РАЗДЕЛ III. ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

ГЛАВА 18. ТОПЛИВО

§ 18.1. Общие сведения о котельных установках

Котельными установками называют устройства, предназначенные для получения водяного пара или нагревания воды. В зависимости от вида вырабатываемого рабочего тела котельные установки подразделяют на паровые и водогрейные. Паровая котельная установка служит для получения водяного пара заданных параметров, водогрейная — для нагревания воды до определенной температуры.

По назначению котельные установки делят на энергетические, производственные (промышленные,) отопительно-производственные. В энергетических котельных установках вырабатывается пар высокого ($p \geqslant 9$ МПа) и среднего ($p \geqslant 3{,}5$ МПа) давлений, который в основном используют для привода паровых турбин. Производственные котельные установки предназначены для получения водяного пара или горячей воды, которые используют для различных технологических нужд. В отопительных котельных установках вырабатывают водяной пар низкого давления или нагревают воду только для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения жилых и производственных зданий и сооружений.

Все крупные современные заводы и фабрики, в том числе и предприятия, изготовляющие строительные материалы и изделия, оборудуют, как правило, отопительно-производственными котельными установками для отопления, вентиляции, горячего водоснабжения, осуществления технологических процессов производства, В частности, в промышленности строительных материалов водяной пар необходим для тепловлажностной обработки бетонных, железобетонных, теплоизоляционных и других изделий в автоклавах и пропарочных камерах, для подогрева заполнителей бетона в пароувлажнительных установках и т. п. (см. гл. 20).

Котельная установка состоит из котельного агрегата и вспомогательного оборудования. Котельный агрегат является основным элементом котельной установки и включает комплекс элементов, предназначенных для сжигания топлива и передачи теплоты от продуктов сгорания к рабочему телу (воде и пару).

Котельный агрегат состоит из собственно котла (испарителя), пароперегревателя, водяного экономайзера, воздухоподогревателя, топочного устройства, газоходов и воздуховодов, каркаса, обмуровки, регулирующих устройств (арматуры), устройств для осмотра и очистки труб (гарнитуры).

В водогрейном котельном агрегате* испарительной части, пароперегревателя и экономайзера нет.

---

* В настоящее время широко используется термин «водогрейный котел», хотя более правильно применять термин «водогрейный котлоагрегат».

Вспомогательное оборудование предназначено для подготовки и подачи топлива и воды в котельный агрегат, удаления золы, шлака и дымовых газов и подачи воздуха для горения топлива (тягодутьевая установка), а также для контроля и автоматического регулирования режима работы агрегата. Источником тепловой энергии в котлоагрегате служит органическое топливо.

Рабочим телом котельных агрегатов является вода, иногда используются высококипящие органические жидкости: даутерм, дифенил, дифенилоксид и др. Применение высококипящих органических жидкостей обусловлено их теплофизическими свойствами, и в первую очередь высокой температурой кипения и конденсации при низких давлениях (по сравнению с водой). Это позволяет повысить КПД бинарного цикла, в котором водяной пар обеспечивает возможность использования нижнего температурного предела, а органические жидкости — верхнего.

Рабочий процесс в паровом котельном агрегате состоит из следующих основных стадий: 1) горение топлива; 2) теплопередача от горячих дымовых газов к воде или к пару; 3) парообразование (нагрев воды до кипения и ее испарение) и перегрев насыщенного пара.

В водогрейном котельном агрегате рабочий процесс включает лишь две первые стадии.

Принципиальная схема паровой котельной установки показана на рис. 18.1. Топливо подается в топку *17* через горелки *13*. Из топки горячие продукты сгорания направляются в газоход, где расположен пароперегреватель *4*, и далее поступают в конвективную шахту, в которой помещены экономайзер *5* и воздухоподогреватель *11*. Дымососом *7* дымовые газы отсасываются из котельного агрегата и через дымовую трубу *6* выбрасываются в атмосферу.

Воздух на горение подается вентилятором *10*. Предварительный подогрев воздуха (до топки) осуществляется в рекуперативном воздухоподогревателе *11* за счет теплоты дымовых газов.

Вода, прошедшая предварительно химическую и термическую обработку (она называется п и т а т е л ь н о й), питательным насосом *8* нагнетается через экономайзер *5*, где происходит ее подогрев, в барабан котла *18*. В барабане питательная вода смешивается с водой, находящейся в контуре котла (котловая вода). По опускным трубам *14* котловая вода поступает в нижние камеры (коллекторы *12*) и направляется в экранные испарительные трубы *15*, где за счет теплоты горения топлива подогревается до температуры кипения и превращается в пар. Образующийся пар вместе с кипящей водой (пароводяная смесь) направляется в бабрабан котла *18*, где происходит сепарация (отделение воды от пара).

Движение воды в опускных и экранных трубах происходит вследствие разности плотностей воды (в необогреваемых трубах *14*) и пароводяной смеси (в обогреваемых трубах *15*). Пар по пароотводящим трубам *2* направляется в пароперегреватель *4* и из коллектора *3* поступает к потребителю.

Для уменьшения потерь теплоты в окружающую среду, герметизации конструкций и создания безопасных условий работы и обслу-

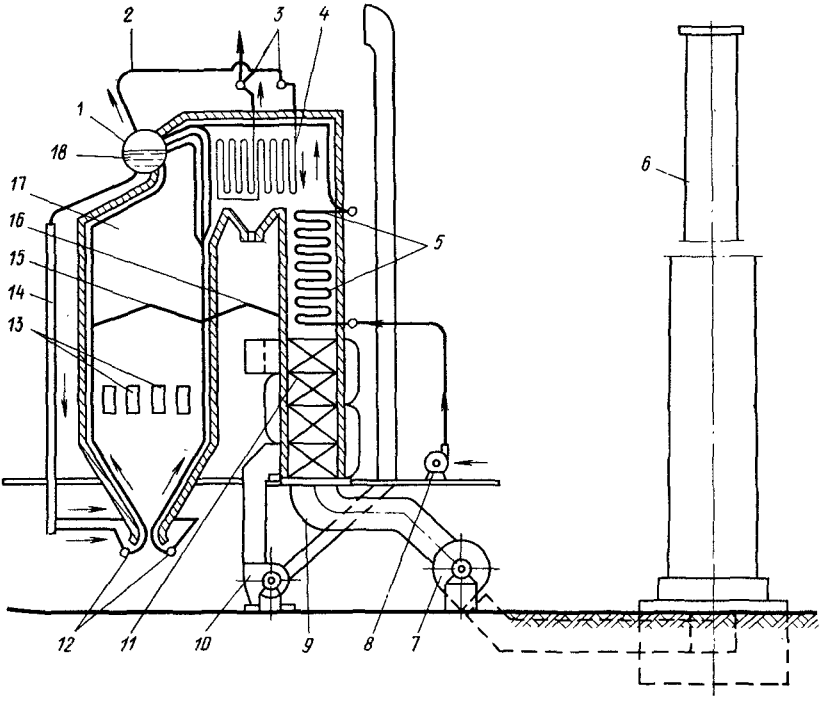


Рис. 18.1. Схема паровой котельной установки

1 — паровой котел; *2* — пароотводящие трубы; *3* — коллекторы пароперегревателя; *4* — пароперегреватель; *5* — экономайзер; *6* — дымовая труба; *7* — дымосос; *8* — питательный насос; *9* — канал для продуктов сгорания; *10* — вентилятор; *11* — воздухоподогреватель; *12* — коллекторы экранов; *13* — горелки; *14* — опускные трубы; *15* — экраны; *16* — обмуровка; *17* — топка; *18* — барабан

живания топку и газоходы котельного агрегата изолируют огнеупорными и теплоизоляционными материалами, которые называются обмуровкой.

На рис. 18.1 не показаны установки для химической очистки воды от содержащихся в ней солей и термической очистки от растворенных газов (CO_2, N_2, O_2), здание, в котором располагается котельная установка, и т. д.

При сжигании твердого топлива перед дымососом устанавливают золоотделители для очистки дымовых газов от золовой пыли, а перед горелками — систему приготовления топлива.

К числу общих требований, предъявляемых к котельным установкам, относятся надежность и долговечность работы при заданных параметрах, безопасность, легкость регулирования, низкая стоимость вырабатываемого пара (или теплоты).

В настоящее время при тепловой обработке строительных материалов и изделий основное количество расходуемой теплоты (более 90 %) получают от сжигания различных видов топлива непосредственно в топках печей, сушилок и других технологических установок, при этом

некоторые из них в отличие от топочных устройств котельных установок работают с переменной тепловой нагрузкой в различные периоды обжига строительных изделий.

§ 18.2. Общие сведения о топливе

Топливом называется горючее вещество, используемое в качестве источника получения теплоты в энергетических, промышленных и отопительных установках.

Целесообразность применения тех или иных горючих веществ в качестве топлива должна обосновываться технико-экономическими факторами, которые учитывают имеющиеся запасы, стоимость добычи и транспортировки к потребителю, тепловую ценность топлива (т. е. тепловыделение на единицу массы или объема), реакционную способность (активность соединения с окислителем), отсутствие вредных газов в продуктах сгорания, содержание негорючих примесей (золы, воды), доступность для широкого использования и т. д.

Основным источником получения электрической, механической и тепловой энергии является органическое топливо. В настоящее время около 70 % энергии, вырабатываемой и потребляемой на земном шаре, получают за счет химической энергии органического топлива и только 30 % — путем использования энергии воды, ветра и солнца, а также ядерной энергии.

Наряду с широким использованием органического топлива быстрыми темпами возрастают масштабы промышленного освоения нового источника энергии — ядерного горючего. Энергия распада ядер тяжелых элементов [U^{235}, Pu^{239}, U^{238}] в атомных реакторах используется для получения тепловой, электрической и механической энергии. Использование атомной энергии имеет большое будущее и широкие перспективы. Однако по ряду технических и экономических причин в настоящее время и в ближайшем будущем ведущее место в энергетическом балансе будет занимать органическое топливо.

По агрегатному состоянию органическое топливо подразделяется на твердое, жидкое и газообразное (табл. 18.1).

В зависимости от способа получения все виды топлива делятся на естественные (природные) и искусственные. Природным называется топливо, добываемое из недр земли; к нему относятся также торф и древесина. Искусственное топливо является продуктом термической переработки природных топлив. Искусственное твердое топливо получают путем механической переработки (размол, брикетирование).

Органическое топливо нельзя рассматривать только как источник энергии. Оно является также важным сырьем для химической промышленности. В результате термической переработки органического топлива получают большое количество ценных соединений (жидких и газообразных), являющихся базой для производства многих химических продуктов.

В промышленности строительных материалов используют природный газ, мазут и различные виды каменных углей.

ТАБЛИЦА 18.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ОРГАНИЧЕСКИХ ТОПЛИВ ПО АГРЕГАТНОМУ СОСТОЯНИЮ

Топливо	Агрегатное состояние		
	твердое	жидкое	газообразное
Природное	Дрова, торф, бурые и каменные угли, антрацит, горючие сланцы	Нефть	Природный газ
Искусственное	древесный уголь, полукокс, кокс, брикеты угольные и торфяные	мазут, керосин, бензин, соляровое масло, газойль, печное топливо	нефтяной газ, коксовый газ, генераторные газы, доменные газы, газ подземной газификации

Торф, бурые угли, горючие сланцы в неразмолотом состоянии применяют при обжиге кирпича в кольцевых печах. В пылевидном состоянии бурые угли, антрацит и горючие сланцы преимущественно используют во вращающихся печах на цементных заводах. Антрациты как короткопламенное топливо сжигают в шахтных печах пересыпным методом, при котором топливо сгорает непосредственно между слоями обжигаемого материала, например, при обжиге извести.

Природный газ и мазут применяют в топках паровых котлов, технологических печах химической, металлургической, металлообрабатывающей и пищевой промышленности, а также для бытовых целей. В промышленности строительных материалов в последние годы природный газ стали широко использовать для отопления заводских печей. Весьма удобно жидкое топливо, особенно для сжигания во вращающихся печах цементных заводов, благодаря высокой лучеиспускательной способности мазутного факела. По запасам ископаемых углей и торфа СССР занимает первое место в мире. Запасы торфа в СССР составляют более 50 % мировых.

Наиболее разработанными месторождениями ископаемых углей в СССР являются Кузнецкое, Донецкое, и Карагандинское. За последние 15 лет освоен ряд новых угольных месторождений: Экибастузское и Кушмурунское в Северном Казахстане, Канско-Ачинское, Назаровское и Ирша-Бородинское в Красноярском крае. Подготовлен к разработке Алдано-Чульмаканский угольный бассейн в Южной Якутии. Быстрыми темпами проводится освоение Тунгусского и Приленского угленосных бассейнов.

Торф и горючие сланцы — местные виды топлива. Доставка такого топлива на большие расстояния неэкономична, так как из-за высокой влажности торфа и большого количества минеральных примесей в сланцах количество горючих веществ у этих топлив мало. Тем не менее торф и горючие сланцы занимают видное место в энергетическом балансе областей, где расположены их месторождения. Основные залежи торфа находятся в Белоруссии, на Украине, в Латвийской и Ли-

товской ССР, Мордовской и Чувашской АССР и др. Главные месторождения горючих сланцев расположены в Эстонской ССР, Ленинградской области, Поволжье. В последние годы большие запасы сланцев открыты в Белоруссии.

До революции и в первые годы Советской власти добыча нефти велась в основном в районах Баку и Грозного. За последние 20 лет открыты и освоены новые месторождения нефти в Башкирии, Татарии, в Куйбышевской, Саратовской, Томской и Тюменской областях. Возрастающее значение в топливно-энергетическом балансе СССР приобретает природный газ. Это самое дешевое природное топливо и ценное химическое сырье. Запасы природного газа сосредоточены в районах Средней Азии, Поволжья, Урала, Западной Сибири.

За последние годы доля использования нефти и природного газа в топливном балансе СССР заметно возросла. Решениями XXVI съезда КПСС указанная тенденция в перестройке топливно-энергетического баланса страны сохранится на ближайшие годы. При этом дальнейшее развитие получат топливно-энергетические комплексы в восточных регионах страны, где сосредточены более 80 % всех топливно-энергетических ресурсов.

§ 18.3. Технические характеристики топлива

Элементарный состав твердого и жидкого топлив. Твердое и жидкое топлива представляют собой комплекс сложных органических и минеральных соединений и состоят из горючей и негорючей частей.

Молекулярная и химическая структура горючей части изучена не достаточно полно и до настоящего времени не поддается подробной расшифровке. Вследствие этого химический состав горючей части выявить (т. е. определить вид и формулу химических соединений) чрезвычайно сложно. Структура и химические соединения, входящие в негорючую часть, наоборот, исследованы достаточно подробно.

Органическое твердое и жидкое топлива характеризуются элементарным составом, который условно представляют как сумму всех химических элементов и соединений, входящих в топливо. При этом их содержание дается в процентах к массе 1 кг топлива. Элементарный состав не дает представления о молекулярной и химической структуре топлива. Для твердого и жидкого топлив элементарный состав можно записать в следующем виде:

$$C + H + S_л + O + N + A + W = 100\ \%. \qquad (18.1)$$

В горючую часть топлива входят углерод, водород и сера (летучая). Летучая сера $S_л$ — это сера, входящая в состав органических соединений и серного колчедана FeS_2, т. е.

$$S_л = S_{орг} + S_к, \qquad (18.2)$$

где $S_к$ принято называть колчеданной серой.

Следует отметить, что летучая сера, входящая в горючую часть топлива, является только частью общего содержания серы. Другую часть составляет сера, входящая в минеральные соли ($CaSO_4$, $MgSO_4$, $FeSO_4$

и др.). Сера, содержащаяся в минеральных солях, называется сульфатной $S_с$. Следовательно,

$$S_{общ} = S_л + S_с. \qquad (18.3)$$

В негорючую часть топлива входят азот N, кислород O, влага W, минеральные негорючие вещества, которые после сжигания топлива образуют золовый остаток A.

При изучении свойств твердого и жидкого топлив различают их рабочую, сухую, горючую и органическую массы. Составу каждой массы присваивается соответствующий индекс: рабочей — р, сухой — с, горючей — г и органической — о.

Топливо в том виде, в каком оно поступает к потребителю и подвергается сжиганию, называется р а б о ч и м, а масса и ее элементарный состав — соответственно рабочей массой и рабочим составом. Элементарный состав рабочей массы записывают следующим образом:

$$C^р + H^р + S^р_л + O^р + N^р + A^р + W^р = 100\ \%. \qquad (18.4)$$

Негорючие элементы топлива составляют его балласт, при этом кислород и азот принято называть в н у т р е н н и м б а л л а с т о м топлива, а золу и влагу — в н е ш н и м, поскольку их содержание в значительной степени зависит от таких внешних факторов, как способы добычи и хранения топлива.

В рабочий состав отдельных видов топлива некоторые элементы могут и не входить, например в дровах отсутствует летучая сера.

Сухая масса топлива в отличие от рабочей массы не содержит влаги и может быть представлена равенством

$$C^с + H^с + S^с_л + O^с + N^с + A^с = 100\ \%. \qquad (18.5)$$

Формулы пересчета с рабочей массы на сухую имеют вид:

$$C^с = C^р \frac{100}{100 - W^р}; \quad H^с = H^р \frac{100}{100 - W^р} \text{ и т.} \qquad (18.6)$$

Зольность топлива всегда проверяется только по сухой массе топлива.

Горючий состав топлива не содержит внешнего балласта, т. е. влаги и золы, и может быть записан так:

$$C^г + H^г + S^г_л + O^г + N^г = 100\ \%. \qquad (18.7)$$

Название «горючая масса» — условное, так как действительно горючими ее элементами являются только C, H и $S_л$. Состав горючей массы ископаемого топлива зависит от характера и условий происхождения топлива, а также от его геологического возраста (т. е. глубины происшедших необратимых превращений в органических веществах).

Содержание углерода в твердом топливе растет с его геологическим возрастом, а содержание водорода уменьшается. Так, например, содержание углерода в торфе составляет $C^г = 50 \div 60\ \%$, в буром угле $C^г = 60 \div 75\ \%$, в каменном угле $C^г = 75 \div 90\ \%$. С уменьшением гео-

логического возраста содержание растительных остатков в топливе увеличивается.

Пересчет с сухой и рабочей масс топлива на горючую производят по формуле

$$C^{г}=C^{с}\frac{100}{100-A^{с}}=C^{р}\frac{100}{100-A^{р}-W^{р}}. \qquad (18.8)$$

Аналогично

$$H^{г}=H^{с}\frac{100}{100-A^{с}}=H^{р}\frac{100}{100-A^{р}-W^{р}} \text{ и т. д.}$$

Органическая масса топлива в отличие от горючей содержит только органическую серу и не включает колчеданную. Состав этой массы может быть выражен равенством

$$C^{о}+H^{о}+S^{о}_{орг}+O^{о}+N^{о}=100\ \%, \qquad (18.9)$$

где

$$S^{о}_{орг}=S^{о}_{л}-S^{о}_{к};\quad C^{о}=C^{г}\frac{100}{100-S^{г}_{к}};$$

$$H^{о}=H^{г}\frac{100}{100-S^{г}_{к}} \text{ и т. д.}$$

Во всех теплотехнических расчетах состав топлива берется по его рабочей массе, являющейся наиболее полной характеристикой состояния топлива перед его сжиганием.

Влажность топлива. В зависимости от способа добычи, транспортировки, хранения и т. п. количество влаги $W^{р}$ может колебаться для одного и того же сорта топлива в больших пределах. Средняя влажность топлива в рабочем состоянии составляет, %: для торфа 50, сланцев 13—17, каменного угля 5—14 и антрацита 5—8. Бурые угли в зависимости от влажности делят на три группы: группу Б1 с $W^{р} > 40$ %, группу Б2 с содержанием влаги $W^{р} = 30 \div 40$ % и группу Б3 с влажностью $W^{р} < 30$ %. Общее содержание влаги в топливе включает внешнюю, или воздушную $W_{вн}$, и внутреннюю, или гигроскопическую $W_{гиг}$ влагу. Первый вид влаги определяют, просушивая топливо при комнатной температуре до постоянной массы, а второй вид — лабораторным путем, просушивая пробы топлива при 378 К. Гигроскопическая влажность топлива зависит от его структуры: чем больше пористость, тем больше $W_{гиг}$. Средняя гигроскопическая влажность топлива составляет, %: для торфа 10, древесины 7, бурых углей 6—10, каменных углей 1—5 и антрацита 2—3. Наличие влаги в топливе нежелательно не только потому, что из-за этого уменьшается доля горючих компонентов в единице массы топлива, но и потому, что она снижает тепловой эффект горения, отнимая часть теплоты на испарение.

