теплообмена в топочных камерах развиваются по различным направлениям: эмпирическому, аналитическому, а также основанному на приложении теории подобия к топочным процессам.

Эмпирический метод сводится к установлению связей между переменными величинами, полученными в результате экспериментальных исследований. Недостаток этого метода заключается в невозможности применения полученных зависимостей для других условий опыта, в трудности учета значительного числа факторов.

Аналитический метод заключается в решении систем уравнений, описывающих исследуемые процессы. Из-за большой сложности математического описания решение этих уравнений до недавнего времени было невозможно без существенного упрощения многих факторов. Однако в связи с внедрением современных математических методов и средств вычислительной техники появляется возможность осуществления поставленной задачи.

Сущность метода теории подобия базируется на анализе систем уравнений, описывающих процесс, на основании чего можно получить безразмерные критерии подобия. Конкретный вид зависимостей между критериями устанавливается в результате обработки экспериментальных данных. Этот метод является синтезом аналитического и эмпирического методов.

В настоящее время получили распространение метод ЦКТИ, основанный на применении теории подобия, и метод ВТИ-ЭНИИ, основанный на аналитических зависимостях. Помимо этих двух методов, включенных в нормативный метод расчета паровых котлов, разрабатываются расчеты топочных процессов, основанные на применении ЭВМ:

- метод позонного расчета топочных камер с учетом выгорания топлива (ЦКТИ-ТКЗ);
- зональный метод расчета, основанный на решении систем уравнений энергии для объемных и поверхностных зон в топочной камере (ВТИ);
- метод математического моделирования комплексных процессов горения, аэродинамики и тепломассообмена в топочных камерах (МЭИ, ВТИ).

Существуют поверочный и конструкторский методы расчета топок. Для первого считаются известными геометрические характеристики топочных камер и определяется температура продуктов сгорания на вы-ходе из топки. Для конструкторского метода расчета задается температура на выходе из топки и определяются ее геометрические характеристики.