Зола топлива. Присутствие в топливе золы нежелательно, так как вследствие ее наличия уменьшается количество теплоты, выделяющейся при сгорании, возникает эрозия металлических частей оборудования и ухудшается экономичность работы топочных устройств. Количество золы определяют по остатку от прокаливания сухого топлива в атмосферном воздухе при 1070 К. В состав золы входят преимущественно соли щелочных и щелочно-земельных металлов, окислы железа, алюминия, а также сульфатная сера. Наиболее сложный состав у сланцевой золы, в которую помимо упомянутых соединений входит большое количество карбонатных соединений: $CaCO_3$, $MgCO_3$, окись кремния, алюмосиликаты и т. д.

При нагревании сланцевой золы карбонатные соединения разлагаются с выделением свободной двуокиси углерода $CO_2^к$. Вследствие этого видимая масса золы получается меньше действительной ее массы в топливе. Зольность сланцев определяют по специальной методике.

Минеральные остатки, образующиеся после сгорания топлива, имеют вид либо сыпучей массы (зола), либо сплавленных кусков (шлак). При высоких температурах, развивающихся при горении топлива, зола размягчается, а затем плавится. Размягченные зола и шлак прилипают к стенкам обмуровки топки, уменьшают сечение газоходов, откладываются на поверхностях нагрева, увеличивая тем самым термическое сопротивление в процессе теплопередачи от газов к нагреваемой среде, забивают отверстия для прохода воздуха в колосниковой решетке, обволакивают частицы топлива, затрудняя их сжигание. Зола с температурой плавления ниже 1470 К считается легкоплавкой, выше 1720 К — тугоплавкой. Плавкость золы зависит от ее химического состава. Зола древесного топлива не шлакуется, а торф имеет легкошлакующуюся золу.

Различные виды топлива содержат золу в широко колеблющемся количестве. Например, средняя зольность сухой массы топлива A^c составляет, %: для древесины 1, торфа 10, кузнецкого угля 10—20, подмосковного бурого угля 30, сланцев 60. Бурые угли и сланцы относятся к многозольным видам топлива. Жидкое топливо (мазут) также включает небольшое количество (0,2—1%) минеральных примесей, попадающих в топливо с растворами различных солей из буровых вод и при коррозии труб, цистерн и нефтехранилищ.

Летучие вещества и кокс. Из твердого топлива, нагретого до температуры 870—1070 К без доступа окислителя, выделяются парогазообразные вещества, которые называются *летучими*. Летучие вещества представляют собой продукты распада сложных органических веществ, содержащихся в органической массе топлива. В состав летучих веществ входят молекулярный азот N_2, кислород O_2, водород H_2, окись углерода CO, углеводородные газы CH_4, C_2H_4 и т. д., а также водяные пары, образующиеся из влаги, содержащейся в топливе.

Химический состав летучих веществ зависит от условий процесса нагревания топлива. Сумма летучих веществ обозначается $V^г$ и относится только к горючей массе.

Содержание летучих веществ в ископаемом твердом топливе колеблется в широких пределах. Наиболее богаты по выходу летучих веществ сланцы (V^r = 90 %), торф (V^r = 75 %). Выход летучих веществ у бурых углей достигает 40—50 %, а у антрацитов — 4—6 %.

Твердый остаток, который получается после нагревания топлива (без доступа окислителя) и выхода летучих, называется к о к с о м. В состав кокса входят остаточный углерод и зола. В зависимости от условий нагревания (например, при низких температурах) в твердом остатке кроме золы может оказаться часть элементов (C, N, $S_л$, H), входящих в состав сложных органических соединений, для термического разложения которых требуется более высокая температура. В этом случае твердый остаток называется п о л у к о к с о м.

По своим механическим свойствам твердый остаток (кокс) может быть порошкообразным, слабоспекшимся и спекшимся. Свойство некоторых углей (коксующихся) давать спекшийся, механически прочный кокс используется для получения металлургического кокса, применяемого в доменном процессе.

В зависимости от выхода летучих веществ и характеристики кокса каменные угли разделяются на 10 марок: длиннопламенный Д, газовый Г, газовый жирный ГЖ, жирный Ж, коксовый жирный КЖ, коксовый К, коксовый второй $К_2$, отощенный спекающийся ОС, слабоспекающийся СС, тощий Т.

Каменные угли с выходом летучих V^r = 17÷37 % относятся к марке СС. При V^r = 25÷37 % эти угли относятся к первому классу (1СС), а угли с V^r =17÷25 % — ко второму (2СС).

В настоящее время ископаемые угли классифицируют также в зависимости от крупности кусков: крупный К (размер 50—100 мм), орех О (25—50 мм), мелкий М (13—25 мм), семечко С (6—13 мм), штыб Ш (<6 мм), рядовой Р (размер не ограничен, т. е. топливо не отсортировано).

П р и м е р р а с ш и ф р о в к и м а р к и и к л а с с а у г л е й: ДР — длиннопламенный рядовой; ПАР — полуантрацит рядовой; Б1Р — бурый уголь класса 1, рядовой и т. д. (табл. 18.2).

Жидкое топливо. Нефть является основным источником получения искусственных жидких топлив. В процессе сухой перегонки углей и горючих сланцев также получаются некоторые виды жидких топлив. В топках котельных агрегатов и технологических печей используется в основном мазут — остаточный продукт переработки нефти. В состав мазута входят углерод, водород, сера, кислород, азот. Основными характеристиками мазута являются вязкость и температура застывания. Применяется топочный мазут трех марок: М40, М100, М200. Марка мазута определяется предельной вязкостью при 353 К. По содержанию серы мазуты делятся на малосернистые (до 0,5 %), сернистые (до 2 %) и высокосернистые (3,5—4,3 %).

Газообразное топливо представляет собой смесь горючих и негорючих газов. Горючая часть газообразного топлива состоит из предельных (C_nH_{2n+2}) и непредельных (C_nH_{2n}) углеводородов, водорода, окиси углерода и сернистого водорода (H_2S). В состав негорючей части входят азот, углекислый газ и кислород. Количество водяных паров в

ТАБЛИЦА 18.2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТВЕРДОГО И ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Виды топлива и район месторождения	Марка	Классы	Горючая масса топлива, %					Выход летучих V^r, %	Сухая масса топлива, %		Рабочая масса топлива		Температура плавления золы, К
			C^r	H^r	N^r	O^r	$S^r_л$		A^c	$S^c_{общ}$	W^p, %	$Q^p_н$, кДж/кг	
Уголь:													
Кузнецкий (Кемеровская обл.)	Д	ДР, ДК, ДМ, ДСШ	78,5	5,6	2,3	13,2	0,4	42,7	9,5	0,4	10,5	25 000	1533
	Г	ГР, ГСШ	84,2	5,8	2,2	9	0,6	40	10	0,5	8,5	27 000	1523—1543
	Ж	ЖР	85,5	5,6	2,4	5,8	0,7	38	16,5	0,6	6	26 300	—
	1СС	1ССР, 1ССК	84,1	5,1	2,1	8,2	0,5	30,9	12,4	0,5	7,5	26 500	—
	2СС	2ССР, 2СССШ, 2ССМ	87,3	4,7	2,1	5,3	0,6	20,6	12	0,5	6	28 000	—
	ОС	ОСР	90,5	4,2	2	2,9	0,4	15	16,5	0,3	5,5	27 300	1713
	Т	ТР	89	4,4	2	3,8	0,8	13	19	0,6	7	25 600	1623
Доиецкий	Д	ДО, ДМ, ДР	75,5	5,5	1,6	13,2	4,2	43	18	3,5	13	21 500	1473
	Г	ГР, ГМ	81	5,4	1,5	7,8	4,3	40	19,5	3,5	7	24 600	—
	Т	ТР	89	4,2	1,5	2,2	3,1	12	17	2,6	4,5	27 100	1533
	ПА	ПАР	91	3,5	1,3	2,2	2	7,5	17	2,2	5	26 800	1563
	А	АШ + АШС	92,5	2	0,8	2,6	2,1	3,5	20,5	1,7	7,5	24 100	1473
Назаровское	Б2	Б2Р	70	4,8	0,8	23,6	0,8	48	12	0,7	39	13 000	1513
Интинское	Д	ДК, ДМ, ДР	75	5	2	14,1	3,9	39	28	3	11	18 500	1443
Воркутинское	Ж	—	84,2	5,3	1,8	7,6	1,1	32,2	19	0,8	5	25 800	1473—1523
Карагаидинский	$К_1$, $К_2$	КР, $К_2Р$	85,6	5,2	1,3	6,9	1	28	26	0,9	5,5	22 800	1723
Подмосковный	Б2	Б2К, Б20, Б2Р	67	5,2	1,3	20,4	6,1	47	34	4	33	10 800	1773
Кизеловский	Г*	$Г_6Р$, $Г_6К$, $Г_6М$, отсев	77	5,7	1,3	9,2	6,8	45	28	5	5	21 700	1773
Челябинский	Б3	Б3Р, Б3К, Б3О, Б3М	71,5	5,2	1,7	18,9	2,7	44	34	1,8	17	14 600	1493
Экибастузское	СС	ССР	80	5,3	1,5	11,6	1,6	31	39	1	8	17 100	—
Канско-Ачинский	Б2	Б2Р	70,0	4,8	0,8	23,6	0,8	48	12	0,7	39	13 060	1513
Торф фрезерный	—	—	56,5	6	2,5	34,7	—	70	12,5	0,3	48,5	8 480	1473
Горючие сланцы (эстонские)	—	—	74	9,5	0,3	11,3	—	90	48+ 16,5**	1,8	13	10 300	1703
Мазут:													
малосернистый	—	—	87,7	11,1	1	1	0,2	—	0,15	0,4	2	38 700	—
высокосернистый	—	—	84,9	10,6	1	1	3,5	—	0,15	2,7	2,2	38 300	—

* Индекс 6 обозначает минимальную толщину пластического слоя, мм.

** Первое слагаемое — зола, второе — углекислота карбонатов (минеральная).

ТАБЛИЦА 18.3. **ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГОРЮЧИХ ГАЗОВ**

Газ	Состав газа, % по объему											Теплота сгорания газа $Q_н^c$, кДж/м³
	H_2S	CO_2	C_mH_n	CO	H_2	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	N_2	
Природный:												
ставропольский	—	0,1	—	—	—	98,3	0,4	0,2	0,1	—	0,9	33 400
дашавский	—	0,1	—	—	—	98,3	0,3	0,12	0,15	—	1	35 700
саратовский	—	0,8	—	—	—	89,3	2,5	1,5	0,7	0,5	4,7	34 100
курдюмский	—	—	—	—	—	92,2	0,8	—	0,1	—	6,9	33 700
ухтинский	—	0,3	—	—	—	88	1,9	0,2	0,3	—	9,3	33 200
краснодарский	—	1,2	—	—	—	87	5,9	1,5	1	0,4	3	35 400
шебелинский	—	0,1	—	—	—	92,9	4,1	0,8	0,2	0,3	1,6	35 000
тюменский	—	0,4	—	—	—	95,1	1,1	0,3	0,1	—	3	35 300
Искусственный:												
доменный	0,3	10,2	—	28,3	2,7	0,3	—	—	—	—	58,5	4 100
коксовый	0,4	3,1	1,9	6,8	57,5	22,5	—	—	—	—	7,8	15 000

газе обозначается d и задается обычно в кг/м³. Составы природного и искусственного газообразных топлив различны. Природный газ чисто газовых месторождений характеризуется высоким содержанием углеводородов, в основном метана CH_4 (до 98 %). В состав природного газа в небольших количествах входят другие углеводороды: этан C_2H_6, пропан C_3H_8, бутан C_4H_{10}, этилен C_2H_4 и пропилен C_3H_6 (табл. 18.3). Содержание балласта O_2 и N_2, как правило, в природном газе невелико. В так называемом попутном газе, который добывают на нефтегазовых месторождениях, наблюдается несколько повышенное содержание высших углеводородов: этана, пропана, бутана, пентана, этилена. В искусственных газах содержание горючих составляющих (в основном водорода и окиси углерода) достигает 25—45 %. В балласте преобладают азот и углекислота (75—55 %).

Состав газообразного топлива задается в объемных долях, так как количественное содержание и химические формулы компонентов определяются достаточно точно с помощью химического или хроматографического анализов.

В общем виде состав газообразного топлива можно записать следующим образом:

$$\sum_{i=1}^{i=m} C_n H_{2n+2} + \sum_{i=1}^{i=m} C_n H_{2n} + H_2 + CO + H_2S + O_2 + N_2 + CO_2 = 100\ \%. \qquad (18.10)$$

Для влажного газа объемный состав, %, определяют по формуле

$$K^в = K^с \frac{0{,}805}{0{,}805 + d},$$

где $K^в$ — объемное содержание компонента влажного газа; $K^с$ — объемное содержание компонента в сухом газе; 0,805 — плотность водяного пара при нормальных условиях, кг/м³; d — влагосодержание газа, кг/м³.

Теплотехнические расчеты ведутся обычно для сухого состава топлива.

Многие физико-химические свойства и теплотехнические характеристики газового топлива и продуктов его сгорания можно установить по так называемому углеродному числу n. Сущность этого метода заключается в том, что реальная смесь углеводородов метанового ряда C_nH_{2n+2} заменяется одним условным углеводородом, свойства которого отождествляются со свойствами смеси. Число n показывает количество атомов углерода в этом условном углеводороде (для чистого метана $n = 1$). Оно может быть дробным и в общем случае больше единицы. Достоинства этого метода заключаются в том, что для расчетов состава газа не требуется полный анализ его органической части. Для этого необходимо знать только количество углеводородов метанового ряда (в процентах по объему). Число n находят по формуле

$$n = \frac{CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + \ldots + nC_nH_{2n}}{100 - (CO_2 + O_2 + N_2)}. \qquad (18.11)$$

Более подробно применение этого метода изложено в специальной литературе.

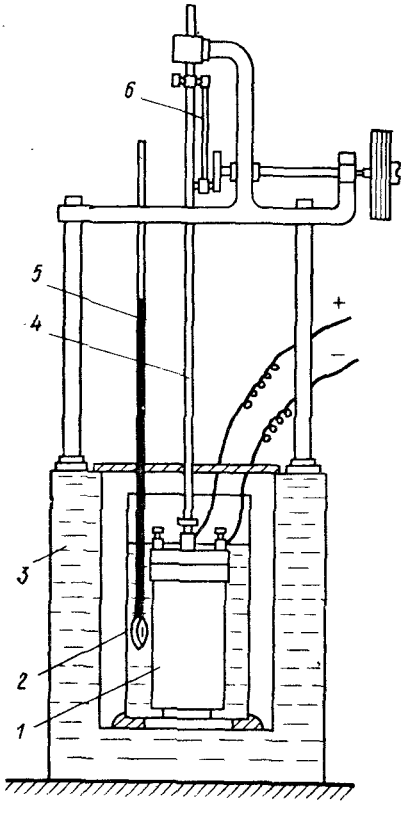


Рис. 18.2. Калориметрическая установка

1 — калориметрическая бомба; *2* — сосуд с водой; *3* — термостат; *4* — мешалка; *5* — термометр; *6* — приводной механизм мешалки

Теплота сгорания. Одной из основных характеристик любого вида топлива является теплота сгорания этого топлива, т. е. то количество теплоты, которое может быть получено при полном сгорании единицы массы или объема топлива. Полным сгоранием называется такое, при котором горючие компоненты топлива C, H и S полностью окисляются кислородом. Теплоту сгорания твердого и жидкого топлив относят к 1 кг, а газового — к 1 м^3 при нормальных условиях.

Различают теплоту сгорания топлива высшую $Q_в$ и низшую $Q_н$. Различие между ними состоит в том, что в высшую теплоту сгорания топлива входит количество теплоты, которое может быть выделено при конденсации водяных паров, находящихся в продуктах сгорания топлива, а в низшую теплоту сгорания это количество теплоты не входит.

Водяные пары в дымовых газах образуются за счет испарения влаги самого топлива, при сгорании водорода, находящегося в топливе, и влаги, входящей в состав воздуха, который используют в качестве окислителя горючих компонентов топлива.

Теплота конденсации 1 кг водяного пара при атмосферном давлении составляет примерно 2500 кДж/кг. Количество водяных паров в рабочем топливе равно $W^р/100$. При сгорании 1 кг водорода получается 9 кг водяных паров ($H_2 + 0{,}5O_2 = H_2O$). Следовательно, теплоту конденсации водяных паров определяют из формулы

$$2500\left(\frac{W^р}{100}+9\frac{H^р}{100}\right)=25W^р+225H^р, \qquad (18.12)$$

тогда

$$Q^р_н=Q^р_в-225H^р-25W^р=Q^р_в-25\,(9H^р+W^р). \qquad (18.13)$$

В лабораторных условиях теплоту сгорания твердого и тяжелого жидкого топлива (мазута) определяют с помощью калориметрической бомбы. Схема калориметра показана на рис. 18.2. Калориметрическая бомба представляет собой стальной герметичный сосуд *1*, заполненный

кислородом под давлением 3 МПа. В сосуде сжигают навеску топлива в 1 г, отобранную из лабораторной пробы. Бомбу помещают в сосуд с водой *2* и по приращению температуры воды вследствие выделенной теплоты при сжигании навески топлива определяют теплоту его сгорания.

Теплоту сгорания газообразного и легкого жидкого топлива (бензин, керосин и т. д.) определяют в калориметре Юнкерса, который представляет собой миниатюрный водогрейный котел, в топочном объеме которого сжигается топливо. Расход газа определяют по показанию счетчика, а расход жидкого топлива — весовым способом. Расход воды находят взвешиванием на весах или по измерительному сосуду. Зная разность температур воды при входе в калориметр и выходе из него, легко определяют теплоту, переданную воде. Затем по известному расходу газа или жидкого топлива подсчитывают теплоту его сгорания.

При известном элементарном составе твердого и жидкого топлив теплоту их сгорания, кДж/кг, можно приближенно определить по эмпирическим формулам, из которых наиболее распространена предложенная Д. И. Менделеевым:

$$Q_в^р = 340C^р + 1260H^р - 109\left(O^р - S_л^р\right); \qquad (18.14)$$

$$Q_н^р = 340C^р + 1035H^р - 109\left(O^р - S_л^р\right) - 25W^р. \qquad (18.15)$$

Теплоту сгорания сухого газа определяют по объемному составу, %, и известной теплоте сгорания компонентов.

Низшая теплота сгорания, кДж/м³, составит

$$Q_н^с = 358CH_4 + 640C_2H_6 + 915C_3H_8 + 1190C_4H_{10} + 1465C_5H_{12} + \\ + 126{,}5CO + 107{,}5H_2 + 234H_2S; \qquad (18.16)$$

высшая —

$$Q_в^с = 398CH_4 + 700C_2H_6 + 995C_3H_8 + 1285C_4H_{10} + 1575C_5H_{12} + \\ + 126{,}5CO + 127{,}5H_2 + 257H_2S. \qquad (18.17)$$

Величины $Q_н^с$ и $Q_в^с$ определяют по составу сухого газа.

Если в состав газа входят неизвестные углеводородные компоненты (при условии, что содержание метана известно), то сумму углеводородов условно принимают как содержание этана C_2H_4 и теплоту сгорания рассчитывают по формулам, аналогичным уравнениям (18.16) и (18.17).

Теплоту сгорания природного газа можно также определять по углеродному числу n с помощью следующих линейных зависимостей, предложенных Г. Ф. Кнорре:

$$\left.\begin{aligned} Q_в^с &= 29\,307{,}6n + 10\,048{,}32; \\ Q_н^с &= 27\,423{,}54n + 8373{,}6. \end{aligned}\right\} \qquad (18.18)$$

Теплота сгорания $Q_н^с$ природного газа находится в пределах 33 000—36 000 кДж/м³, искусственных горючих газов — 3700—21 000 кДж/м³.

Для сравнения различных видов топлива по их тепловому эффекту и облегчения государственного планирования топливных ресурсов страны введено понятие об условном топливе, теплота сгорания которого принята равной 29 300 кДж/кг*.

Отношение $Q_н^р$ данного топлива к Q условного топлива называется топливным эквивалентом, обозначаемым буквой $Э$. Тогда для пересчета расхода натурального топлива $B_н$ в условное $B_{у.т}$ достаточно величину $B_н$ умножить на эквивалент $Э$, т. е.

$$B_{у.т} = B_н Э = B_н Q_н^р / Q_{у.т}.$$

§ 18.4. Физические представления о горении топлива

Горение топлива — это быстро протекающий физико-химический процесс взаимодействия горючей его части с окислителем, сопровождающийся выделением теплоты и света.

В результате полного горения получаются газообразные негорючие продукты окисления (CO_2, H_2O и др.) и твердый негорючий остаток (зола или шлак). При неполном горении газообразные продукты и твердый остаток содержат некоторое количество горючих веществ (CO, H_2, C и др.), и при этом выделяется меньше теплоты, чем при полном горении. Процессы горения можно разделить на две группы:

1) горение газообразных горючих — гомогенное горение (характеризуется системой «газ + газ»);

2) горение твердых и жидких горючих — гетерогенное горение (характеризуется системой «твердое тело + газ» или «жидкость + газ»). Горение — это прежде всего химический процесс, так как в результате его протекания происходят качественные изменения состава реагирующих масс. Изучение химических процессов при горении относится в основном к области химической термодинамики [см. гл. 12]. При этом исследуют статику и кинетику процесса. В основе изучения химизма процесса горения лежат фундаментальные законы: сохранения массы (Ломоносов—Лавуазье), простых кратных отношений (Дальтон) и учение о химическом равновесии (закон действующих масс). Эти законы дают ответ на вопросы о соотношении вступающих в реакцию соединений и составе получающихся продуктов реакции, о направлении и глубине протекания реакций и т.д. Горение как химический процесс, происходящий при весьма высоких температурах, может протекать с высокими скоростями. Однако, обладая высокими потенциальными возможностями по быстроте протекания, процесс горения в действительности имеет ограниченную скорость. Это происходит потому, что химические реакции веществ сопровождаются различными физическими явлениями: переносом теплоты, диффузионным переносом реагирующих масс и др. Эти физические процессы развиваются

* Точнее, Q условного топлива составляет 29 307,6 кДж/кг. Всесоюзный теплотехнический институт рекомендует за условное топливо принять такое, теплота сгорания которого равна 30 000 кДж/кг.

по присущим им закономерностям, имеют свои скорости, которые в ряде случаев являются определяющими. Иными словами, это обстоятельство можно пояснить следующим образом. Если скорость химической реакции велика по сравнению со скоростью переноса теплоты или скоростью диффузии масс, то результирующая скорость процесса будет определяться именно скоростью переноса теплоты или скоростью диффузии окислителя как наиболее медленных процессов. Таким образом, химический процесс, составляющий основу горения, оказывается подчиненным закономерностям протекания физических процессов и ими регулируется.

В общем случае время горения топлива складывается из времени протекания физических $\tau_{физ}$ и химических $\tau_{хим}$ процессов, т. е.

$$\tau_{гор} = \tau_{физ} + \tau_{хим}. \qquad (18.19)$$

Время протекания физических процессов $\tau_{физ}$ в свою очередь состоит из времени, необходимого для смешивания топлива с окислителем $\tau_{см}$, и времени, в течение которого топливо — воздушная смесь — подогревается до температуры воспламенения $\tau_{н}$, т. е.

$$\tau_{физ} = \tau_{см} + \tau_{н}. \qquad (18.20)$$

Время горения $\tau_{гор}$ будет определяться в основном скоростью наиболее медленного процесса.

Горение газообразного топлива. Процесс горения газообразного топлива гомогенный, т. е. и топливо, и окислитель находятся в одном агрегатном состоянии и граница раздела фаз отсутствует. Для того чтобы началось горение, газ должен соприкасаться с окислителем. При наличии окислителя для начала горения необходимо создать определенные условия. Окисление горючих составляющих возможно и при относительно низких температурах. В этих условиях скорости химических реакций имеют незначительную величину. С повышением температуры скорость реакций возрастает. При достижении некоторой температуры газовоздушная смесь воспламеняется, скорости реакций резко возрастают и количество теплоты становится достаточным для самопроизвольного поддержания горения. Минимальная температура, при которой происходит воспламенение смеси, называется температурой воспламенения. Значение этой температуры для различных газов неодинаково и зависит от теплофизических свойств горючих газов, содержания горючего в смеси, условий зажигания, условий отвода теплоты в каждом конкретном устройстве и т. д. Например, температура воспламенения водорода находится в пределах 820—870 К, а окиси углерода и метана — соответственно 870—930 и 1020—1070 К.

Горючий газ в смеси с окислителем сгорает в факеле. Факел — некоторый определенный объем движущихся газов, в котором протекают процессы горения. В соответствии с общими положениями теории горения различают два принципиально различных метода сжигания газа в факеле — кинетический и диффузионный. Для кинетического сжигания характерно предварительное (до начала горения) смешивание газа с окислителем. Газ и окислитель подаются сначала в сме-

шивающее устройство горелки. Горение смеси осуществляется вне пределов смесителя. В этом случае скорость процесса будет лимитироваться скоростью химических реакций горения и $\tau_{гор} \approx \tau_{хим}$.

Диффузионное горение происходит в процессе смешивания горючего газа с воздухом. Газ поступает в рабочий объем отдельно от воздуха. Скорость процесса в данном случае будет ограничена скоростью смешивания газа с воздухом и $\tau_{гор} \approx \tau_{физ}$.

Разновидностью диффузионного горения является смешанное (диффузионно-кинетическое) горение. Газ предварительно смешивается с некоторым (недостаточным для полного горения) количеством воздуха. Этот воздух называется первичным. Образовавшаяся смесь подается в рабочий объем. Туда же отдельно от нее поступает остальная часть воздуха (вторичный воздух).

В топках котельных агрегатов чаще используются кинетический и смешанный принципы сжигания топлива. Диффузионный способ чаще всего используется в технологических промышленных печах.

Структура и длина факела при прочих равных условиях зависят от режима потока. Различают ламинарный и турбулентный газовые факелы. Ламинарный факел образуется при небольших скоростях истечения смеси ($Re < 2300$). Ламинарный режим сохраняется только на некотором расстоянии от среза горелки. Затем вследствие процессов массообмена с окружающей средой происходит турбулизация факела. При $Re > 3000$ факел становится турбулентным уже около среза горелочного устройства.

Горение газа происходит в узкой зоне, называемой фронтом горения. Газ, предварительно перемешанный с окислителем, сгорает во фронте горения, который называется кинетическим. Этот фронт представляет собой поверхность раздела между свежей газовоздушной смесью и продуктами сгорания. Площадь поверхности кинетического фронта горения определяется скоростью химических реакций.

В случае диффузионного сжигания газа образуется диффузионный фронт горения, который является поверхностью раздела между продуктами сгорания и смесью газа с продуктами сгорания, диффундирующими навстречу потоку газа. Площадь поверхности этого фронта определяется скоростью смешивания газа с окислителем.

Диффузионно-кинетическое сжигание газа характеризуется наличием двух фронтов. При кинетическом сжигании расходуется окислитель, подаваемый в смеси с газом; при диффузионном догорает та часть газа, которая не сгорела при кинетическом сжигании из-за недостатка окислителя.

На рис. 18.3 показаны структура горящих факелов при различных способах сжигания и схема фронта горения.

Набегающая свежая газовоздушная смесь нагревается за счет передачи теплоты путем теплопроводности и излучения от фронта горения. Подогретая до температуры воспламенения смесь сгорает во фронте горения, а продукты сгорания покидают эту зону и частично диффундируют в набегающую смесь. Положение фронта горения над срезом горелки зависит от физической природы горючего газа, концентрации его в смеси, скорости потока и других факторов. Фронт го-

рения может перемещаться в направлении, нормальном к своей поверхности, до установления равенства между количествами сгоревшей и поступившей смеси, отнесенными к единице поверхности фронта. При этом выполняется и тепловое равновесие: поток теплоты от фронта горения уравновешивается встречным потоком переносимого холодного исходного газа.

Важнейшей характеристикой горения газообразного топлива является скорость нормального распространения пламени $u_н$ — скорость, с которой перемещается фронт горения по нормали к своей поверхности в направлении набегающей газовоздушной смеси. При равенстве $u_н$ и проекции вектора скорости потока $w_н$ на нормаль к поверхности фронта $w_н$ этот фронт будет неподвижным по отношению к срезу горелки. Основными факторами, от которых зависит скорость нормального распространения пламени, являются реакционная способность газа, его концентрация в смеси, температура предварительного подогрева смеси.

На рис. 18.4 приведены зависимости $u_н$ от концентрации газа в смеси и температуры ее подогрева для некоторых газов. Реакционная способность газа определяется величиной энергии активации (см. § 12.6). Очевидно, что газы, обладающие небольшой энергией активации, реагируют с окислителем с большей скоростью, и для этих газов характерны высокие скорости распространения пламени (водород, ацетилен). Количество теплоты, выделяемой при горении, и температура во фронте горения зависят от концентрации газа и смеси. Начальный подогрев смеси увеличивает температуру во фронте. Следовательно, скорость распространения пламени зависит от концентрации газа и температуры подогрева исходной газовоздушной смеси. Величина $u_н$ является важной характеристикой при выборе и расчете горелочных устройств. Если скорость истечения смеси будет значительно превосходить скорость распространения пламени, то может произойти отрыв факела. Если скорости истечения значительно меньше скоростей распространения пламени, то наблюдается втягивание (проскок) пламени в горелку.

Другая важная особенность горения газовоздушных смесей — наличие концентрационных пределов. Различают нижний (НПВ) и верхний (ВПВ) концентрационные пределы воспламенения. Горение газа прекращается, если его концентрация в смеси будет меньше, чем концентрация на НПВ, или больше, чем на ВПВ. Это связано с тем, что при малых концентрациях газа теплоты становится явно недостаточно для поддержания реакции. При больших концентрациях газа ощущается нехватка окислителя, что приводит также к уменьшению количества теплоты и спаду температуры во фронте горения ниже температуры воспламенения.

Горение твердого топлива. Процесс горения твердого топлива состоит из ряда последовательных стадий (иногда накладывающихся частично одна на другую): 1) подсушка топлива и нагревание до температуры начала выхода летучих веществ; 2) воспламенение летучих веществ и их выгорание; 3) нагревание кокса до воспламенения; 4) выгорание горючих веществ из кокса.

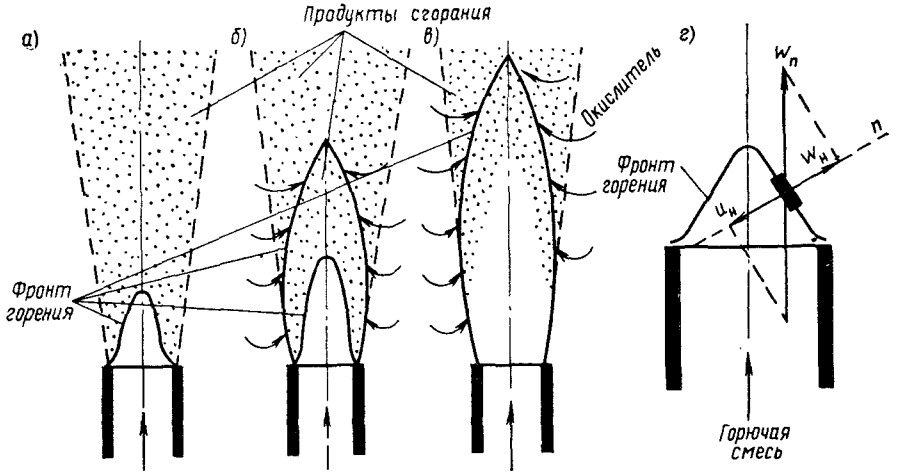


Рис. 18.3. Структура фронта горения факелов кинетического (*а*), смешанного (*б*) и диффузионного (*в*), а также схема фронта горения (*г*)

$w_п$ — скорость потока; $u_н$ — скорость нормального распространения пламени; $w_н$ — проекция $w_п$ на нормаль *n*

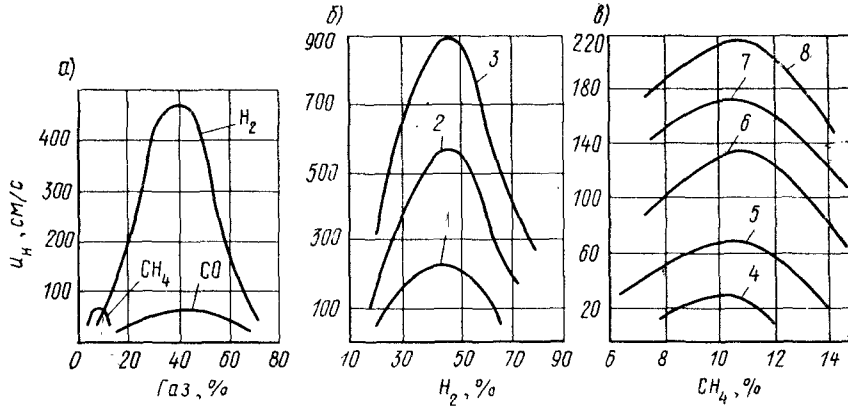


Рис. 18.4. Зависимость скорости нормального распространения пламени $u_н$ от концентрации газа в смеси (*а*), а также от температуры подогрева смеси для водорода (*б*) и метана (*в*)

1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 и *8* — при температуре, соответственно равной 293, 463, 583, 293, 473, 623, 743 и 793 К

Для большинства ископаемых топлив горение углерода коксового остатка — наиболее длительный процесс. Однако он сопровождается горением летучих веществ, которые выделяются в результате термического разложения органической массы топлива при его нагревании. Выход летучих веществ у различных топлив начинается при различных температурах: например, у торфа при 550—660 К, у бурых углей при 690—710 К, у тощих углей и антрацита при 1050—1070 К.

Следует отметить, что на процесс горения летучие вещества оказывают двоякое влияние. С одной стороны, от горящего факела летучих быстрее прогревается кокс, а с другой — летучие, образуя вокруг топливной частицы горящую оболочку, перехватывают весь кислород, и вследствие этого горение кокса сильно затормаживается или вообще не наблюдается до их выгорания. По мере уменьшения выхода летучих количество кислорода, достигающего поверхности топливной частицы, увеличивается и кокс начинает выгорать быстрее.

При горении топлив с низким выходом летучих (тощие угли, полуантрациты, антрациты) выход летучих заканчивается очень быстро и время горения топливной частицы определяется в основном временем горения кокса. Для топлив, богатых летучими (торф, сланцы), время выхода и горения летучих становится соизмеримым со временем горения коксового остатка.

Скорость горения топливной частицы определяется количеством веществ, сгорающих на единице площади ее поверхности в единицу времени, обозначается K_s^c и имеет единицу измерения кг/ (м^2 · с). Эта скорость возрастает с увеличением реакционной способности твердого топлива, температуры, концентрации окислителя и скорости обдувания частицы потоком воздуха. Уменьшение размера частицы также приводит к увеличению скорости горения.

Скорость горения частицы зависит от интенсивности химической реакции горючего с окислителем и от скорости подвода (диффузии) окислителя к топливу. Результирующая скорость горения будет определяться скоростью наиболее медленного процесса. При этом различают три области горения: кинетическую, промежуточную, диффузионную.

В кинетической области скорость горения зависит только от температуры процесса, т. е. определяется скоростью химической реакции. С ростом температуры скорость реакции возрастает. Скорость реакции будет увеличиваться до тех пор, пока она не станет равной скорости подвода окислителя.

В промежуточной области скорость химической реакции и скорость диффузии имеют соизмеримые значения. Подведенный к топливу окислитель целиком расходуется на горение.

В диффузионной области скорость диффузии становится лимитирующей, так как скорость химической реакции при достаточном количестве окислителя достигает несоизмеримо более высоких значений.

Подвод окислителя к топливу (диффузия) — медленный процесс. Для увеличения скорости диффузии и снижения диффузионного сопротивления подводу окислителя необходимо увеличить скорость обдувания частицы потоком окислителя. Такой способ интенсификации процесса часто используется в теплотехнической практике.

На рис.18.5 показаны области протекания процесса горения частицы твердого топлива. При горении частицы топлива с высоким содержанием золы образуется покровный зольный слой, толщина которого со временем возрастает. Покровный слой затрудняет подвод окис-

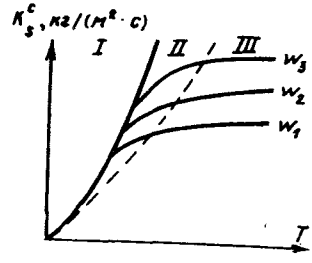


Рис. 18.5. Зависимость скорости горения антрацита K_s^c от температуры T и скорости обдувания w

Области горения: *I* — кинетическая; *II* — диффузионно-кинетическая; *III* — диффузионная; $w_3 > w_2 > w_1$

лителя внутрь частицы. На практике при сжигании высокозольного угля в слое для интенсификации процесса применяют механическое разрушение топливных кусков (шуровка, ворошение и т. д., см. § 19.1).

Горение жидкого топлива. Основным жидким топливом, используемым в теплоэнергетике и промышленной теплотехнике, является мазут. В настоящее время в установках небольшой мощности используется также печное топливо, представляющее собой смесь технического керосина со смолами.

Наибольшее практическое применение имеет метод сжигания жидкого топлива в распыленном состоянии. Распыление топлива позволяет значительно ускорить его сгорание и получить высокие тепловые напряжения объемов топочных камер вследствие увеличения площади поверхности контакта топлива с окислителем.

Температура кипения жидких топлив всегда ниже температуры их самовоспламенения, т. е. той минимальной температуры среды, начиная с которой топливо воспламеняется и в дальнейшем горит без постороннего теплового источника. Эта температура выше, чем температура воспламенения, при которой топливо горит только в присутствии постороннего источника зажигания (искры, раскаленной спирали и т. п.). Вследствие этого при наличии окислителя горение жидких топлив возможно только в парообразном состоянии. Это обстоятельство является важнейшим для понимания механизма процесса горения жидкого топлива. Процесс этот можно разделить на следующие стадии: 1) нагревание и испарение топлива; 2) образование горючей смеси (перемешивание паров топлива с окислителем); 3) воспламенение горючей смеси; 4) собственно горение смеси.

Капля жидкого топлива, попавшая в нагретый объем, температура которого выше температуры самовоспламенения, начинает частично испаряться. Пары топлива смешиваются с воздухом, и образуется паровоздушная смесь. Воспламенение происходит в тот момент, когда концентрация паров в смеси достигнет величины, превышающей ее значение на нижнем концентрационном пределе воспламенения. Горение затем поддерживается самопроизвольно за счет теплоты, получаемой каплей от сжигания горючей смеси. Начиная с момента воспламенения скорость процесса испарения возрастает, так как температура горения горючей паровоздушной смеси значительно превышает начальную температуру объема, куда вводится распыленное топливо.

Таким образом, горение жидкого топлива характеризуется двумя взаимосвязанными процессами: испарением топлива вследствие выделения теплоты от горящей паровоздушной смеси и собственно горением этой смеси около поверхности капли. Гомогенное горение паро-

воздушной смеси — это химический процесс, а процесс испарения является по своей природе физическим. Результирующая скорость и время горения жидкого топлива будут определяться интенсивностью протекания физического или химического процесса.