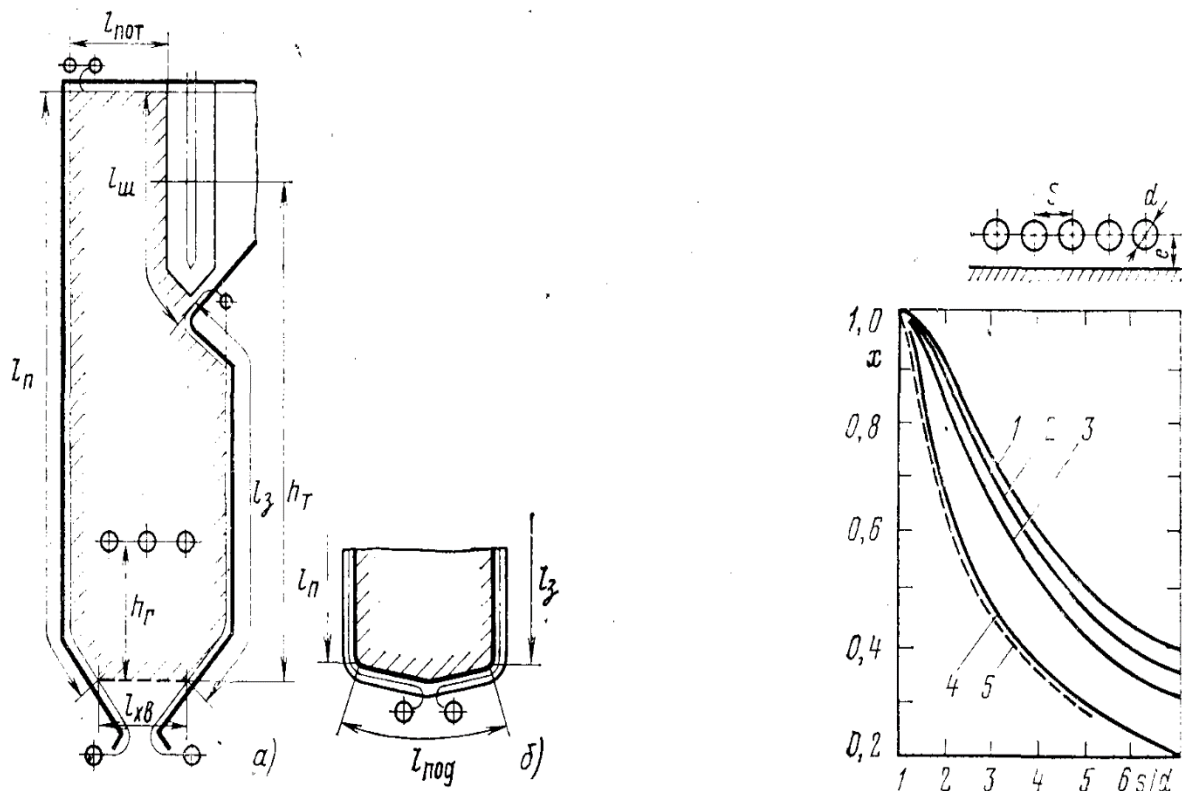


Рис. 2.1. Эскиз топочной камеры: Рис. 2.2. Угловые коэффициенты

а) — при гранулированном шлакоудалении; для однорядного гладкотрубного экрана:

б) — вариант пода топки для жидкого $l - c$ учетом излучения

шлакоудаления. обмуровки при $e = 14d$;

2 — то же при $e = 0,8d$;

3 — то же при $e = 0,5d$;

4 — то же при $e = 0$;

5 — без учета излучения обмуровки при $e \geq 0,5d$.

На рис. 2.1 показана схема открытой призматической топочной камеры с гранулированным шлакоудалением и холодной воронкой (рис. 2.1,а) и как вариант — с жидким шлакоудалением (рис. 2.1,б).

Полная поверхность стен топочной камеры $F_{ст}$ определяется как сумма поверхностей, ограничивающих весь объем топки, причем все поверхности, кроме боковой, определяются как

$$F_{ст_i} = l_i a,$$

где l_i — расчетная длина соответствующей стены, м; a — ширина топки, определяемая расстоянием между осями крайних экранных труб, м.

Объем топки определяется как

$$V_T = F_6 a_1$$

где F_6 — боковая поверхность стены топки, m^2 .

Помимо полной поверхности стен топки, вводится понятие лучевоспринимающей поверхности топки $H_{л} m^2$.

$$H_{л} = \sum F_{пл_i} x_i,$$

где $F_{пл_i}$ — площадь соответствующей стены, занятой экраном, m^2 ; x_i — угловой коэффициент экрана, определяющий долю падающего на экран потока энергии от всего потока излучаемой энергии.

Площадь, занятая экраном, $F_{пл_i}$ равна площади стены $F_{ст_i}$ за вычетом неэкранированной части стены $F_{нэ_i}$, (за счет разводки экранных труб для горелок, гляделок, лазов и т. д.):

Угловой коэффициент экранов x_i зависит от их конструктивных характеристик: относительных шагов труб экрана s/d , расстояния оси труб от обмуровки e , числа рядов труб и т. д.

На рис. 2.2 показана зависимость коэффициента x от s/d и e для однорядного гладкотрубного экрана. Для холодной воронки и первого ряда труб в ширме (фестоне) принимается $x = 1$, так как вся падающая теплота полностью поглощается.

Отношение лучевоспринимающей поверхности стен к их полной поверхности называется степенью экранирования χ :

Помимо степени экранирования, вводится понятие тепловой эффективности экрана и топки в целом.