Если скорость сгорания образующихся паров значительно превышает скорость испарения топлива, то за скорость горения принимают скорость испарения и тогда $\tau_{гор} = \tau_{исп} = \tau_{физ}$ [см. равенство (18.19)]. В противном случае, когда скорость химического взаимодействия паров с окислителем значительно ниже скорости испарения топлива, интенсивность процесса сжигания будет целиком зависеть от скорости протекания химических реакций горения паровоздушной смеси и $\tau_{гор} = \tau_{хим}$.

Испарение капли — наиболее длительная стадия горения жидкого топлива. Поэтому для успешного и экономичного сжигания жидкого топлива необходимо увеличивать дисперсность распыления.

§ 18.5. Определение расхода воздуха на горение и количества продуктов сгорания топлива

Горючие вещества топлива взаимодействуют с кислородом воздуха в определенном количественном соотношении. Расход кислорода и количество получающихся продуктов сгорания рассчитывают по стехиометрическим уравнениям горения, которые записывают для 1 кмоля каждой горючей составляющей.

Теоретический и действительный расход воздуха. Стехиометрические уравнения горения горючих составляющих твердого и жидкого топлива имеют вид:

углерода $C + O_2 = CO_2$:

$$\left.\begin{array}{l} 12 \text{ кг } C + 32 \text{ кг } O_2 = 44 \text{ кг } CO_2; \\ 1 \text{ кг } C + (32 : 12) \text{ кг } O_2 = (44 : 12) \text{ кг } CO_2; \end{array}\right\} \qquad (18.21)$$

серы $S + O_2 = SO_2$:

$$\left.\begin{array}{l} 32 \text{ кг } S + 32 \text{ кг } O_2 = 64 \text{ кг } SO_2; \\ 1 \text{ кг } S + 1 \text{ кг } O_2 = 2 \text{ кг } SO_2; \end{array}\right\} \qquad (18.22)$$

водорода $2H_2 + O_2 = 2H_2O$:

$$\left.\begin{array}{l} 4 \text{ кг } H_2 + 32 \text{ кг } O_2 = 36 \text{ кг } H_2O; \\ 1 \text{ кг } H_2 + 8 \text{ кг } O_2 = 9 \text{ кг } H_2O. \end{array}\right\} \qquad (18.23)$$

В топливе находится $C^р$ /100 кг углерода, $S^р_л$/100 кг летучей серы, $H^р$/100 кг водорода и $O^р$/100 кг кислорода. Следовательно, суммарный расход кислорода, необходимого для горения 1 кг топлива, по стехиометрическим уравнениям будет равен:

$$M^0_{O_2} = \frac{8/3C^р + 8H^р + S^р_л - O^р}{100}. \qquad (18.24)$$

Массовая доля кислорода в воздухе равна 0,232. Тогда массовое количество воздуха определяют из формулы

$$M^0 = \frac{2{,}67C^p + 8H^p + S^p_л - O^p}{100} \cdot \frac{100}{23{,}2} = 0{,}115C^p + 0{,}345H^p + 0{,}043\left(S^p_л - O^p\right),$$

или

$$M^0 = 0{,}115\left(C^p + 0{,}375S^p_л\right) + 0{,}345H^p - 0{,}0430^p. \qquad (18.25)$$

При нормальных условиях плотность воздуха $\rho_0 = 1{,}293$ кг/м^3. Тогда объемное количество воздуха, необходимого для горения, легко рассчитать как

$$V^0 = M^0/1{,}293 \text{ м}^3 \text{ воздуха/кг топлива}. \qquad (18.26)$$

Таким образом,

$$V^0 = 0{,}0889\left(C^p + 0{,}375S^p_л\right) + 0{,}265H^p - 0{,}033O^p. \qquad (18.27)$$

Для газообразного топлива расход V^0 определяют, исходя из объемных долей горючих компонентов, входящих в состав газа, с использованием стехиометрических реакций:

$$\left.\begin{aligned} &H_2 + 0{,}5O_2 = H_2O;\\ &CO + 0{,}5O_2 = CO_2;\\ &CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O;\\ &H_2S + 1{,}5O_2 = SO_2 + H_2O. \end{aligned}\right\} \qquad (18.28)$$

Теоретическое количество воздуха, м^3/м^3, необходимого для сжигания газа, определяют по формуле

$$V^0 = 0{,}0476\left[0{,}5CO + 0{,}5H_2 + 2CH_4 + 1{,}5H_2S + \right.$$
$$\left. + \sum_{i=1}^{i=m}\left(m + \frac{n}{4}\right)C_m H_n - O_2\right]. \qquad (18.29)$$

Объемную концентрацию компонентов, %, подставляют в уравнение (18.29). Если данных о концентрации непредельных углеводородов нет, считают, что они состоят из C_2H_4.

Количество воздуха V^0, рассчитываемого по стехиометрическим уравнениям (18.27) и (18.29), называется теоретически необходимым, т. е. величина V^0 представляет собой минимальное количество воздуха, необходимое для обеспечения полного сгорания 1 кг (1 м^3) топлива при условии, что весь кислород в нем и кислород, содержащийся в топливе, будут использованы при горении.

Из-за определенных трудностей в организации процесса полного перемешивания топлива с воздухом в рабочем объеме топок могут появиться области, где будет ощущаться местный недостаток или избыток окислителя. В результате этого качество (полнота) горения ухудшается. Поэтому в реальных условиях воздух для горения топлива подается в большем количестве по сравнению с его теоретическим ко-

личеством V^0. Отношение действительного количества воздуха, подаваемого в топку, к теоретически необходимому называется коэффициентом избытка воздуха:

$$\alpha = V_д / V^0. \qquad (18.30)$$

При проектировании и тепловом расчете топок или других камер сгорания значение α выбирают в зависимости от вида сжигаемого топлива, способа сжигания и конструктивных особенностей топочных камер. Значение α колеблется в пределах 1,02—1,5.

Состав и количество продуктов полного сгорания топлива. Продукты полного сгорания топлива при $\alpha = 1$ содержат: сухие (неконденсирующиеся в котельном агрегате) трехатомные газы CO_2 и SO_2; H_2O — водяной пар, полученный при горении водорода; N_2 — азот топлива и азот, находящийся в теоретически необходимом количестве воздуха.

Кроме того, в состав продуктов сгорания входят водяной пар, получающийся при испарении влаги топлива, пар, вносимый в топку с влажным воздухом, и пар, используемый иногда при сжигании мазута для распыления. При температуре продуктов сгорания ниже температуры точки росы водяной пар конденсируется. При полном горении с $\alpha = 1$ в продуктах сгорания будут содержаться только CO_2, SO_2, H_2O и N_2; если $\alpha > 1$, то в них будет присутствовать и избыточный воздух, т. е. дополнительное количество кислорода и азота.

Процентное содержание соответствующих газов по объему обозначим через CO_2, N_2, SO_2 и т. д., а через V_{CO_2}, V_{SO_2}, $V^0_{N_2}$ и т. д. — их объемы, получающиеся при сжигании 1 кг (1 м^3) топлива, приведенные к нормальным условиям (индекс 0 показывает, что расчеты производятся при $\alpha = 1$). Тогда получим:

$$CO_2 + SO_2 + N^0_2 + H_2O^0 = 100\ \%$$

или

$$V^0_г = V_{CO_2} + V_{S_2O} + V^0_{N_2} + V^0_{H_2O}, \qquad (18.31)$$

где $V^0_г$ — суммарный объем продуктов сгорания, приведенный к нормальным условиям, м^3/кг.

Для упрощения расчетов объемы сухих трехатомных газов подсчитывают совместно и сумму их условно обозначают символом RO_2, т. е.

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}. \qquad (18.32)$$

Сумма первых трех компонентов в равенстве (18.31) представляет собой объем сухих газов $V_{с.г}$ и, следовательно,

$$V^0_г = V^0_{с.г} + V^0_{H_2O}, \qquad (18.33)$$

где $V^0_{с.г} = V_{RO_2} + V^0_{N_2}$.

Величины $V^0_{N_2}$, $V^0_{H_2O}$, $V^0_{с.г}$, $V^0_г$ и V_{RO_2} — это теоретические объемы газов при сжигании 1 кг твердого или жидкого топлива. В соответствии с уравнениями (18.21) и (18.22) масса трехатомных газов равна:

$$M_{RO_2} = \frac{44}{12}\,\frac{O^р}{100} + \frac{64}{32}\,\frac{S^р_л}{100}. \qquad (18.34)$$

Плотности двуокиси углерода и сернистого газа, приведенные к нормальным условиям, соответственно равны $\rho_{CO_2} = 1{,}964$ кг/м^3 и $\rho_{SO_2} = 2{,}86$ кг/м^3. Тогда объем трехатомных газов V_{RO_2} можно определить по формуле

$$V_{RO_2}\frac{(44/12)(C^p/100)}{1{,}964}+\frac{(64/32)(S_л^p/100)}{2{,}86},$$

или

$$V_{RO_2}=1{,}87\frac{C^p+0{,}375S_л^p}{100}. \qquad (18.35)$$

Теоретический объем водяных паров, образующихся при горении водорода $V^г_{H_2O}$, определяем в соответствии с уравнением (18.23). К этому объему необходимо добавить объем пара, образующегося при испарении влаги топлива $V^т_{H_2O}$, объем форсуночного пара* $V^ф_{H_2O}$ и объем водяного пара, содержащегося в воздухе $V^{вз}_{H_2O}$. Тогда

$$V^0_{H_2O}=V^г_{H_2O}+V^т_{H_2O}+V^ф_{H_2O}+V^{вз}_{H_2O}. \qquad (18.36)$$

Расшифруем каждую составляющую в равенстве (18.36):

$$V^г_{H_2O}=\frac{(36/4)(H^p/100)}{0{,}805}=0{,}111H^p; \qquad (18.37)$$

$$V^т_{H_2O}=\frac{W^p/100}{0{,}805}=0{,}0124W^p; \qquad (18.38)$$

$$V^ф_{H_2O}=W_ф/0{,}805=1{,}24W_ф; \qquad (18.39)$$

$$V^{вз}_{H_2O}=\frac{V^0\,d/1000}{0{,}805}=0{,}0161V^0, \qquad (18.40)$$

где 0,805 — плотиость водяного пара при нормальных физических условиях, кг/м^3; $W_ф$ — расход форсуночного пара (принимается $W_ф = 0{,}3 \div 0{,}35$ кг/кг), d — влагосодержание воздуха (обычно принимается $d = 13$ г/м^3).

Полный теоретический объем водяных паров определяют по формуле

$$V^0_{H_2O}=0{,}111H^p+0{,}0124W^p+1{,}24W_ф+0{,}0161V^0. \qquad (18.41)$$

Теоретический объем азота (1 м^3 на 1 кг топлива) при $\alpha = 1$ состоит из азота воздуха и азота топлива, т. е.

$$V^0_{N_2}=\frac{V^0}{100}79+\frac{N^p}{100\rho_{N_2}}=0{,}79V^0+0{,}8\frac{N^p}{100}, \qquad (18.42)$$

где $\rho_{N_2} = 1{,}25$ — плотность азота, кг/м^3.

---

* Форсуночный пар расходуется иногда на распыление жидкого топлива (см. ниже § 19.1).

При коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1$ в состав продуктов сгорания дополнительно будут входить избыточный воздух и водяные пары, вносимые с этим воздухом. Объемы продуктов сгорания при $\alpha > 1$ называются *действительными объемами*.

Действительные объемы составят:

водяных паров

$$V_{H_2O} = V^0_{H_2O} + 0{,}0161 V^0 (\alpha - 1); \quad (18.43)$$

двухатомных газов

$$V_{R_2} = V^0_{N_2} + (\alpha - 1) V^0; \quad (18.44)$$

сухих газов

$$V_{с.г} = V_{RO_2} + V^0_{N_2} + (\alpha - 1) V^0. \quad (18.45)$$

Суммарный объем продуктов полного сгорания

$$V_г = V_{с.г} + V_{H_2O} = V_{RO_2} + V^0_{N_2} + V^0_{H_2O} + 1{,}061 V^0 (\alpha - 1). \quad (18.46)$$

Величина V_{RO_2} не зависит от значения коэффициента избытка воздуха.

Теоретические объемы продуктов сгорания 1 м³ газообразного топлива рассчитывают на основании стехиометрических реакций (18.28). При полном горении горючих составляющих газообразного топлива CO, H_2 и C_mH_n образуются двуокись углерода CO_2 и водяные пары. При сгорании сероводорода H_2S помимо водяных паров образуется сернистый газ SO_2.

Объем трехатомных газов , м³/м³,

$$V_{RO_2} = 0{,}01 (CO_2^г + CO + H_2S + \Sigma m C_m H_n). \quad (18.47)$$

Объем водяного пара, м³/м³, при $\alpha = 1$

$$V^0_{H_2O} = 0{,}01 \left[H_2S + H_2 + 2CH_4 + 0{,}124d + \Sigma \frac{n}{2} C_m H_n \right], \quad (18.48)$$

где d — влагосодержание газа, г/м³.

Объем азота, сухих газов и суммарный объем продуктов сгорания, так же как для жидкого и твердого топлив, определяют по формулам (18.42), (18.33) и (18.31).

При $\alpha > 1$ действительный объем водяного пара, сухого газа и полный объем продуктов сгорания находят по формулам (18.43), (18.45) и (18.46). Если состав непредельных углеводородов C_nH_{2n}, входящих в газ, неизвестен, а общее их содержание не превышает 3 %, то в расчете они учитываются как C_2H_4.

Расчеты горения по результатам анализа газов. Газовый анализ продуктов горения предназначен для контроля качества (полноты) сжигания топлива. Для этой цели используют химические газоанализаторы типа ВТИ и ГПХ-3. Принцип их действия основан на избирательном поглощении компонентов, входящих в продукты сгорания, химическими реагентами, которыми заполнены поглотительные ко-

лонки газоанализатора. Например, для поглощения RO_2 используют раствор КОН, а для поглощения O_2 — щелочной раствор пирогаллола $C_6H_3(OH)_3$.

В настоящее время широко применяют хроматографический газовый анализ, основанный на физических методах разделения газовых смесей на составляющие их компоненты. Принцип действия хроматографа базируется на различии адсорбционных свойств различных газов при их прохождении через слой сорбента (силикагеля).

Расчеты по результатам газового анализа производятся на объем сухих газов.

Определение окиси углерода при горении твердого и жидкого топлив. При неполном горении топлива в продуктах сгорания всегда содержится некоторое количество окиси углерода CO. Уравнение состава сухих продуктов сгорания имеет вид

$$V_{с.г} = V_{RO_2} + V_{CO} + V_{O_2} + V_{N_2}$$

или

$$RO_2 + O_2 + CO + N_2 = 100\ \%, \qquad (18.49)$$

где $RO_2 = V_{RO_2}/V_{с.г} \cdot 100$ и т. д.

По результатам анализа газов определяют процентное содержание RO_2 и O_2 в продуктах сгорания.

Определение CO методом поглощения нежелательно из-за достаточно большой погрешности метода. Поэтому содержание CO в газах определяют расчетным путем.

При полном горении чистого углерода и $\alpha = 1$ продукты сгорания содержат CO_2 и N_2, при этом $CO_2^{макс} = RO_2^{макс} = 21\ \%$. В горючей массе ископаемых топлив кроме углерода всегда содержится некоторое количество водорода. Поэтому концентрация $RO_2^{макс}$ в сухих продуктах сгорания всегда меньше 21 %, т. е. с понижением содержания углерода и серы в топливе значение $RO_2^{макс}$ также снижается. Существует некоторая безразмерная величина, с помощью которой можно установить соотношение между элементарным составом топлива и содержанием трехатомных газов в сухих продуктах сгорания. Эта величина называется топливной характеристикой, и обозначают ее буквой β. Исходя из сказанного можно считать, что

$$RO_2^{макс} = 21/(1+\beta). \qquad (18.$$

Определяют β расчетным путем [16] по формуле

$$\beta = 2{,}37\,\frac{H^р - 0{,}126O^р + 0{,}038N^р}{C^р + 0{,}375S^р_л}. \qquad (18.51)$$

Значения $RO_2^{макс}$ и β для каждого вида топлива определенного состава постоянны (табл. 18.4).

ТАБЛИЦА 18.4. ЗНАЧЕНИЯ $RO_2^{макс}$ И β ДЛЯ НЕКОТОРЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА

Величина	Топливо				
	мазут	торф	донецкий уголь АР	кузнецкий уголь ОС	подмосковный уголь Б2Р
$RO_2^{макс}$, %	16,1	19,5	20,2	19	19,4
β	0,301	0,077	0,04	0,107	0,084

По мере увеличения коэффициента избытка воздуха α сверх единицы в сухих продуктах полного сгорания в результате избытка воздуха будет появляться свободный кислород и $RO_2 < RO_2^{макс}$. При известном значении α содержание RO_2 можно приближенно определять по эмпирической формуле

$$RO_2 = RO_2^{макс}/\alpha. \qquad (18.52)$$

В специальной литературе [18] выводится так называемое уравнение полного горения топлива:

$$RO_2 + O_2 = 21 - \beta\, RO_2. \qquad (18.53)$$

Если правая и левая части уравнения (18.53) не равны между собой, то полного сгорания нет, и в этом случае разность $[21 - \beta RO_2] - [RO_2 + O_2] = z$ называется характеристикой неполноты сгорания топлива.

Уравнение неполного горения топлива записывают в следующем виде:

$$21 - \beta\, RO_2 = RO_2 + O_2 + (0{,}605 + \beta)\, CO. \qquad (18.53')$$

Зная содержание RO_2 и O_2 в дымовых газах и величину β, количество окиси углерода можно определить по следующей формуле, получаемой из равенства (18.53'):

$$CO = \frac{(21 - \beta RO_2) - (RO_2 + O_2)}{0{,}605 + \beta}. \qquad (18.54)$$

При использовании хроматографического метода газового анализа необходимость вычисления CO по формуле (18.54) отпадает, так как содержание окиси углерода можно определить непосредственно на хроматографе.

Определение количества сухих продуктов сгорания при неполном горении топлива. Объем сухих продуктов сгорания определяют по результатам анализа газов в соответствии с уравнением (18.49) следующим образом. Процентное содержание RO_2 в газах:

$$RO_2 = \frac{V_{RO_2}}{V_{с.г}}\,100; \quad RO_2 + CO = \frac{V_{RO_2} + V_{CO}}{V_{с.г}}\,100.$$

Следовательно,

$$V_{с.г} = \frac{V_{RO_2} + V_{CO}}{RO_2 + CO} 100.$$

Содержание CO определяют по равенству (18.54). Окончательно получают

$$V_{с.г} = 1,87 \frac{C^р + 0,375S^р_л}{RO_2 + CO}. \quad (18.55)$$

Определение горючих составляющих CO, CH_4 и H_2 при неполном горении газообразного топлива. Уравнение состава сухих продуктов сгорания можно записать в следующем виде:

$$RO_2 + O_2 + N_2 + CO + CH_4 + H_2 = 100\ \%$$

или

$$V_{с.г} = V_{RO_2} + V_{O_2} + V_{N_2} + V_{CO} + V_{CH_4} + V_{H_2}. \quad (18.56)$$

Содержание CH_4 и H_2 в горючей части продуктов сгорания, как правило, бывает невелико. Основную часть составляет окись углерода. По результатам химического анализа газов определяют содержание RO_2 и O_2.

Хроматографическим методом газового анализа можно определять все составляющие горючей части продуктов сгорания CO, CH_4 и H_2. Если известны результаты анализа только по RO_2 и O_2, то для определения CO в газах значение топливной характеристики β принимают по справочным данным [18] или при известном составе исходного горючего газа β определяют расчетным путем с обязательным учетом содержания $CO^т_2$ в газе:

$$\beta = \frac{0,79\,(2CH_4 + 3,5C_2H_4 + 5C_3H_8 + 0,5CO^т + 1,5H^т_2) + 0,21N^т_2}{CO^т_2 + CH_4 + C_2H_6 + 3C_3H_8} - 0,79. \quad (18.57)$$

Тогда объем сухих продуктов сгорания (в $м^3$ на 1 $м^3$ газа) можно рассчитать по формуле

$$V_{с.г} = \frac{CO_2 + CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8}{RO_2 + CO}. \quad (18.58)$$

Следует отметить, что для искусственных газов, в которых содержится большое количество $CO^т_2$, топливная характеристика β может оказаться отрицательной.

Определение коэффициента избытка воздуха. Коэффициент избытка воздуха определяется по данным газового анализа сухих продуктов сгорания. Для случая полного горения, когда в продуктах сгорания отсутствуют горючие составляющие CO, CH_4, H_2,

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79 \dfrac{O_2}{100 - (RO_2 + O_2)}}. \quad (18.59)$$

При неполном горении

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79\dfrac{O_2 - 0{,}5CO - 0{,}5H_2 - 2CH_4}{100 - (RO_2 + O_2 + CO + H_2 + CH_4)}}. \qquad (18.60)$$

При полном сгорании топлива и известном значении $RO_2^{макс}$ для определения α можно воспользоваться формулой (18.52).

Пример. Определить низшую и высшую теплоту сгорания природного саратовского (елшанского) газа, имеющего следующий объемный состав, %: CH_4 — 94, C_2H_6 — 1,8, C_3H_8 — 0,4, C_4H_{10} — 0,1, C_5H_{12} — 0,1, CO_2 — 0,1, N_2 — 3,5.

Решение: 1. Низшая теплота сгорания, кДж/м³, составляет [16]: метана CH_4 — $35{,}8 \cdot 10^3$, этана C_2H_4 — $64{,}6 \cdot 10^3$, пропана C_3H_8 — $91{,}5 \cdot 10^3$, бутана C_4H_{10} — $119{,}0 \cdot 10^3$, пентана C_5H_{12} — $146{,}5 \cdot 10^3$.

По формуле (18.6) определяем

$$Q_н^с = (35{,}8 \cdot 94 + 64{,}6 \cdot 1{,}8 + 91{,}5 \cdot 0{,}4 + 119 \cdot 0{,}1 + 146{,}5 \cdot 0{,}1)\, 10^3 \cdot 0{,}01 = 35\,300 \text{ кДж/м}^3.$$

2. Высшая теплота сгорания, кДж/м³, составляет [16]: метана CH_4 — $39{,}8 \times 10^3$, этана C_2H_4 — $70 \cdot 10^3$, пропана C_3H_8 — $99{,}5 \cdot 10^3$, бутана C_4H_{10} — $28{,}5 \cdot 10^3$, пентана C_5H_{12} — $157{,}5 \cdot 10^3$.

По формуле (18.17) находим

$$Q_в^с = (39{,}8 \cdot 94 + 70 \cdot 1{,}8 + 99{,}5 \cdot 0{,}4 + 128{,}5 \cdot 0{,}1 + 157{,}5 \cdot 0{,}01)\, 10^3 \cdot 0{,}01 = 39\,300 \text{ кДж/м}^3.$$

ГЛАВА 19. ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА. КОТЛЫ

§ 19.1. Топочные устройства и сжигание топлива

Топка — один из основных элементов котельного агрегата. В ней происходит процесс горения, при котором химическая энергия топлива преобразуется в тепловую энергию продуктов сгорания, передаваемую далее жидкости и пару, находящимся в котле.

Существующие топочные устройства можно разделить на слоевые и камерные. Слоевые топки предназначены для сжигания твердого топлива в слое на колосниковой решетке. В камерных топках сжигается твердое топливо во взвешенном состоянии в виде пыли и дробленых частиц, а также жидкое, распыляемое с помощью форсунок, и газообразное. Камерные топки подразделяются на факельные и вихревые (циклонные).

На рис. 19.1 показаны схемы слоевого, факельного и вихревого способов сжигания топлива. При слоевом способе сжигания необходимый для горения воздух подается к слою топлива через колосниковую решетку.

При факельном способе сжигания твердое топливо предварительно размалывается в мельницах и пыль вместе с воздухом (аэросмесь) подается в топку. Время пребывания газа и пыли в объеме топки незначительно (1,5—2 с). Поэтому в зависимости от вида твердого топлива тонина помола (т. е. процентное содержание по массе частиц опреде-

ленных размеров) выбирается различной. Например, при сжигании антрацитов и тощих углей только 7—15 % по массе должны составлять частицы размером более 90 мкм, каменных углей — 15—35 %, а при сжигании бурых углей доля таких частиц может составлять уже 40 %.

Уменьшение размеров топливных частиц приводит к возрастанию площади удельной поверхности контакта с окислителем. В горящем пылевоздушном факеле развивается высокая температура. Это способствует интенсификации прогрева топлива и его воспламенения.

Циклонный способ сжигания основан на использовании закрученных топливовоздушных потоков. Транспорт топлива осуществляется воздухом. Топливные частицы циркулируют по определенным траекториям в течение времени, необходимого для завершения их сгорания. Под действием центробежных сил частицы движутся в виде уплотненного пристенного слоя, интенсивно перемешиваясь с воздухом. Время пребывания частиц в циклонной камере выбирается достаточным для выгорания грубой пыли (размер частиц ~200 мкм) или дробленого топлива (размер частиц до 5 мм).

Слоевые топки. По способу механизации операций обслуживания (подача топлива, шуровка слоя, удаление золы и шлака) слоевые топки делятся на ручные (немеханизированные), полумеханические и механические. В полумеханических топках механизирована часть операций. В механических топках механизированы все операции.

Классификация наиболее типичных и относительно широко распространенных топочных устройств со слоевым сжиганием топлива показана на рис. 19.2.

В зависимости от способа организации процесса сжигания топлива слоевые топки можно разделить на три группы:

1) с неподвижной колосниковой решеткой и неподвижным слоем топлива (рис. 19.2, *а*, *б*);

2) с неподвижной колосниковой решеткой и перемещением топлива по решетке (рис. 19.2, *в*, *г*, *д*);

3) с подвижной колосниковой решеткой и движущимся вместе с ней слоем топлива (рис. 19.2, *е*).

В показанную на рис. 19.2, *а* топку топливо загружают вручную и вручную удаляют очаговые остатки через зольник. Из-за большой затраты физического труда топки этого типа используют только для котлов малой паропроизводительности (до 0,5 кг/с).

На рис. 19.2, *б* показана полумеханическая топка с пневмомеханическим забрасывателем (ПМЗ) (рис. 19.3) и ручными поворачивающимися колосниками (РПК). Топливо забрасывается питателем ПМЗ и равномерно распределяется по решетке. Удаляют очаговые остатки путем их сбрасывания в зольный бункер при повороте колосников около своей оси от ручного привода. В топке, показанной на рис. 19.2, *в*, загрузка осуществляется под действием собственного веса топлива. Топки с наклонной решеткой (с углом 40—45°, что соответствует углу естественного откоса сжигаемого топлива) используют обычно для сжигания древесных отходов и кускового торфа. Возвратно-поступательное движение колосников на наклонно-переталкивающей решетке (см. рис. 19.2, *г*) дает возможность осуществить

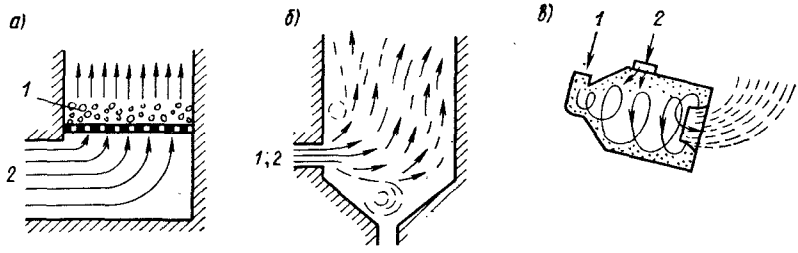


Рис. 19.1. Схемы способов сжигания твердого топлива

а — слоевой; *б* — факельный; *в* — вихревой; *1* — топливо; *2* — воздух

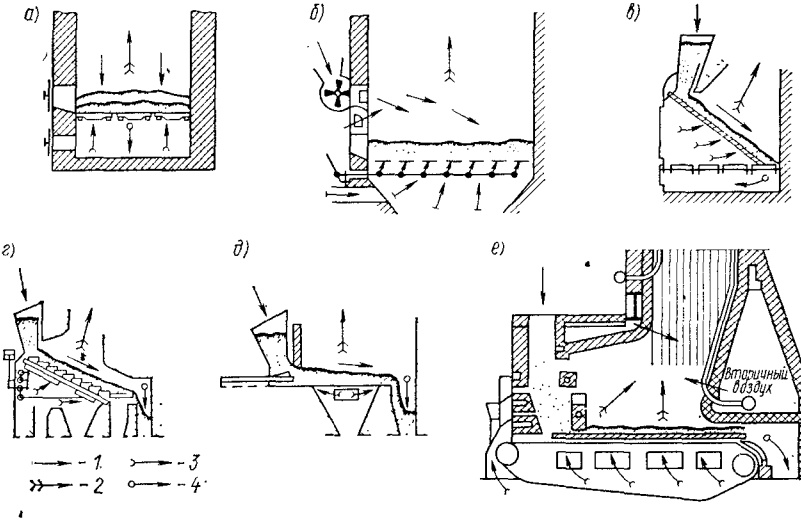


Рис. 19.2. Схемы слоевых топок

1 — топливо; *2* — воздух; *3* — продукты сгорания; *4* — очаговые остатки

непрерывную шуровку слоя топлива. В таких топках возможно сжигание горючих сланцев, бурых углей с большой зольностью и повышенной влажностью и каменных углей с большим выходом летучих веществ.

Топки с шурующей планкой (см. рис. 19.2, *д*) предназначены для сжигания многозольных бурых и неспекающихся каменных углей. Шурующая планка выполняется в виде трехгранной призмы из литого чугуна или стали. Угол наклона передней плоскости к горизонтальной плоскости составляет 35°, а задней — 15°. При движении вперед (к задней стенке топки) топливо переталкивается в том же направлении. При обратном ходе слой топлива подрезается задней гранью и осуществляется шуровка горящего слоя топлива.

На рис. 19.2, *е* показана топка конструкции проф. Макарьева для сжигания кускового топлива с присадкой фрезерного торфа. Эта топка снабжена предтопком в виде шахты, в которой топливо подсушивается и подвергается частичной газификации. Подсушивающий горя-

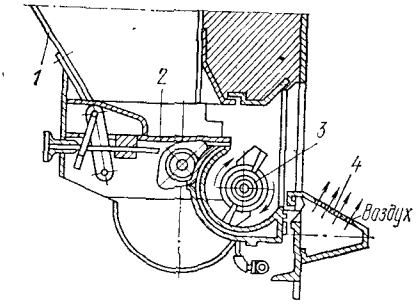


Рис. 19.3. Пневмомеханический забрасыватель топлива

1 — бункер; *2* — питатель; *3* — роторный метатель; *4* — сопловая решетка

чий воздух поступает по каналам, расположенным на передней стенке предтопка.

Топливо подается на медленно движущееся колосниковое полотно цепной решетки длиной 6 — 7 м, надетой на два барабана. Цепную решетку выполняют или с накладными, или с так называемыми чешуйчатыми колосниками, обеспечивающими работу решетки практически без провала топлива. Скорость перемещения решетки может достигать 30 м/ч. При этом в слое наблюдаются три зоны: подсушки топлива и выхода летучих, горения кокса и выжигания горючих веществ из золы и шлака.

Воздух по площади колосниковой решетки распределяется неравномерно. В зону подсушки и выхода летучих (для топлив с малым V^r), а также в зону выжигания горючих из шлака воздуха поступает меньше, чем в зону горения кокса. При сжигании топлив с большим выходом летучих в зону их выхода подача воздуха увеличивается. Свежее топливо зажигается от лучеиспускающего свода и от соприкосновения с горящим рядом слоем. Для повышения интенсивности горения воздух, подогретый до 220—250 °С, рекомендуется подавать под решетку через дутьевые секции (см. рис. 19.2, *е*). Последнее не опасно для прочности колосников, так как полотно решетки лишь половину времени находится под слоем топлива, а затем совершает возвратные холостые ходы и при этом охлаждается.

Для сжигания антрацитов, слабоспекающихся каменных и бурых углей с $A^p < 25$ %, топки с цепной решеткой оборудуются пневмомеханическими забрасывателями (рис. 19.3). Движение решетки направлено к передней стенке топки (обратный ход).

Процесс горения в топках с цепной решеткой, оборудованных пневмомеханическими забрасывателями, имеет смешанный характер. В слое сгорают крупные фракции топлива, а в надслойном пространстве — пыль, которая неизбежно образуется при транспортировке и подготовке топлива к сжиганию, а также летучие вещества, не сгоревшие непосредственно в слое.

Для улучшения горения и уменьшения химической и механической неполноты сгорания в топочное пространство с помощью специального вентилятора вводят под давлением 3—4 кПа вторичный воздух (так называемое острое дутье) в количестве 5—10 % общего расхода воздуха. Давление дутьевого воздуха под решеткой, обеспечивающее меньший вынос из слоя мелких частиц топлива, составляет для углей около 0,5 кПа, для антрацитов — 0,8 кПа.

— **Камерные топки для сжигания твердого топлива** используют в котельных агрегатах средней (10—42 кг/с) и большой (>42 кг/с) производительности.

Основные преимущества камерных топок заключаются в следующем:

1) возможность экономичного использования практически всех сортов угля, в том числе и низкокачественных, которые трудно сжигать в слое;

2) хорошее перемешивание топлива с воздухом, что позволяет работать с небольшим избытком воздуха ($\alpha = 1{,}2 \div 1{,}25$);

3) возможность повышения единичной мощности котельного агрегата;

4) относительная простота регулирования режима работы и, следовательно, возможность полной автоматизации топочного процесса.

Пылеугольные топки можно классифицировать по расположению горелок (фронтальное, встречное, угловое) и способу удаления шлака из камеры (твердое или жидкое). Расположение горелок на стенках камерных топок показано на рис. 19.4. Потолочное и одноярусное фронтальное расположение горелок применяется для котлов производительностью до 33 кг/с (120 т/ч). Для котлоагрегатов производительностью свыше 33 кг/с рекомендуется боковое встречное и угловое тангенциальное расположение горелок. Применяется также многоярусная фронтальная установка горелок. Предпочтительнее схема с установкой угловых тангенциальных горелок, так как в этом случае создается интенсивное (вихревое) перемешивание топлива с воздухом, развиваются более высокие температуры и процесс горения протекает более полно.

В зависимости от способа удаления шлака из топочной камеры применяют топки с удалением шлаков в твердом и жидком состояниях. На рис. 19.5, *а* показаны топки с удалением твердых шлаков, а на рис. 19.5, *б* — жидких шлаков.

В топках с удалением твердых шлаков сжигают высокозольные бурые угли, каменные угли, фрезерный торф, сланцы.

Слабореакционное топливо (антрациты, полуантрациты, тощие каменные угли) целесообразно сжигать в топках с удалением жидких шлаков.

Стены камерных топок закрыты экранными трубами, которые являются испарительными поверхностями нагрева. Экранные поверхности — наиболее интенсивно работающие части котла, поскольку они воспринимают теплоту за счет лучеиспускания, которое в условиях топки является наиболее эффективным способом теплопередачи. Конвективная составляющая общего переноса теплоты незначительна из-за малой скорости движения газов.

Отсюда следует, что единица площади поверхности нагрева экрана производит пара значительно больше, чем такая же единица площади поверхности нагрева, воспринимающая теплоту за счет конвекции. Это означает, что котлы с экранными топками могут обеспечить бо́льшую паропроизводительность при меньших площадях поверхностей нагрева, а следовательно, и при меньших габаритах, чем котлы с неэкранированными топками (с этой же целью часто устанавливают экраны в топках и со слоевым сжиганием топлива). Повышение температуры в объеме топки — одно из средств, позволяющих уменьшить площадь

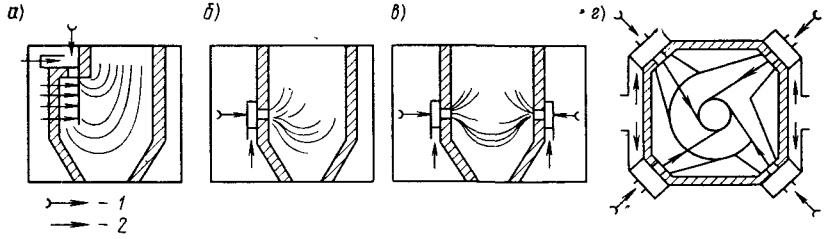


Рис. 19.4. Схемы расположения горелок в топочной камере

а — потолочное; *б* — фронтальное; *в* — встречное; *г* — угловое тангенциальное; *1* — первичный воздух и пыль; *2* — вторичный воздух

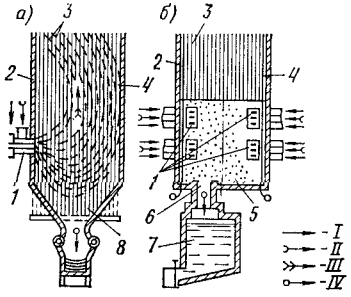


Рис. 19.5. Факельные топки для сжигания пылевидного топлива

1 — горелка; *2, 3, 4* — соответственно трубы переднего, бокового и заднего экранов; *5* — ванна для жидкого шлака; *6* — летка; *7* — шлакоприемный бак; *8* — холодная воронка; *I* — топливо; *II* — воздух; *III* — продукты сгорания; *IV* — очаговые остатки

поверхностей нагрева, расположенных в топочной камере (см. § 19.2).

Естественно, что температура газов на выходе из топки всегда ниже температуры в зоне горения, так как часть теплоты передается экранным поверхностям. Если ее значение будет превышать температуру размягчения золы, то часть уносимой из топки золы, осаждаясь на стенках труб и обмуровке, будет препятствовать дальнейшей нормальной эксплуатации топки. Следует отметить, что большой унос золы — один из существенных недостатков пылеугольных топок. Унос доходит до 85 % и выше. Остальная зола осаждается в нижней части топки (см. рис. 19.5, *а*).

Результатом большого уноса золы являются истирание и коррозия труб поверхностей нагрева (пароперегревателей, экономайзеров, воздухоподогревателей) и лопаток дымососов, а также загрязнение окружающей атмосферы, что создает антисанитарные условия в населенных пунктах, расположенных вблизи котельных. Поэтому в последнее время в мощных котлоагрегатах получили распространение топки с жидким шлакоудалением, в которых унос золы снижается до 50—60 % (см. рис. 19.5, *б*). Принцип устройства такой топки заключается в том, что в нижней части камеры экраны закрыты огнеупорным материалом. На этом участке температуры выше температуры жидкоплавкого состояния золы (на 100 °С и более). Это придает жидкому шлаку хорошую текучесть, он по стенкам камеры сгорания стекает в шлаковую ванну и далее в шлакоприемное устройство, где гранулируется водой. Оттуда шлак удаляется в золоотвал. Газы снизу движутся вверх и, отдавая теплоту, покидают топку.

Перед подачей в топку топливо проходит подготовку: дробление до кусков размером 10—12 мм, сушку и размол кусков в мельницах до пылевидного состояния (менее 200 мкм).

О качестве пылевидного топлива обычно судят по тонкости его помола и однородности. Тонкость пыли характеризуется остатком ее пробы после просеивания через набор сит с размерами отверстий 60—1000 мкм. В общем случае чем тоньше помол, тем лучше перемешивается топливо с воздухом и тем лучше идет процесс горения, при этом снижаются потери тепла с механическим недожогом топлива. Но следует иметь в виду, что с увеличением тонкости помола пыли увеличиваются расходы на ее приготовление. При определенной тонкости помола пыли суммарные затраты* становятся минимальными.

Тонкость помола определяется сортом угля. Основным фактором, определяющим экономическую сторону помола пыли, является выход летучих. Топливо с большим выходом летучих сгорает интенсивнее, поэтому допускается его сжигание при более грубом помоле.