Коэффициент тепловой эффективности экрана ψ , кроме углового коэффициента x , учитывает коэффициент загрязнения ζ , который определяет отношение тепловой эффективности загрязненного и чистого экранов

Средний коэффициент тепловой эффективности экранов для топки

$$\psi_{ср} = \frac{\sum \psi_i F_{ст_i}}{F_{ст}}$$

Одной из важнейших характеристик радиационного теплообмена в топочной камере является степень черноты топки a_T зависящая в свою очередь от степени черноты факела $a_{ф}$. Для камерных топков степень черноты определяется по формуле

$$a_T = \frac{a_{ф}}{a_{ф} + (1 - a_{ф}) \psi_{ср}}$$

Степень черноты факела $a_{ф}$ определяется видом топлива и условиями его сжигания и зависит от эмиссионных характеристик трехатомных газов CO_2 и H_2O и твердых частиц сажи, кокса и золы. В общем случае степень черноты факела определяется законом Бугера

$$a_{\phi} = 1 - e^{-kps},$$

где k — коэффициент ослабления лучей топочной средой, $1/(\text{МПа м})$; p — давление в топке, МПа. Для котлов, работающих без наддува, принимается $p = 0,1$ МПа; s — эффективная толщина излучающего слоя, м.

Для топочной камеры s вычисляется по формуле

$$s = 3,6 \frac{V_{\tau}}{F_{\text{ст}}},$$

При сжигании твердых топлив коэффициент ослабления лучей зависит от эмиссионных свойств и концентраций газовых, золовых и коксовых компонентов факела

$$k = k_{\text{г}} r_{\text{н}} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} + k_{\text{кокс}} x,$$

где $k_{\text{г}}$, $k_{\text{зл}}$, $k_{\text{кокс}}$ — соответственно коэффициенты ослабления лучей газа-ми, золой и коксовыми частицами, $1/(\text{МПа м})$; $r_{\text{н}}$ — суммарная объемная доля трехатомных газов; $\mu_{\text{зл}}$ и x — безразмерные концентрации золы и кокса в дымовых газах.

При сжигании газообразного и жидкого топлива коэффициент ослабления лучей определяется степенью черноты светящейся $a_{\text{св}}$ и несветящейся (газовой) $a_{\text{г}}$ частей факела. К первой относят суммарное излучение трехатомных газов и сажистых частиц, ко второй — только излучение газов.

Тогда

$$a_{\phi} = m a_{\text{св}} + (1 - m) a_{\text{г}},$$

где m — коэффициент усреднения. Количество теплоты, переданной излучением от топочной среды к поверхностям нагрева, $Q_{\text{л}}^{\tau}$, кДж/кг, может быть определено на основе закона Стефана — Больцмана

$$Q_{\text{л}}^{\tau} = \frac{\sigma_0 a_{\text{г}} N_{\text{л}}}{B_{\text{р}}} (T_{\phi}^4 - T_3^4),$$

где σ_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела ($\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-11}$ кВт*м²*К⁻⁴); $a_{\text{г}}$ — эффективная степень черноты топочной камеры; $N_{\text{л}}$ — лучевоспринимающая поверхность нагрева, м²; $B_{\text{р}}$ — расчетный расход топлива, кг/с; T_{ϕ} — эффективная температура топочной среды (факела), К; T_3 — температура наружного слоя загрязнений лучевоспринимающей поверхности, К.

Трудность расчета излучения в топке объясняется тем, что температура факела T_{ϕ} переменна по длине, ширине и высоте топочной камеры и зависит от ряда факторов: вида топлива и способа его сжигания, расположения горелок, степени экранирования и т. д. Величина T_{ϕ} меняется также с изменением расхода топлива и других режимных параметров. Имеется также связь между температурами T_{ϕ} и T_3 .

В связи с этим при разработке аналитических методов поверочного расчета предложены различные зависимости, связывающие эффективную температуру T_{ϕ} с максимальной адиабатической температурой сгорания топлива $T_{\text{а}}$ и температурой в конце топки $T_{\text{т}}$.