Тип мельницы выбирают в зависимости от требуемой тонкости помола и твердости угля. Шаровые барабанные мельницы (ШБМ) применяются для размола антрацитов и тощих каменных углей и относятся к классу тихоходных мельниц. Мельница представляет собой вращающийся с частотой 15—25 об/мин барабан диаметром 2—4 и длиной 2,5—8 м. Изнутри барабан выложен броневыми плитами, 25—35 % объема барабана заполнено стальными шарами. При вращении барабана шары поднимаются на определенную высоту и падают вниз. Уголь разбивается падающими шарами и частично истирается при их перекатывании. Мельницы такого типа наиболее энергоемки. В настоящее время часто применяются среднеходные мельницы. Топливо в этих мельницах измельчается путем раздавливания в специальном желобе, по которому движутся шары или валки. Частота вращения движущейся части мельницы 50—150 об/мин. Эти мельницы отличаются от ШБМ меньшей массой.

Бурые и каменные угли с относительно высоким выходом летучих и низкой механической прочностью размалываются в молотковых (быстроходных) мельницах.

На рис. 19.6 показана быстроходная молотковая мельница для размола топлива с шахтой для гравитационной сепарации пыли. Эта топка предназначена для сжигания бурых углей, каменных углей ($V^r > > 30$ %), фрезерного торфа, сланцев. Топливо подается в шахту по течкам *3*. Куски топлива падают вниз и размалываются при соударении с молотками, насаженными на ротор, который вращается с большой скоростью. Часть воздуха подводится по воздуховоду *2*. Мелкая пыль подхватывается потоком воздуха и по шахте *4* направляется в топку через амбразуру *5*. Через сопла *6* в топку подается остальное количество воздуха. Более крупные частицы, которые не уносит воздух, под действием собственного веса вновь падают вниз шахты для дальнейшего измельчения.

* Стоимость приготовления пыли и стоимость топлива, потерянного с механическим недожогом.

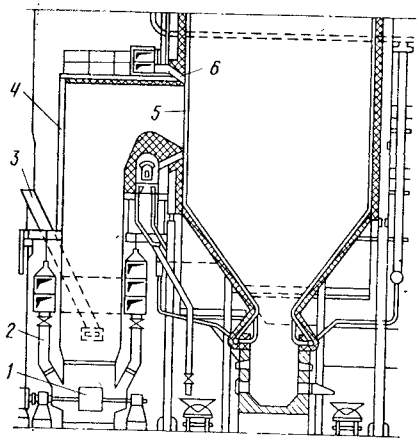


Рис. 19.6. Конструкция топки с молотковой мельницей

1 — молотковая мельница; *2* — воздухопровод к мельнице; *3* — течка для подачи топлива; *4* — шахтный сепаратор; *5* — амбразура; *6* — сопла для выхода вторичного воздуха

Сжигание твердого топлива в факеле. Большое значение для работы пылеугольных топок имеет конструкция применяемых горелок. Горелки должны обеспечивать хорошее перемешивание топлива с воздухом, надежное зажигание аэросмеси, максимальное заполнение факелом топочной камеры и легко поддаваться регулированию по производительности в заданных пределах.

В настоящее время для факельного сжигания твердого топлива широкое распространение получили вихревые горелки с закрученными потоками аэросмеси и вторичного воздуха и щелевые прямоструйные горелки.

В щелевых горелках пылевоздушная смесь подается в топку через узкие щели. Дальнобойность факела при таком вводе аэросмеси в топку получается значительной. Эти горелки используют для встречной или угловой установки в топочной камере.

Вихревые горелки дают факел небольшой длины и устанавливаются на фронтальной стене топочной камеры.

Различные схемы подачи аэросмеси и вторичного воздуха в топку показаны на рис. 19.7. На рис. 19.7, *а*, *б* показаны варианты ввода потоков аэросмеси и воздуха в щелевые прямоструйные горелки. По условиям зажигания топлива подача аэросмеси по периферии горелки (см. рис. 19.7, *а*) более рациональна, чем его подача по центральному каналу (см. рис. 19.7, *б*), так как в последнем случае прогреву частиц топлива до воспламенения препятствует относительно холодный (по сравнению с температурой в топке) слой вторичного воздуха.

На рис. 19.7, *в* показана схема подачи аэросмеси и воздуха в вихревую горелку. Пылевоздушная смесь подается по центральной трубе, а вторичный воздух — по периферийному каналу. Установленный рассекатель отжимает прямоструйный поток аэросмеси в область, занимаемую закрученным потоком вторичного воздуха. Рассекатель является плохо обтекаемым телом, и за ним образуется зона, куда рециркулируют раскаленные продукты сгорания, что способствует устойчивому зажиганию топливовоздушной смеси и хорошей стабилизации факела.

На практике часто используется схема подачи аэросмеси и вторичного воздуха закрученными струями. В этом случае надобность в установке рассекателя отпадает, так как при такой организации движения потоков надежность зажигания и стабилизации факела достигается вследствие рециркуляции продуктов сгорания в зону разрежения.

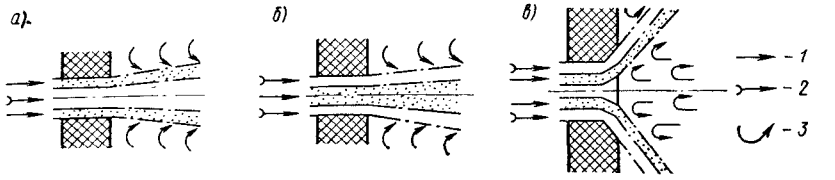


Рис. 19.7. Принципиальные схемы горелок для сжигания пылевидного твердого топлива

а, б — прямоточные горелки; *в* — вихревая горелка; *1* — вторичный воздух; *2* — аэросмесь; *3* — рециркуляция горячих газов

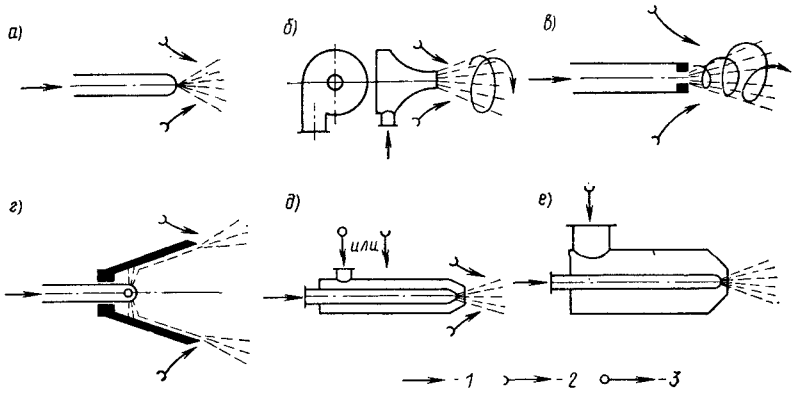


Рис. 19.8. Принципиальные схемы мазутных форсунок

1 — топливо; *2* — воздух; *3* — пар

Сжигание мазута и газов в топках. Жидкое топливо, сжигаемое в топках, подвергается предварительному распылению с помощью форсунки, являющейся элементом горелки. Под горелкой в общем случае понимается агрегат, включающий помимо форсунки воздухонаправляющий аппарат, запальное устройство и механизм управления.

Качественное сжигание жидкого топлива обусловливается тонкостью его распыления. Для этой цели используют форсунки, которые, кроме того, обеспечивают необходимый диапазон регулирования расхода топлива и устойчивое зажигание смеси.

В зависимости от способа распыления топлива форсунки подразделяются на четыре класса: механические, паровые, воздушные (пневматические) и комбинированные. На рис. 19.8 показаны принципиальные схемы применяемых форсунок.

Форсунки с механическим распылением можно разделить на прямоструйные, центробежные и ротационные. В прямоструйных форсунках (рис. 19.8, *а*) дробление струи топлива на мельчайшие капли происходит при его продавливании под значительным давлением (1—2 МПа) через сопло малого диаметра.

В центробежных форсунках (рис. 19.8, *б*, *в*) топливо распыляется под действием центробежных сил, возникающих при закручивании

топливного потока. Вращательное движение топливу сообщается путем тангенциального подвода его к вихревой камере форсунки (см. рис. 19.8, *б*) или специальным завихрителем, устанавливаемым на выходе из форсунки (см. рис. 19.8, *в*).

В ротационных форсунках (рис. 19.8, *г*) топливо подается внутрь быстро вращающегося распыливающего стакана, где оно растекается под действием центробежных сил, образуя тонкую пленку. На выходной кромке стакана тонкая пленка подхватывается подводимым первичным воздухом.

Паровые и пневматические форсунки можно объединить в один класс — форсунки с распыливающей средой. В паровых форсунках (рис. 19.8, *д*) в качестве такой среды используют водяной пар с давлением 0,4—1,6 МПа. Мазут к форсунке подается под давлением 0,3—0,4 МПа. Чем больше скорость струи пара, тем более тонко распыляется топливо. У большинства форсунок достигается критическая скорость пара (см. § 8.1).

Паровые форсунки по конструкции проще механических, но из-за большого расхода пара (0,30—0,35 кг пара на 1 кг мазута) и сильного шума применяются в котлоагрегатах производительностью до 3,3 кг/с.

Пневматические форсунки, в которых распыливающей средой служит воздух, можно разделить на форсунки высокого и низкого давлений. К первой группе относятся форсунки, в которых давление дутьевого воздуха составляет 0,2—1 МПа и выше (см. рис. 19.8, *д*), ко второй — форсунки, в которых давление воздуха равно 0,002—0,008 МПа (рис. 19.8, *е*).

В форсунках высокого давления воздух на распыление подается от компрессора в количестве 10—15 % общего его расхода. В форсунках низкого давления воздух подается вентилятором, и количество его, поступающее на распыление, составляет 40—100 % общего расхода.

При сравнении достоинств пневматических форсунок высокого и низкого давлений предпочтение следует отдать последним. Во-первых, они обеспечивают более высокое качество распыления топлива вследствие большого удельного расхода воздуха; во-вторых, создаются более благоприятные условия для сжигания топлива в результате интенсификации процесса смесеобразования. Кроме того, при этом работают низконапорные топливные насосы и вентиляторы, что ведет к снижению расхода энергии на электропривод. К недостатку пневматических форсунок низкого давления следует отнести значительные габариты, которые возрастают с увеличением их производительности.

На рис. 19.9, *а*, *б* показаны конструкции соответственно центробежной механической и паровой форсунок.

Широкое распространение получили также паро- и пневмомеханические форсунки, которые относятся к классу комбинированных. При номинальном (расчетном) расходе топлива комбинированные форсунки работают как механические, т.е. с большим давлением топлива, а при малых расходах — с подачей распыливающего агента (пара или воздуха). В таких форсунках вращательное движение топлива создается путем тангенциального его подвода или с помощью завихрителей различных конструкций. Для обеспечения более тонкого распыления ма-

зута уменьшают его вязкость, предварительно подогревая. В зависимости от марки мазута и типа форсунки температура его подогрева принимается различной. Например, для воздушных форсунок температуры подогрева мазутов марок 40; 100 и 200 соответственно равны 363, 380 и 403 К; для механических форсунок эти температуры имеют значения 376, 388 и 413 К, а для паровых — 348, 371 и 388 К. Печное топливо не требует предварительного подогрева вследствие малой вязкости даже при низкой температуре (до 263 К).

В соответствии с общими положениями теории горения газообразного топлива (см. § 18.4) газовые горелки бывают:

полного предварительного смешения (газ с воздухом смешивается до выхода из горелки) — кинетические;

частичного предварительного смешения — диффузионно-кинетические;

внешнего смешения — диффузионные.

По способу подачи воздуха горелки делятся на инжекционные и дутьевые (с принудительной подачей воздуха). В соответствии с этим различают горелки низкого давления газа (до 5 кПа), среднего (5 кПа—0,3 МПа) и высокого (более 0,3 МПа). Инжекционные горелки бывают только низкого и среднего давлений.

На рис. 19.10 показаны основные принципиальные схемы газовых горелок. В инжекционной горелке (рис. 19.10,*а*) вытекающий из сопла газ эжектирует (подсасывает) воздух и перемешивается с ним. Газовоздушная смесь в инжекционной горелке горит в непосредственно примыкающей к ней насадке (туннеле) из огнеупорного материала. Из-за высокой температуры внутренней поверхности насадки горение готовой газовоздушной смеси протекает почти мгновенно и завершается внутри насадки. По этой причине такие горелки получили условное название беспламенных.

Объем топочной камеры, приспособленной к беспламенному сжиганию газа, может быть значительно уменьшен, и при выборе габаритов камеры исходят не из необходимости обеспечить завершение в ней процесса горения, а из условия получения наибольшей площади поверхности нагрева.

Расход газа через горелку в зависимости от ее конструкции может меняться в широких пределах — от 0,5 до 1000 м^3/ч и выше. Длина насадки доходит до 1 м, скорость газовоздушной смеси достигает 30—80 м/с. Инжекционные горелки устанавливают под котлами паропроизводительностью менее 2,75 кг/с (10 т/ч). Важное достоинство горелок этого типа — отсутствие вентиляторов для подачи воздуха, что сокращает расход электроэнергии на обслуживание котлоагрегата.

Схема простейшей горелки с принудительной подачей воздуха показана на рис. 19.10,*б*. В кольцевое пространство между внутренними трубами подается газ, а в кольцевое пространство между средней и наружной трубами поступает воздух, при этом конструкцией предусматривается завихрение газовых и воздушных потоков. Газ зажигается через внутреннюю трубу, через нее же наблюдают за работой горелки. Газ смешивается с воздухом в расширяющейся амбразуре, устроенной в обмуровке топки.

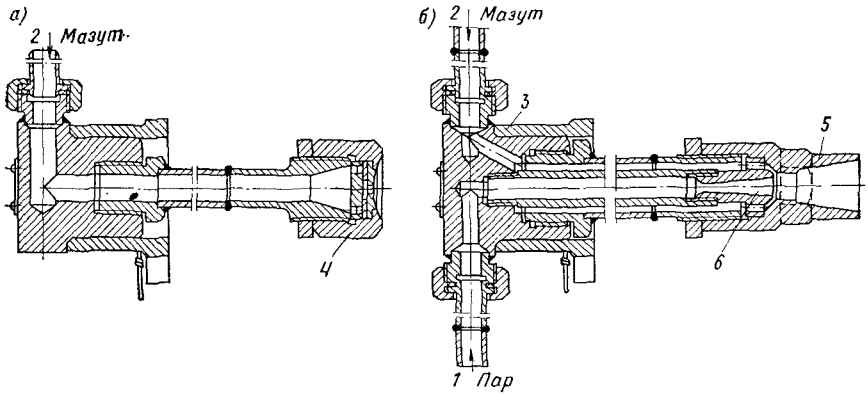


Рис. 19.9. Мазутная форсунка

1, 2 — трубы для пара и мазута; *3* — корпус; *4* — подводящий ствол с распределительными дисками; *5* — насадка; *6* — сопло

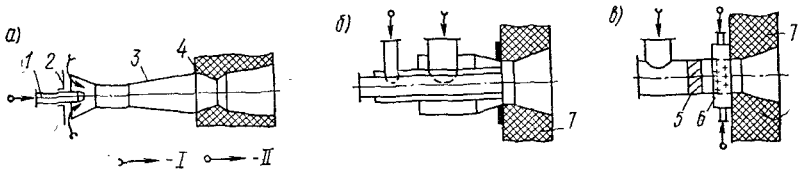


Рис. 19.10. Схемы горелок для сжигания газа

1 — газовое сопло; *2* — регулирующая воздушная заслонка; *3* — смеситель; *4* — керамическая насадка; *5* — лопаточный завихритель; *6* — газовый коллектор; *7* — обмуровка топки; *I* — воздух; *II* — газ

Процесс смешения существенно улучшается, если газ подавать мелкими струями, вытекающими из мелких отверстий (рис. 19.10,*в*). Воздушный поток закручивается специальным завихрителем. Смешение газа с воздухом заканчивается в пределах амбразуры.

Помимо чисто газовых горелок в некоторых установках применяют горелки для совместного сжигания газа и мазута или комбинированного сжигания низкокалорийного газа с пылевидным топливом и др. Конструкции горелок, используемых под котлами и в промышленных печах, описаны в специальной литературе [18].

Для надежной и экономичной работы котельного агрегата важен не только тип горелки, но и их число. Как правило, в топках котлоагрегатов устанавливают несколько горелок. Это необходимо для того, чтобы факел максимально заполнил топочный объем и можно было регулировать топочные процессы в требуемом диапазоне изменения теплопроизводительности при переменном режиме работы котельного агрегата. Каждый тип горелки имеет ограниченный диапазон регулирования по теплопроизводительности. Варьируя расход топлива и коэффициент избытка воздуха на каждой горелке в допустимых пределах, можно добиться определенной глубины регулирования и теплопроизводительности котлоагрегата.

Технологические условия обжига строительных изделий требуют в некоторых случаях осуществления в выносных топках печей полукоксования или коксования, т.е. процессов, заведомо идущих с неполным сгоранием топлива в результате подачи в топку первичного воздуха в количестве 50% общего расхода, необходимого для сжигания этого топлива. Воздух же, поступающий в печь для горения коксового (или полукоксового) газа, называется вторичным. Применение этих процессов позволяет достигать в печах более высоких и притом равномерно распределенных температур и, следовательно, более качественного обжига из-за частичного переноса процесса горения в рабочие пространства печей. Для получения газа полукоксованием обычно применяют топливо с большим выходом летучих веществ (дрова, торф, длиннопламенные угли), газифицируемое в шахтных топках с неподвижным слоем топлива.

В печах некоторых типов, например кольцевых, применяемых в производстве глиняного кирпича и черепицы, топливо сжигают в рабочем пространстве непосредственно среди обжигаемых изделий (рис. 19.11). Такие печи не имеют выносных топок и позволяют сжигать без особой подготовки все виды твердого топлива. С этой целью твердое топливо загружают через топливные трубки диаметром 150—200 мм, под которыми из сырца выкладывают колосниковые решетки, где и происходит сгорание топлива. При использовании газообразного топлива решеток не выкладывают и газ сгорает в промежутках между рядами садки, выходя из горелок, находящихся в поде и сводах печи.

В кольцевых печах применяют также обжиг с запрессовкой порошкового топлива в сырец при подготовке глиняной массы. Обычно в сырец вводят до 70% и более общего количества топлива, необходимого для обжига, а остальную часть загружают через топливные трубки.

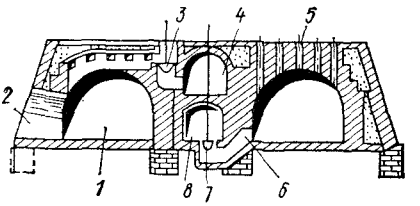


Рис. 19.11. Поперечный разрез кольцевой печи

1 — обжигательный канал, имеющий форму кольца; *2* — канал для загрузки сырца; *3, 7* — клапаны; *4* — жаровой канал; *5* — топливные трубки; *6* — соединительный канал; *8* — дымовой канал

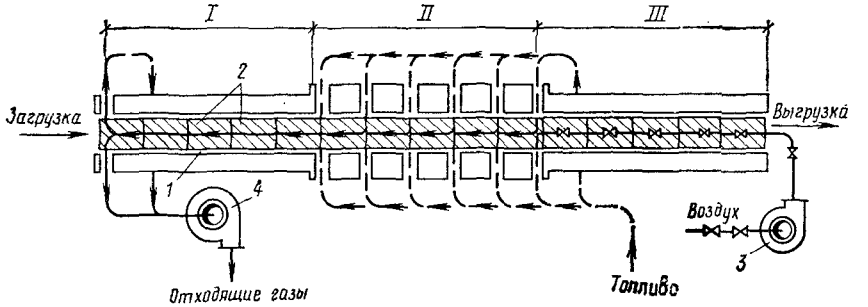


Рис. 19.12. Принципиальная схема туннельной печи

1 — сквозной канал; *2* — вагонетки с обжигаемыми изделиями; *3* — вентилятор; *4* — дымосос; зоны: *I* — подогрева; *II* — обжига; *III* — охлаждения

Из-за большой затраты ручного труда в условиях высоких температур на новых заводах в настоящее время вместо кольцевых печей строят печи туннельного типа (рис. 19.12), которые представляют собой длинные каналы (до 150 м), огражденные с боковых сторон стенами, а сверху — сводом. Подовую часть рабочей части печи образуют подвижные вагонетки с обжигаемыми изделиями. Обычно в середине длины канала располагается неподвижная зона обжига с топками. Горячие газы движутся навстречу вагонеткам (принцип противотока), а со стороны выхода вагонеток подается холодный воздух, который охлаждает обожженные изделия, сам при этом нагревается и используется для сжигания топлива и частично в сушилках. В качестве горючего применяют чаще всего газ, твердое порошкообразное топливо с запрессовкой большей части его в сырец, а также кусковое, загружаемое через щели свода или сжигаемое в выносных топках.