По методу ВТИ-ЭНИН величина T_ϕ определяется для камер сгорания двухкамерных топок по формуле

$$T_\phi = 0,925 \sqrt{T_a T_T''}, \text{ для камер охлаждения}$$

$$T_\phi = 1,05 T_T'', \text{ для однокамерных топок}$$

$$T_\phi = (1 + \Delta_T + \Delta_\phi + \Delta_\chi) T_T'', \text{ тона горелок и степень экранирования.}$$

Адиабатическая температура T_a определяется по полезному тепловыделению в топке, равному энтальпии продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха в топке.

$$Q_T = Q_p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{в} - Q_{в.вн} + r I_{отб}, \text{ Полезное тепловыделение в топке}$$

где Q_p — располагаемая теплота топлива, кДж/кг; q_3 , q_4 и q_6 — соответственно потери теплоты от химической, механической неполноты горения и с теплом шлаков, %; $Q_{в}$ — теплота, вносимая в топку воздухом, кДж/кг; $Q_{в.вн}$ — теплота, внесенная в топку воздухом при подогреве его вне агрегата, кДж/кг; $I_{отб}$ — теплота рециркулирующих газов в месте их отбора, кДж/кг; r — доля рециркуляции.

Количество теплоты, переданное излучением. $Q_{л}^T$ будет равно количеству теплоты, определяемому тепловым балансом топочной камеры:

$$Q_{л}^T = Q_{б}^T$$

$$Q_{б}^T = \varphi (Q_T - I_T'') = \varphi V c_{ср} (T_a - T_T''), \text{ из сохранения теплоты;}$$

$V c_{ср}$ — средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур ($T_a - T_T''$), кДж/(кг К).

Естественно, что разность абсолютных значений температур равна разности этих температур по стоградусной шкале ($T_a - T_T'' = (\theta_a - \theta_T'')$).

$$V c_{ср} = \frac{Q_T - I_T''}{\theta_a - \theta_T''}.$$

Средняя суммарная теплоемкость

Количество теплоты, переданной излучением, $Q_{л}^T$ будет также равно количеству теплоты, воспринятой конвекцией от внешней загрязненной поверхности экранных труб к рабочей среде, протекающей внутри труб (пару, воде). Следовательно, можно записать

$$Q_{л}^T = Q_{к}^T, \text{ причём}$$

где $\varepsilon = \delta_{эл}/\lambda_{эл}$ — сопротивление слоя золы, $H_{л}$ — термическое сопротивление, B_p — коэффициент теплоотдачи, $(T_з - T_{ср})$ — разность температур золы и рабочей среды, α_2 — коэффициент теплоотдачи от золы к рабочей среде.

$$Q_{к}^T = \frac{H_{л}}{B_p (\varepsilon + 1/\alpha_2)} (T_з - T_{ср}),$$

коэффициенту теплопроводности, $\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{кВт} \cdot \text{Т}^{-1}$; α_2 — коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к рабочей среде, $\text{кВт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}$; $T_{\text{ср}}$ — средняя температура пара (воды), К.

Расчет топочных камер по аналитическому методу ВТИ-ЭНИН со-стоит в совместном решении приведенных уравнений для $Q_{\text{л}}^{\text{T}}$, $Q_{\text{б}}^{\text{T}}$ и $Q_{\text{к}}^{\text{T}}$ для определения $T_{\text{з}}$ и T_{T}'' . Этот метод рекомендуется в качестве нормативного для расчета двухкамерных топок и в качестве дополнительного — для расчета однокамерных топок.

В качестве нормативного метода для расчета процесса излучения в однокамерных и полуоткрытых топках рекомендуется метод ЦКТИ, основанный на применении теории подобия. Определяющим является критерий Больцмана — Bo , пропорциональный отношению количеств теплоты, выделенной в топке и отданной за счет радиационного теплообмена:

$$Bo = \frac{\varphi B_p V c_{\text{ср}}}{\sigma_0 \psi_{\text{ср}} F_{\text{ст}} T_a^3}$$

На основании обработки экспериментальных данных получена критериальная зависимость безразмерной температуры на выходе из топки $\theta_{\text{T}}'' =$

T_{T}''/T_a :

где a_{T} — степень черноты топки; $M = A - B_{\text{x}}$, — параметр, учитывающий относительное положение максимальных температур (ядра факела) в топке в зависимости от топлива и способа сжигания; численные значения A и B определяются видом сжигаемого топлива.

$$\theta_{\text{T}}'' = \frac{1}{M(a_{\text{T}}/Bo)^{0,6} + 1}$$

Приведенные методы расчета теплообмена излучением в топочной камере дают возможность определить температуру на выходе из топки по аналитическим зависимостям или по критериальной зависимости. Однако при проектировании топочной камеры иногда определяют не только температуру на выходе из топки, но так -же и температуру газов в любой точке топочного пространства. Это необходимо в первую очередь для определения локальных тепловых нагрузок в топочной камере для выявления количеств теплоты, воспринимаемых различными панелями, радиационными перегревателями и т. д.

Задачу о распределении тепловых потоков по высоте топочной камеры решает позонный расчет топочной камеры.

Топка по высоте разбивается на ряд зон. Уравнения энергии записываются для каждой из зон. При этом учитывается, что изменение энтальпии в зоне равно разности между тепловыделением и радиационным теплообменом:

$$I''' - I' = (\beta''_{\text{сг}} - \beta'_{\text{сг}}) Q_{\text{ж}}^{\text{P}} - \frac{\sigma_0 a_{\text{T}}}{B_p} (F\psi)_{\text{эф}} T_{\text{эф}}^4, \quad \Gamma$$

де I'' и I' — соответственно энтальпии газов на выходе из зоны и входе в зону, $\text{кДж}/\text{кг}$; $\beta_{\text{сг}}''$ и $\beta_{\text{сг}}'$ — соответственно степень выгорания топлива в конце и начале зоны; $(F\psi)_{\text{эф}}$ — эффективное значение лучевоспринимающих поверхностей нагрева, м^2 ; $T_{\text{эф}}$ — эффективная температура газов в зоне, К.

Степень выгорания $\beta_{\text{сг}}$ по относительной высоте топки h/h_T зависит от вида топлива и в среднем равна:

h/h_T	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	1,00
$\beta_{\text{сг}}$	0,8—0,9	0,92	0,95	0,96	0,98	0,99

В качестве первой зоны принимают зону максимального тепловыделения, ее высота для топок с гранулированным шлакоудалением считается от верхней плоскости холодной воронки до сечения, расположенного на 1,5 м выше верхних образующих горелок. Высота остальных зон принимается около 4 м. Величина $(F\psi)_{\text{эф}}$ учитывает излучение факела на экраны, а также в вышерасположенную и нижерасположенную зоны.

Обычно до выполнения позонного расчета выполняют расчет топки в целом и определяют температуру газов в конце топки θ''_T . Затем, задаваясь значениями $\beta_{\text{сг}}$, на границах каждой зоны, выполняют позонный расчет. Если в результате позонного расчета температура на выходе из топки (последней зоны) будет отличаться от ранее полученной более чем на $\pm 30^\circ$, следует задаться другими степенями выгорания $\beta_{\text{сг}}$ и повторить расчет.

Существенным допущением данного метода является предварительное принятие степени выгорания топлива $\beta_{\text{сг}}$, в то время как она должна определяться кинетикой процесса горения, зависящей от многих факторов, в том числе от температуры газов.

Дальнейшим уточнением позонного расчета топок является метод ЦКТИ-ТКЗ, который позволяет более обоснованно учесть выгорание топлива на основе кинетики процесса горения. При этом приняты те же допущения, что и для позонного метода: одномерность характера движения топливовоздушной смеси в топке, равенство температур всех частиц топлива и газа.