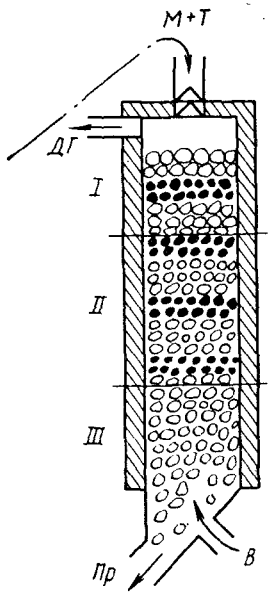


Рис. 19.13. Схема пересыпной шахтной печи

М+Т — материал и топливо; *ДГ* — дымовые газы; *Пр* — продукция; *В* — воздух; зоны: *I* — подогрева; *II* — обжига; *III* — охлаждения

Для обжига вяжущих (известь, цемент, гипс и т.п.) применяют вращающиеся и шахтные печи.

По способу отопления шахтные печи делят на пересыпные с выносными топками и отапливаемые газом. В пересыпные печи твердое топливо (антрацит) и обжигаемый материал обычно загружают послойно в соотношении, определяемом особенностями обжига (рис. 19.13)

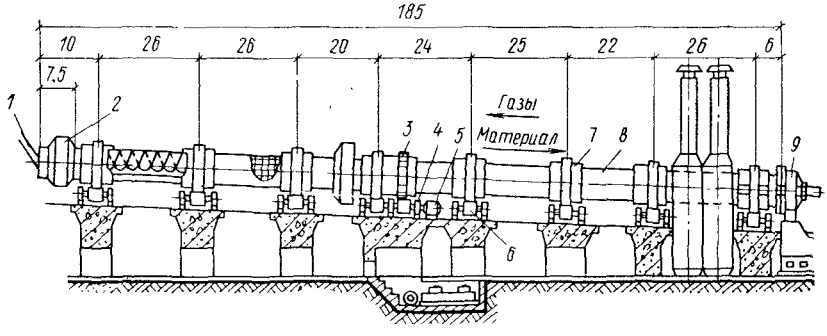


Рис. 19.14. Общий вид вращающейся печи диаметром 5 м и длиной 185 м

1 — питательная труба для подачи шлама; *2* — фильтр; *3* — венцовое колесо; *4* — редуктор; *5* — электродвигатель; *6* — опорные ролики; *7* — бандаж; *8* — цилиндрический корпус; *9* — головка печи для подачи топлива и воздуха

Недостаток этих печей — засоряемость материала золой. Если шахтная печь имеет выносную топку, то в ней ведут, как правило, процесс полукоксования топлива. Получаемые газы (CO и H_2) при температурах 600—800 °С из топки направляют в печь, где они, вступая в реакцию со вторичным воздухом, сгорают и дают необходимые для обжига температуры — примерно 1200—1300 °С. При использовании газообразного топлива воздух вводят обычно через окна в полом столбе (керне), устанавливаемом в центре шахты печи. Это дает возможность равномерно распределять воздух по всему сечению шахты.

Во вращающихся печах зона обжига неподвижна, а материал перемещается. По конструкции вращающаяся печь представляет собой цилиндрический барабан из толстолистовой стали (до 40 мм), выложенный внутри огнеупорной футеровкой (рис. 19.14). Диаметр барабана составляет 2,5—7 м и длина 200 м и более. Корпус печи располагается под уклоном около 4° и вращается с частотой 0,5—1,2 об/мин. В качестве горючего используют пылевидное, жидкое и газообразное топлива, вместе с которыми подают до 20—30% первичного воздуха. Вторичный воздух (70—80%), получив тепло при остывании материала в холодильнике печи, попадает затем непосредственно в ее рабочее пространство. Материал, перемещающийся во вращающейся печи, занимает до 15% ее живого сечения, а остальное пространство заполняется газовым потоком, который путем излучения и конвекции передает теплоту открытым поверхностям материала и футеровки.

К плавильным установкам относятся вагранки (для расплава шлаков и горных пород при производстве минеральной ваты), варочные котлы (для плавки органических вяжущих веществ — битума, дегтя, пека, смолы) и ванные печи (для варки стекла). В вагранках топливом чаще всего служит кокс, дающий при сгорании мало золы и содержащий мало летучих веществ. Кокс входит в состав шихты. В отличие от шахтной печи в нижней части вагранки температура материала достигает температуры его плавления и расплав струйками стекает в нижнюю часть печи — горн. Для улучшения распределения воздуха по объему печи его подают через два-три ряда фурм по высоте вагранки. В настоящее время широко применяют коксогазовые и даже чисто газовые вагранки.

Сыпучие материалы плавят в ванных или горшковых печах, выложенных из огнеупорных материалов. Эти печи отапливают, сжигая в них газ или мазут, но в последнее время начали применять электрообогрев, а также предусматривают разработку установки для плавки сыпучих материалов во взвешенном состоянии.

Подробное описание конструкции топочных устройств и печей, применяемых в промышленности строительных материалов, приводится в специальных курсах по тепловым установкам [9, 12].

§ 19.2. Теплотехнические показатели работы топок

Важнейшая теплотехническая характеристика топочных устройств, основываясь на которой решают вопросы их конструкции и оценивают интенсивность работы, — тепловое напряжение объе-

ма топочного пространства. Оно выражается отношением $Q/V_т$ и представляет собой количество теплоты, выделившейся при сжигании определенного количества топлива в единицу времени B и приходящейся на 1 м³ объема топочного пространства, т.е.

$$q_v = Q/V_т = Q^р_н B/V_т. \quad (19.1)$$

Единицей измерения для q_v является Вт/м³.

Если значение q_v будет превышать определенную числовую величину, установленную практически, то за время нахождения в топке топливо не сгорит полностью. Опыт эксплуатации котельных агрегатов показал, что для различных видов топлива, способов сжигания и конструкций топок допустимое значение q_v изменяется в широких пределах. Например, для слоевых топок с неподвижной решеткой и ручным забросом топлива $q_v = 290 \div 350$ кВт/м³, у слоевых механизированных топок $q_v = 290 \div 465$ кВт/м³, для камерных топок при сжигании угольной пыли $q_v = 145 \div 230$ кВт/м³, а при сжигании в них газа или мазута $q_v = 230 \div 460$ кВт/м³.

В слоевых топках, в которых часть топлива сгорает в слое, а другая часть в топочном пространстве, применяют еще одну характеристику интенсивности тепловой работы топки, называемую тепловым напряжением зеркала горения и имеющую вид

$$q_R = Q/R = Q^р_н B/R. \quad (19.2)$$

Единицей измерения для q_R является Вт/м²; B — кг/с; $Q^р_н$ — Дж/кг и для R — м².

Эта характеристика представляет собой количество теплоты, выделившейся при сжигании определенного количества топлива в единицу времени и приходящейся на 1 м² площади поверхности зеркала горения. Установлено, что чем больше q_R, тем больше потеря теплоты от механического недожога вследствие уноса из пределов топки мелких, не успевших сгореть частиц топлива. Значения теплового напряжения зеркала горения зависят от сорта топлива, величины его кусков, содержания золы, конструкции топки и т.д. и изменяются в широких пределах — от 350 до 1100 кВт/м². Очевидно, что чем больше значения q_v и q_R для заданных размеров топки и одного и того же вида топлива, тем интенсивней (форсированней) протекает работа топки, т.е. больше сжигается топлива в единицу времени и больше вырабатывается теплоты. Однако форсировать топку можно лишь до определенного предела, ибо в противном случае возрастают потери от химической и механической неполноты сгорания топлива и снижается КПД

§ 19.3. Тепловой баланс котельного агрегата

Тепловой баланс котельного агрегата устанавливает равенство между поступающим в агрегат количеством теплоты и его расходом. На основании теплового баланса определяют расход топлива и вычисляют коэффициент полезного действия, который является важнейшей характеристикой энергетической эффективности работы котельного агрегата.

В котельном агрегате химически связанная энергия топлива в процессе горения преобразуется в физическую теплоту горючих продуктов сгорания. Эта теплота расходуется на выработку и перегрев пара или нагревание воды. Вследствие неизбежных потерь при передаче теплоты и преобразовании энергии вырабатываемый продукт (пар, вода и т.д.) воспринимает только часть теплоты. Другую часть составляют потери, которые зависят от эффективности организации процессов преобразования энергии (сжигания топлива) и передачи теплоты вырабатываемому продукту.

Составление теплового баланса котельного агрегата заключается в установлении равенства между поступившим в агрегат количеством теплоты и суммой использованной теплоты и тепловых потерь. Тепловой баланс составляется на 1 кг твердого или жидкого топлива или для 1 м³ газа. Уравнение теплового баланса для установившегося теплового состояния агрегата записывают в следующем виде:

$$Q_р^р = Q_1 + \Sigma Q_п,$$

или

$$Q_р^р = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \qquad (19.3)$$

где $Q_р^р$ — теплота, которой располагают; Q_1 — использованная теплота; $\Sigma Q_п$ — общие потери; Q_2 — потери теплоты с уходящими газами; Q_3 — потери теплоты от химического недожога; Q_4 — потери теплоты от механической неполноты сгорания; Q_5 — потери теплоты в окружающую среду; Q_6 — потери теплоты с физической теплотой шлаков.

Если каждое слагаемое правой части уравнения (19.3) разделить на $Q_р^р$ и умножить на 100%, получим второй вид уравнения теплового баланса

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100\ \%. \qquad (19.4)$$

В уравнении (19.4) величина q_1 представляет собой коэффициент полезного действия установки «брутто». Он не учитывает затраты энергии на обслуживание котельной установки: привод дымососов, вентиляторов, питательных насосов и прочие расходы. Коэффициент полезного действия «нетто» меньше КПД «брутто», так как он учитывает затраты энергии на собственные нужды установки.

Левая приходная часть уравнения теплового баланса (19.3) является суммой следующих величин:

$$Q_р^р = Q_н^р + Q_{в.вн} + Q_{пар} + Q_{физ.т}, \qquad (19.5)$$

где $Q_{в.вн}$ — теплота, вносимая в котлоагрегат с воздухом на 1 кг топлива; эта теплота учитывается тогда, когда воздух нагревается вне котельного агрегата (например, в паровых или электрических калориферах, устанавливаемых до воздухоподогревателя); если воздух нагревается только в воздухоподогревателе, то эта теплота не учитывается, так как она возвращается в топку агрегата; $Q_{пар}$ — теплота, вносимая в топку с дутьевым (форсуночным) паром на 1 кг топлива; $Q_{физ.т}$ — физическая теплота 1 кг или 1 м³ топлива.

Теплоту, вносимую с воздухом, рассчитывают по равенству

$$Q_{в.вн} = \beta' V^0 c_р' (T_{г.вз} - T_{х.вз}),$$

где β' — отношение количества воздуха на входе в воздухоподогреватель к теоретически необходимому; $c'_р$ — средняя объемная изобарная теплоемкость воздуха; при температуре воздуха до 600 К можно считать $c'_р = 1{,}33$ кДж/(м³·К); $T_{г.вз}$ — температура нагретого воздуха, К; $T_{х.вз}$ — температура холодного воздуха, принимаемая обычно равной 300 К.

Теплоту, вносимую с паром для распыления мазута (форсуночный пар), находят по формуле

$$Q_{пар} = W_ф\,(i_ф - r),$$

где $W_ф$ — расход форсуночного пара, равный 0,3—0,4 кг/кг; $i_ф$ — энтальпия форсуночного пара, кДж/кг; r — теплота парообразования, кДж/кг.

Физическая теплота 1 кг топлива

$$Q_{физ.т} = c_т\,(T_т - 273),$$

где $c_т$ — теплоемкость топлива, кДж/(кг·К); $T_т$ — температура топлива, К.

Значение величины $Q_{физ.\ т}$ обычно незначительно и в расчетах учитывается редко. Исключением являются мазут и низкокалорийный горючий газ, для которых значение $Q_{физ.\ т}$ существенно и должно обязательно учитываться.

Если предварительный подогрев воздуха и топлива отсутствует и пар для распыления топлива не используется, то $Q^р_р = Q^р_н$. Слагаемые потерь тепла в уравнении теплового баланса подсчитывают на основании равенств, приводимых ниже.

1. Потерю теплоты с уходящими газами $Q_2(q_2)$ определяют как разность между энтальпией газов на выходе из котельного агрегата и воздуха, поступающего в котельный агрегат (до воздухоподогревателя), т.е.

$$Q_2 = (I_{ух} - I_{х.вз})\,a = \left[V_г\,c'_{р.г}\,(T_{ух} - 273) - \alpha_{ух}\,V^0\,c'_{р.в}\,(T_{х.вз} - 273)\right]a, \quad (19.6)$$

где $V_г$ — объем продуктов сгорания 1 кг топлива, определяемый по формуле (18.46), м³/кг; $c'_{р.г}$, $c'_{р.в}$ — средние объемные изобарные теплоемкости продуктов сгорания топлива и воздуха, определяемые как теплоемкости газовой смеси (§ 1.3) с помощью таблиц (см. прил. 1); $T_{ух}$, $T_{х.вз}$ — температуры уходящих газов и холодного воздуха; a — коэффициент, учитывающий потери от механического недожога топлива.

Котельные агрегаты и промышленные печи работают, как правило, под некоторым разрежением, которое создается дымососами и дымовой трубой. Вследствие этого через неплотности в ограждениях, а также через смотровые лючки и т.д. подсасывается из атмосферы некоторое количество воздуха, объем которого необходимо учитывать при расчете $I_{ух}$.

Энтальпию всего поступающего в агрегат воздуха (с учетом присосов) определяют по коэффициенту избытка воздуха на выходе из установки $\alpha_{ух} = \alpha_т + \Delta\alpha$. Общий подсос воздуха в котельных установках не должен превышать $\Delta\alpha = 0{,}2 \div 0{,}3$.

Из всех потерь теплоты величина Q_2 — самая значительная. Величина Q_2 возрастает с увеличением коэффициента избытка воздуха, температуры уходящих газов, влажности твердого топлива и забалластированности негорючими газами газообразного топлива. Снижение

присосов воздуха и улучшение качества горения приводят к некоторому уменьшению потери теплоты Q_2. Основным определяющим фактором, влияющим на потерю теплоты уходящими газами, является их температура. Для снижения $T_{ух}$ увеличивают площадь теплоиспользующих поверхностей нагрева — воздухоподогревателей и экономайзеров.

Величина $T_{ух}$ влияет не только на КПД агрегата, но и на капитальные затраты, необходимые для установки воздухоподогревателей или экономайзеров. С уменьшением $T_{ух}$ возрастает КПД и снижаются расход топлива и затраты на него. Однако при этом возрастают площади теплоиспользующих поверхностей (при малом температурном напоре площадь поверхности теплообмена необходимо увеличивать; см. § 16.1), в результате чего повышаются стоимость установки и эксплуатационные расходы. Поэтому для вновь проектируемых котельных агрегатов или других теплопотребляющих установок значение $T_{ух}$ определяют из технико-экономического расчета, в котором учитывается влияние $T_{ух}$ не только на КПД, но и на величину капитальных затрат и эксплуатационных расходов.

Другой важный фактор, влияющий на выбор $T_{ух}$, — содержание серы в топливе. При низкой температуре (меньше, чем температура точки росы дымовых газов) возможна конденсация водяных паров на трубах поверхностей нагрева. При взаимодействии с сернистым и серным ангидридами, которые присутствуют в продуктах сгорания, образуются сернистая и серная кислоты. В результате этого поверхности нагрева подвергаются интенсивной коррозии.

Современные котельные агрегаты и печи для обжига строительных материалов имеют $T_{ух} = 390 \div 470$ К. При сжигании газа и твердых топлив с небольшой влажностью $T_{ух} = 390 \div 400$ К, влажных углей $T_{ух} = 410 \div 420$ К, мазута $T_{ух} = 440 \div 460$ К.

Влажность топлива и негорючие газообразные примеси являются газообразующим балластом, который увеличивает количество получающихся при горении топлива продуктов сгорания. При этом повышаются потери Q_2.

При использовании формулы (19.6) следует иметь в виду, что объемы продуктов сгорания рассчитывают без учета механического недожога топлива. Фактическое количество продуктов сгорания с учетом механической неполноты горения будет меньше. Это обстоятельство учитывают, вводя в формулу (19.6) поправочный коэффициент $a = 1 - q_4/100$.

2. *Потеря теплоты от химического недожога* $Q_3(q_3)$. Газы на выходе из топки могут содержать продукты неполного горения топлива CO, H_2, CH_4, теплота сгорания которых не использована в топочном объеме и далее по тракту котлоагрегата. Суммарная теплота сгорания этих газов и обусловливает химический недожог. Причинами появления химического недожога могут быть:

недостаток окислителя ($\alpha < 1$);

плохое перемешивание топлива с окислителем ($\alpha \geqslant 1$);

большой избыток воздуха;

малое или чрезмерно высокое удельное энерговыделение в топочной камере q_v, кВт/м^3.

Недостаток воздуха приводит в тому, что часть горючих элементов газообразных продуктов неполного горения топлива может вообще не сгорать из-за отсутствия окислителя.

Плохое перемешивание топлива с воздухом является причиной или местного недостатка кислорода в зоне горения, или, наоборот, большого его избытка. Большой избыток воздуха вызывает снижение температуры горения, что уменьшает скорости реакций горения и делает процесс сжигания неустойчивым.

Малое удельное тепловыделение в топке ($q_v = BQ_н^р/V_т$, где B — расход топлива; $V_т$ — объем топки) является причиной сильного рассеяния теплоты в топочном объеме и ведет к снижению температуры. Завышенные значения q_v также вызывают появление химического недожога. Объясняется это тем, что для завершения реакции горения требуется определенное время, а при значительно завышенном значении q_v время нахождения топливовоздушной смеси в топочном объеме (т.е. в зоне наиболее высоких температур) оказывается недостаточным и ведет к появлению в газообразных продуктах сгорания горючих составляющих. В топках современных котельных агрегатов допустимое значение q_v достигает 170–350 кВт/м³ (см. § 19.2).

Для вновь проектируемых котельных агрегатов значения q_v выбирают по нормативным данным [16] в зависимости от вида сжигаемого топлива, способа сжигания и конструкции топочного устройства.

При балансовых испытаниях эксплуатируемых котельных агрегатов величину $Q_з$ рассчитывают по данным газового анализа.

При сжигании твердого или жидкого топлива величину $Q_з$, кДж/кг, можно определить по формуле

$$Q_з = 237{,}5\frac{C^р + 0{,}375\,S_л^р}{RO_2 + CO}\left(1 - \frac{q_4}{100}\right)(CO + 0{,}85H_2 + 2{,}8CH_4). \qquad (19.7)$$

3. Потеря теплоты от механической неполноты сгорания топлива $Q_4(q_4)$. При горении твердого топлива остатки (зола, шлак) могут содержать некоторое количество несгоревших горючих веществ (в основном углерода). В результате химически связанная энергия топлива частично теряется.

Потеря теплоты от механической неполноты сгорания включает ее потери вследствие:

провала мелких частиц топлива через зазоры в колосниковой решетке $Q_{пр}(q_{пр})$;

удаление некоторой части недогоревшего топлива со шлаком и золой $Q_{шл}(q_{шл})$;

уноса мелких частиц топлива дымовыми газами $Q_{ун}(q_{ун})$, т. е.

$$Q_4 = Q_{пр} + Q_{ун} + Q_{шл}.$$

Потеря теплоты $q_{ун}$ принимает бо́льшие значения при факельном сжигании пылевидного топлива, а также при сжигании неспекающихся углей в слое на неподвижных или подвижных колосниковых решетках. Значение $q_{ун}$ для слоевых топок зависит от видимого удельного энерговыделения (теплонапряжения) зеркала горения q_R, кВт/м², т.е. от

количества выделяющейся тепловой энергии, отнесенного к 1 м² горящего слоя топлива.