Степень выгорания топлива по методу ЦКТИ-ТКЗ определяется в соответствии с формулой

где G — количество несгоревшего к данному времени кокса на 1 кг рабочей массы топлива, кг/кг; Q_K и Q_{H^P} — теплота сгорания кокса и рабочей массы топлива, кДж/кг.

$$\beta_{\text{сг}} = 1 - G \frac{Q_K}{Q_{H^P}}$$

$$G = \frac{100 - W^P}{100 - W^{\text{пл}}} \frac{K^P}{100} J_1$$

Величина G определяется по формуле

Здесь W^P и K^P — процентное содержание влаги и кокса на рабочую массу топлива; $W^{\text{пл}}$ — процентное содержание влаги на массу пыли; J_1 — относительная суммарная доля недожога частиц кокса различных размеров, находящихся в факеле.

Значение J_1 вычисляется как сумма недожога частиц различных фракций:

$$J_1 = \sum_{i=1}^{n_{\text{ф}}} (\delta_i / \delta_{0i})^3 \Phi_i$$

где δ_i и δ_{0i} — соответственно текущий и начальный диаметр частиц фракции i ; Φ_i и $n_{\text{ф}}$ — соответственно массовая доля фракции и число фракций в пыли.

Учтя, что фракция $\Phi = |\Delta R|$, можно записать

$$J_1 = \sum_{i=1}^{n_\Phi} \left(\frac{|\Delta R|}{\Delta \delta} \right)_{0i} \left(\frac{\delta_i}{\delta_{0i}} \right)^3 \Delta \delta_{0i},$$

или точнее, заменяя сумму интегралом:

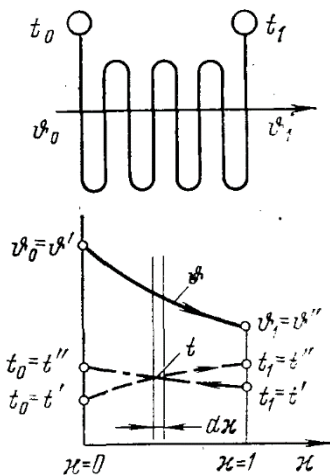
$$J_1 = \int_{(\delta_{0i})_\tau}^{\delta_{01}} \left(\frac{dR}{d\delta} \right)_{0i} \left(\frac{\delta_i}{\delta_{0i}} \right)^3 d\delta_{0i},$$

где $(\delta_{0i})_\tau$ — начальный размер частицы, полностью сгоревшей к моменту времени τ ; δ_{01} — начальный размер наиболее крупной частицы.

Производная $(dR/d\delta)_{0i}$ вычисляется на основе зерновой характеристики. С учетом связей между выгоранием частицы любой фракции и наиболее крупной частицы для кинетической и диффузионной областей горения можно вычислить значение интеграла J_1 .

Позонный расчет топки методом ЦКТИ-ТКЗ выполняется с применением ЭВМ.

2.2. Теплообмен в полурадационных и конвективных поверхностях нагрева.



Тепловой расчет поверхностей нагрева парового котла производится на основе применения аналитических методов и теории подобия к процессам теплообмена. При этом учитываются все сложности процессов: сочетание радиационной и конвективной теплоотдачи от газового потока, присутствие твердых примесей в дымовых газах, сложный характер омывания поверхностей, наличие наружных и внутренних загрязнений, особенности формы поверхностей нагрева — ребристых, плавниковых труб, волнистых набивок РВП и т. д.

2.3. Коэффициент теплопередачи.

При расчете передачи теплового потока от газов к рабочему телу через стенки поверхностей нагрева котлов необходимо учитывать возможность появления наружных и внутренних загрязнений: наружные возникают из-за осаждения золы или сажи при омывании труб потоком дымовых газов; внутренние могут быть обусловлены появлением накипи. Как внутренние, так и наружные загрязнения уменьшают количество передаваемой теплоты. Однако внутренние загрязнения, создавая термическое сопротивление оттоку теплоты к охлаждающей среде (воде, пару), могут вызвать

недопустимый рост температуры стенки трубы. Поэтому их величина должна быть минимальной.

Расчет теплоотдачи из-за небольшой толщины стенки металлических труб поверхностей нагрева ведут, как для многослойной плоской стенки. Коэффициент теплопередачи при этом от газов к рабочему телу будет выражаться следующей зависимостью:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, кВт/(м²*К); α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу, кВт/(м²*К); $\lambda_3, \lambda_M, \lambda_H$ — соответственно коэффициенты

теплопроводности слоя золы, металлической стенки трубы и слоя внутренних загрязнений (накипи), кВт/(м*К); $\delta_3, \delta_M, \delta_H$ — соответственно толщины слоя золы, металлической стенки трубы и слоя внутренних загрязнений, м.

Термическое сопротивление слоя золы δ_3/λ_3 называют коэффициентом загрязнения ε :

$$\varepsilon = \delta_3 / \lambda_3$$

Термическим сопротивлением металлической стенки трубы δ_M/λ_M обычно пренебрегают из-за большого значения λ_M . Однако в расчетах паро-паровых теплообменников, а также в расчетах температуры металлической стенки эту величину следует учитывать.

Термическое сопротивление слоя внутренних отложений (накипи) δ_H/λ_H в расчетах не учитывают, так как при нормальной эксплуатации толщина этого слоя должна быть весьма малой. Коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности, входящие в формулу коэффициента теплопередачи, зависят от большого числа факторов, в том числе от температур газов и рабочего тела.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \left(1 + \frac{Q_L}{Q_6}\right) \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right)}$$

Как упоминалось, при выводе уравнений теплообмена — коэффициент теплопередачи и все составляющие его коэффициенты подсчитываются по средним

значениям температур на входе и выходе из поверхности нагрева. Для заданных поверхностей нагрева коэффициент теплопередачи приобретает конкретное значение в зависимости от особенностей теплообмена. Так, например, для ширмовой поверхности нагрева вводится множитель Q_L/Q_6 , учитывающий теплоту, воспринятую из топки. Тогда коэффициент теплопередачи

где Q_6 — количество теплоты, отданной поверхности газами, кДж/кг; Q_L — количество теплоты, передаваемое ширмам излучением из топки, кДж/кг.

Величину Q_L учитывают при определении количества теплоты, воспринятой паром по балансу. Коэффициент загрязнения ε зависит от сорта сжигаемого топлива и несколько увеличивается с ростом температур газов.

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \alpha_1}$$

Для конвективных перегревателей, имеющих шахматное расположение труб, и при сжигании твердого топлива коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле

Коэффициент, загрязнения ε для поперечно оmyваемых шахматных пучков уменьшается с увеличением скорости газов и крупности золовых частиц в газах, так как это способствует процессу самоочистки поверхностей нагрева. Коэффициент загрязнения будет уменьшаться при меньших значениях диаметров труб и продольных шагов между ними, что препятствует удержанию слоя загрязнений на трубах и в промежутках между рядами труб.

В некоторых случаях из-за отсутствия данных о коэффициенте загрязнения ε вводят коэффициент эффективности ψ , представляющий собой отношение коэффициентов теплопередачи загрязненных и чистых труб.

$$k = \psi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$$

Коэффициент ψ учитывают при сжигании газа и мазута, а также в коридорных пучках при сжигании твердого топлива. В этом случае для перегревателей

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \alpha_1};$$

$$k = \psi \alpha_1.$$

Для экономайзеров, переходных зон, а также для перегревателей сверхкритического давления $\alpha_2 \gg \alpha_1$, поэтому для этих поверхностей нагрева предыдущие формулы принимают соответственно вид

$$k = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

Трубчатые воздухоподогреватели рассчитываются с помощью коэффициента использования ξ , учитывающего влияние загрязнений труб, неполноты оmyвания и перетоков воздуха:

Коэффициент эффективности ψ принимается в пределах 0,6...0,7, коэффициент использования ξ — в пределах 0,70...0,85.

$$\alpha_1 = \xi_1 (\alpha_k + \alpha_l).$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_1 определяют как сумму коэффициентов теплоотдачи за счет конвекции α_k и излучения α_l с учетом коэффициента использования ξ_1 , учитывающего не-равномерность оmyвания поверхности нагрева газами:

Коэффициент ξ_1 принимают равным 0,85 для ширмовых перегревателей при скорости газов $\omega_r \geq 4$ м/с; для конвективных поверхностей нагрева $\xi_1 = 1$.

$$Nu = A Re^m Pr^n,$$

Коэффициенты теплоотдачи конвекцией α_k могут быть найдены на основе теории подобия, устанавливающей связь между определяемым критерием Нуссельта и определяющими критериями Рейнольдса и Прандтля:

$$\alpha_k = 0,2 C_z C_s \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0,65} \text{Pr}^{0,33},$$

Для поперечно омываемых коридорных пучков и ширм расчетная формула для коэффициента теплоотдачи конвекцией имеет вид

где C_z и C_s — соответственно поправки на число рядов труб по ходу газов и геометрическую компоновку пучков; λ — коэффициент теплопроводности потока $\text{кВт}\cdot\text{м}^{-1}\cdot\text{К}^{-1}$. При $z_2 \geq 10$ $C_z = 1$. Для конвективных перегревателей $C_s \approx 1$, для ширмовых — при $s_1/d > 3$ $C_s \approx 0,6$.

$$\alpha_k = C_z' C_s' \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0,6} \text{Pr}^{0,33}.$$

Для поперечно омываемых шахматных пучков

При $z_2 \geq 10$ $C_z' = 1$. Величина C_s' примерно равна 0,35.

Для продольного омывания поверхностей нагрева газовым, водяным

$$\alpha_k = 0,023 C_t C_d C_l A \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4}, \quad \text{и паровым потоками}$$

где C_t , C_d , C_l , A — соответственно поправки на температуру потока, эквивалентный диаметр для кольцевых каналов, длину трубы или канала, тип набивки для РВП.

$$\alpha_{л} = q_{л} / (\theta - t_3).$$

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания определяют как количество теплоты, переданной от газов к стенке за счет радиационного теплообмена $q_{л}$ и отнесенной к разности средних температур газов θ и загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей t_3 .

Для запыленного потока количество теплоты, переданной радиацией, в соответствии с законом Стефана — Больцмана пропорционально разности четвертых степеней абсолютных температур газа и загрязненных стенок

$$q_{л} = \sigma_0 \frac{a_3 + 1}{2} a (T^4 - T_3^4) \quad \Gamma$$

де σ_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, $\text{кВт}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{К}^{-4}$; a_3 — степень черноты загрязненных стенок (обычно принимают $a_3 = 0,8$) a — степень черноты потока.

$$t_3 = t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{B_p}{H} (Q_k + Q_{л}),$$

Температура загрязненной стенки
зависит от суммарного —
конвективного и лучистого теплового
потока ($Q_k + Q_{л}$), коэффициента теплоотдачи от стенки к рабочему телу, протекающему в
трубах α_2 , коэффициента загрязнения ε , а также от средней температуры рабочего тела t :

Данная формула применяется для расчетов температуры t_3 , высоко-температурных поверхностей нагрева. Для экономайзеров и переходных зон при температурах газов $\theta > 400^\circ\text{C}$ разность между t_3 и t может приниматься примерно равной 60°C , при $\theta \leq 400^\circ\text{C}$ разность примерно равна 25°C .

Список использованной литературы:

1. Парогенераторы: Учебник для вузов / А. П. Ковалев, Н. С. Лелеев, Т. В. Виленский – М.: Энергоатом издат, 1985. – 376 с., ил.
2. Теплогенерирующие установки. Часть 1: учебное пособие / А. В. Губарев, Ю. В. Васильченко; Под общ. ред. Ю. В. Васильченко. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2008. – 162 с.
3. Котельные установки и их эксплуатация: учебник для нач. проф. Образования / Б. А. Соколов. – М.: Изд. Центр «Академия», 2007. – 432 с.
4. Паровые котлы / Е. А. Бойко. – Красноярск 2005.
5. Интернет-ресурс.