Допустимое значение $q_R = BQ_н^р/R$ (B — расход топлива; R — площадь зеркала горения) зависит от вида сжигаемого твердого топлива, конструкции топки, коэффициента избытка воздуха и т.д. В слоевых топках современных котельных агрегатов величина q_R имеет значения в пределах 800—1100 кВт/м². При расчете котельных агрегатов величины q_R, $q_4 = q_{пр} + q_{шл} + q_{ун}$ принимают по нормативным материалам [16]. При балансовых испытаниях потерю теплоты от механического недожога рассчитывают по результатам лабораторного технического анализа сухих твердых остатков на содержание в них углерода. Обычно для топок с ручной загрузкой топлива $q_4 = 5 \div 10\%$, а для механических и полумеханических топок $q_4 = 1 \div 10\%$. При сжигании пылевидного топлива в факеле в котельных агрегатах средней и большой мощности $q_4 = 0{,}5 \div 5\%$.

4. Потеря теплоты в окружающую среду $Q_5(q_5)$ зависит от большого числа факторов и главным образом от размеров и конструкции котла и топки, теплопроводности материала и толщины стенок обмуровки, тепловой производительности котлоагрегата, температуры наружного слоя обмуровки и окружающего воздуха и т. д.

Потери теплоты в окружающую среду при номинальной производительности определяют по нормативным данным [16] в зависимости от мощности котлоагрегата и наличия дополнительных поверхностей нагрева (экономайзера). Для паровых котлов производительностью до 2,78 кг/с пара $q_5 = 2 \div 4\%$, до 16,7 кг/с — $q_5 = 1 \div 2\%$, более 16,7 кг/с — $q_5 = 1 \div 0{,}5\%$.

Потери теплоты в окружающую среду распределяются по различным газоходам котлоагрегата (топка, пароперегреватель, экономайзер и т.д.) пропорционально теплоте, отдаваемой газами в этих газоходах. Эти потери учитывают, вводя коэффициент сохранения теплоты $\varphi = 1 - q_5/(q_5 + \eta_{к.а})$, где $\eta_{к.а}$ — КПД котельного агрегата.

5. Потеря теплоты с физической теплотой удаляемых из топок золы и шлаков $Q_6(q_6)$ незначительна, и ее следует учитывать только при слоевом и камерном сжигании многозольных видов топлива (типа бурых углей, сланцев), для которых она составляет 1—1,5%.

Потери теплоты с горячей золой и шлаком q_6, %, рассчитывают по формуле

$$q_6 = \frac{a_{шл} A^р c_{шл} (T_{шл} - 273)}{Q_р^р}, \qquad (19.8)$$

где $a_{шл}$ — доля золы топлива в шлаке; $c_{шл}$ — теплоемкость шлака; $T_{шл}$ — температура шлака.

При факельном сжигании пылевидного топлива $a_{шл} = 1 - a_{ун}$ ($a_{ун}$ — доля золы топлива, уносимой из топки с газами). Для слоевых топок $a_{шл}^{сл} = a_{шл} + a_{пр}$ ($a_{пр}$ — доля золы топлива в «провале»). При сухом шлакоудалении температура шлака принимается $T_{шл} = 870$ К.

При жидком шлакоудалении, которое наблюдается иногда при факельном сжигании пылевидного топлива $T_{шл} = T_{зол} + 100$ К ($T_{зол}$ — температура золы в жидкоплавком состоянии). При слоевом сжигании горючих сланцев к зольности $A^р$ вводится поправка на содержание углекислоты карбонатов, равная 0,3 (CO_2), т.е. зольность принимается равной $A^р + 0{,}3(CO_2)^р_к$. Если удаляемый шлак находится в жидком состоянии, то значение величины q_6 достигает 3%.

В печах и сушилках, применяемых в промышленности строительных материалов, помимо рассмотренных потерь теплоты приходится учитывать также потери на прогрев транспортных устройств (например, вагонеток), на которых материал подвергается тепловой обработке. Эти потери могут доходить до 4% и более.

Таким образом, КПД «брутто» может быть определен как

$$\eta_{к.а} = q_1 = 100 - \Sigma q_{потерь}. \qquad (19.9)$$

Теплоту, воспринятую вырабатываемым продуктом (пар, вода), обозначим $Q_{к.а}$, кВт, тогда имеем:

для паровых котлов

$$Q_1 = Q_{к.а} = D\,(i_{п.п} - i_{п.в}) + pD/100\,[(i' - i_{п.в})]; \qquad (19.10)$$

для водогрейных котлоагрегатов

$$Q_1 = Q_{к.а} = M_в\, c_{р.в}\,(T_{вых} - T_{вх}), \qquad (19.11)$$

где D — производительность котла, кг/с; $i_{п.п}$ — энтальпия перегретого пара (если котел вырабатывает насыщенный пар, то вместо $i_{п.п}$ следует поставить $i_{н.п}$), кДж/кг; $i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, кДж/кг; p — количество воды, удаляемой из котлоагрегата с целью сохранения допустимого содержания солей в котловой воде (так называемая непрерывная продувка котла), %; i' — энтальпия котловой воды, кДж/кг; $M_в$ — расход воды через котлоагрегат, кг/с; $c_{р.в}$ — теплоемкость воды, кДж/(кг·К); $T_{вых}$ — температура горячей воды на выходе из котла; $T_{вх}$ — температура воды на входе в котел.

Расход топлива B, кг/с или м^3/с, определяют по формуле

$$B = Q_{к.а}/(Q^р_н \eta_{к.а}). \qquad (19.12)$$

Объем продуктов сгорания (см. § 18.5) определяют без учета потери от механического недожога. Поэтому дальнейший расчет котельного агрегата (теплообмен в топке, определение площади поверхностей нагрева в газоходах, воздухоподогревателя и экономайзера) осуществляется по расчетному количеству топлива $B_р$:

$$B_р = B\,\frac{100 - q_4}{100} \qquad (19.13)$$

При сжигании газа и мазута $B_р = B$.

§ 19.4. Температура горения и температура газов на выходе из топки

Рассмотрение процессов горения топлива и анализ уравнения теплового баланса котельного агрегата показывают, что для успешного сжигания топлива требуется создание в топочных устройствах соответствующих температурных режимов.

Режим топочной камеры характеризуется следующими условными температурами горения: 1) калориметрическая максимальная; 2) калориметрическая; 3) теоретическая.

Калориметрической максимальной называется такая температура горения, которую могли бы иметь продукты полного сгорания топлива при теоретическом количестве воздуха ($\alpha = 1$) и при условии, что вся теплота, выделенная топливом, израсходовалась только на нагрев продуктов горения.

Калориметрической называется температура горения, которую приобрели бы продукты полного сгорания топлива при отсутствии потерь теплоты и любом значении коэффициента избытка воздуха α, превышающем единицу.

Теоретическая температура горения отличается от калориметрической тем, что при ее определении учитывается эндотермический процесс диссоциации продуктов сгорания при высокой температуре ($T > 2100$ К). При обычно достигаемых в топках температурах (1470—2050 К) диссоциация CO_2 и H_2O практически отсутствует (см. § 12.4), и в случае полного горения теоретическая температура горения с достаточной точностью совпадает с калориметрической.

Теоретическую температуру горения рассчитывают на основе уравнения энергетического баланса процесса сжигания 1 кг или 1 м^3 топлива:

$$Q_т = Q_р^р \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_в - Q_{в.вн} = V_г c'_{р.г} (T_{теор} - 273), \quad (19.14)$$

где $Q_в$ — теплота, вносимая с горячим воздухом, нагреваемым в пределах котлоагрегата (в воздухоподогревателе); $c'_{р.г}$ — средняя объемная изобарная теплоемкость продуктов сгорания; $T_{теор}$ — теоретическая температура горения.

Следует помнить, что в теплоту $Q_р^р$ входит теплота нагретого воздуха $Q_{в.вн}$ [см. формулу (19.5)], которую он получил до входа в воздухоподогреватель (в паровом или водяном калорифере). Левая часть уравнения (19.14) представляет собой тепловыделение в топке при сжигании 1 кг или 1 м^3 топлива. Величину $c'_{р.г}$ можно вычислить как теплоемкость газовой смеси, состоящей из трех компонентов: двухатомных газов, сухих трехатомных газов и водяных паров. Теплоемкости этих компонентов приведены в прил. 1. В этом случае уравнение (19.14) принимает вид

$$Q_т = \left(V_{R_2} c_{p_{R_2}} + V_{CO_2} c_{p_{CO_2}} + V_{H_2O} c_{p_{H_2O}}\right) (T_{теор} - 273). \quad (19.15)$$

Это уравнение показывает, что тепловыделение в топке равно энтальпии продуктов сгорания при $T_{теор}$. Из равенства (19.15) определяют теоретическую температуру горения:

$$T_{теор} = \frac{Q_р^р \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_в - Q_{в.вн}}{\sum_{i=1}^{i=3} \left(V_i c'_{p_i}\right)} + 273. \quad (19.16)$$

В этом уравнении неизвестны величина $T_{теор}$ и значения теплоемкостей c'_{pN_2}, c'_{pCO_2}, c'_{pH_2O}, которые ей соответствуют. Теоретическую температуру находят методом подбора или графическим путем с помощью IT-диаграммы, которую строят следующим образом. Задаются несколькими значениями температуры газов и определяют для них энтальпию по правой части уравнения (19.15). Затем, выбрав масштабы температур и энтальпий в прямоугольной системе осей координат IT, проводят кривую $I = f(T)$ и по диаграмме находят температуру, при которой I будет равно левой части уравнения (19.15), т.е. $I = Q_т$. В этом случае I представляет собой теоретическую энтальпию продуктов сгорания. На рис. 19.30 приведена IT-диаграмма, по которой определена теоретическая температура горения для конкретного числового примера, приведенного в конце настоящей главы.

Анализ уравнения (19.16) показывает, что теоретическая температура горения зависит в основном от четырех факторов:

1) теплоты сгорания и, следовательно, от вида и свойств сжигаемого топлива (в $Q^р_р$ входит $Q^р_н$);

2) коэффициента избытка воздуха, основное влияние которого сказывается на величине объема продуктов сгорания;

3) температуры подогрева воздуха;

4) совершенства организации процесса горения (т.е. от величины химического недожога q_3).

Влияние потери с физической теплотой золы и шлаков q_6 на величину $T_{теор}$ незначительно.

Для заданного вида топлива и способа его сжигания основное влияние на величину $T_{теор}$ оказывают коэффициент избытка воздуха и температура его подогрева. Например, при горении газа характер этого влияния подобен влиянию концентрации и температуры подогрева на нормальную скорость распространения пламени (см. рис. 18.4).

Другой важной характеристикой работы топочной камеры является температура газов на выходе из топки $T''_т$. Эта температура всегда меньше вычисленной теоретической вследствие отдачи газами теплоты той поверхности нагрева (котла или обжигаемого в печах изделия), которая может воспринимать теплоту с помощью лучеиспускания (радиации) непосредственно от топочных газов и горящего топлива.

Температуру газов на выходе из топки $T''_т$ находят путем совместного решения уравнений теплового баланса топки и теплоотдачи*:

$$BV_г \varphi c'_г \left(T_{теор} - T''_т\right) = 5{,}67 a_т \left[(T_{эф}/100)^4 - (T_{ст}/100)^4\right] H_л$$

или

$$BV_г \varphi \left(Q_т - I''_т\right) = 5{,}67 a_т \left[(T_{эф}/100)^4 - (T_{ст}/100)^4\right] H_л = Q_л, \qquad (19.17)$$

где $Q_т$ — тепловыделение в топке [см. уравнение (19.14)]; $I''_т$ и $T''_т$ — энтальпия продуктов сгорания и температура на выходе из топки; φ — коэффициент

* Дальше излагается метод расчета, предложенный в ЦНИПКИ им. И. И. Ползунова.

сохранения теплоты [$\varphi = (100 - a_б)/100$]; $a_т = a'_г a'_{ст}$ — приведенная степень черноты топочной камеры (см. § 15.2); $Q_л$ — теплота, отдаваемая топке путем излучения; $T_{эф}$ — эффективная температура факела, К; $T_{ст}$ — температура стенки экрана, К; $H_л$ — площадь лучевоспринимающей поверхности топки.

В топочной камере существует сложное поле температур. Лучистый тепловой поток, воспринимаемый различными частями экранов, будет неравномерным. Например, в зоне, где находится горящий факел, тепловой поток, падающий на экраны, выше, чем в верхней или нижней части топки.

Эффективная температура факела $T_{эф}$ — это такая усредненная температура, при которой равномерный тепловой поток, падающий на $H_л$, равен суммарному количеству теплоты, воспринимаемой экранами от факела при фактических температурах топочной среды.

Экранные поверхности являются серыми телами. Поэтому в условиях топочной камеры существенное значение имеют отраженные тепловые потоки. При загрязнении поверхностей экранов их температура возрастает. Следовательно, возрастают и потоки собственного излучения стенок экранов, и их влияние на суммарный перенос теплоты в топочной камере. Собственное излучение экранов учитывают с помощью коэффициента загрязнения

$$\xi = 1 - (T_{ст}/T_{эф})^4. \qquad (19.18)$$

Вводя понятие средней теплоемкости с учетом коэффициента ξ по (19.18), придаем уравнению (19.17) следующий вид:

$$BV_г c_m \left(T_{теор} - T''_т\right) = 5{,}67 a_т \xi \left(T_{эф}/100\right)^4 H_л, \qquad (19.19)$$

где

$$c_m = \left(c_{T_{теор}} T_{теор} - c''_т T''_т\right)/\left(T_{теор} - T''_т\right) \qquad (19.20)$$

средняя теплоемкость в интервале температур от $T_{теор}$ до $T''_т$.

При проверочном расчете топки в соответствии с нормативным методом [16] температуру на выходе из топки определяют по формуле

$$T''_т = \frac{T_{теор}}{M\left(5{,}67 \xi a_т H_л T^3_{теор}/\varphi B_р V c_{p_m}\right)^{0{,}6} + 1}. \qquad (19.21)$$

Коэффициент M учитывает влияние горения (относительное положение факела в объеме топки) на теплообмен и зависит от типа топки, вида топлива и места расположения горелок по высоте топки. В общем случае $M = A - Bx$. При камерном сжигании высокореакционных твердых топлив и слоевом сжигании всех топлив $A = 0{,}59$ и $B = 0{,}5$. При сжигании газа или мазута $M = 0{,}54 \div 0{,}2x$. Величина $x = h_1/h_2$, где h_1 — высота расположения горелки над подом топки, а h_2 — расстояние от пода топки до середины сечения для выхода газов из топки. Для слоевых топок с пневмомеханическими забрасывателями $x = 0{,}1$; при сжигании топлива в толстом слое $x = 0{,}14$.

Рассмотренный метод определения температуры газов на выходе из топки не учитывает процесса теплопередачи от наружного загрязнен-

ного слоя к теплоносителю. Метод, разработанный Всесоюзным теплотехническим институтом им. Ф. Э. Дзержинского (ВТИ) совместно с Энергетическим институтом им. Г. М. Кржижановского (ЭНИН), позволяет дополнительно учесть влияние температуры теплоносителя, термического сопротивления слоя загрязнения экранных поверхностей, степени их черноты и др. Этот метод основан на решении системы из четырех уравнений: первые два уравнения являются соответственно правой и левой частями уравнения (19.17); третье представляет собой уравнение теплопередачи между наружным слоем загрязнения поверхности нагрева и теплоносителем; четвертым является уравнение для определения эффективной температуры топочной среды. Оно учитывает влияние таких факторов, как вид топлива, угол наклона горелки и степень экранирования топочной камеры.

Подробный расчет теплообмена в топке и определение температуры на выходе из топки по методам ЦНИПКИ им. И. И. Ползунова и ВТИ—ЭНИН приведены в специальной литературе [16].

§ 19.5. Котельный агрегат и его элементы

Как уже указывалось, устройства, в которых непосредственно вырабатывается пар и нагревается вода, называют паровыми или водогрейными котлами. Если котлы в отопительных котельных вырабатывают пар давлением $p \leqslant 0{,}17$ МПа или горячую воду температурой не выше 388 К, то они относятся к категории котлов низкого давления. Изготовляют эти котлы из чугуна или стали. Положительное качество чугунных котлов — устойчивость их стенок против коррозии; из недостаток — хрупкость металла, из-за которой они могут работать лишь при низких давлениях.

В производственных и энергетических котельных по давлению получаемого пара котельные агрегаты разделяются на следующие: низкого давления ($p = 0{,}8 \div 1{,}6$ МПа), среднего ($p = 2{,}4 \div 4$ МПа), высокого ($p = 10 \div 14$ МПа) и сверхвысокого давления ($p = 25 \div 31$ МПа). Паровые котельные агрегаты стандартизированы (ГОСТ 3619—76) по параметрам вырабатываемого пара (p и T) и мощности.

Котельные агрегаты производительностью 0,01—5,5 кг/с относятся к котлам малой мощности, производительностью до 30 кг/с — к котлам средней мощности и более 30 кг/с (до 500—1000 кг/с) — к котлам большой мощности.

Водогрейные котлы унифицированы по теплопроизводительности на восемь типов: 4, 6,5, 10, 20, 30, 50, 100 и 180 Гкал/ч. Котлы теплопроизводительностью ниже 30 Гкал/ч предназначаются для работы только в одном режиме (основном). Котлы теплопроизводительностью 30 Гкал/ч и выше допускают возможность работы как в основном, так и в пиковом режимах, т.е. в период максимального теплопотребления при наиболее низких температурах наружного воздуха.

Для котлов теплопроизводительностью до 30 Гкал/ч температура воды на выходе принимается 423 К, а давление воды на входе в котел— 1,6 МПа. Для котлов теплопроизводительностью 30 Гкал/ч и выше

максимальная температура воды на выходе принимается 450—470 К, а давление воды на входе — 2,5 МПа.

По конструкции паровые котлы можно разделить на два типа — *газотрубные* и *водотрубные*. В газотрубных котлах основные поверхности нагрева находятся внутри цилиндрического сосуда большого диаметра в виде так называемых жаровых или дымогарных труб или различных их комбинаций, по которым движутся продукты сгорания топлива. На рис. 19.15 показаны схемы котлов с жаровыми и дымогарными трубами.

Несмотря на простоту конструкции и обусловливаемую этим дешевизну, жаротрубные котлы имеют ограниченное распространение и нашей промышленностью в настоящее время не изготовляются. К недостаткам, присущим этим котлам, относятся низкое давление пара (не более 1,5—1,8 МПа), ограниченная паропроизводительность, большой расход металла, длительность растопки, большие площади для их установки, а также наличие внутренних топок, в которых можно сжигать лишь высокосортное топливо (антрацит). При сжигании в газотрубных котлах низкосортного топлива топку приходится выносить за пределы жаровых труб, что еще больше увеличивает площадь, занимаемую котлом.

По типу этих котлов изготовляли паровозные котлы, но здесь жаровую трубу заменяли металлической «огневой коробкой», к которой присоединяли систему дымогарных труб. В настоящее время в связи с переводом на железнодорожном транспорте с локомотивной тяги на электровозы, тепловозы и газотурбовозы выпуск паровозных котлов прекращен.

В различных отраслях промышленности (химической и др.) применяют бестопочные котлы-утилизаторы газотрубного типа, предназначенные для использования теплоты горячих технологических газов с целью получения пара.

Более совершенными являются водотрубные паровые котлы. Они имеют развитые поверхности нагрева, состоящие из труб, заполненных внутри водой и пароводяной смесью, а снаружи обогреваемых продуктами сгорания топлива. Котлы относятся к горизонтально-водотрубным, если трубы расположены под углом к горизонту не более 25°, и к вертикально-водотрубным, если трубы идут более круто или вертикально. В этих котлах путем изменения числа труб в пучках и числа самых пучков удалось увеличить площадь поверхности нагрева, не увеличивая диаметр их барабанов, что в свою очередь дало возможность получить в этих котлах пар высокого давления.

При работе парового котла очень важно обеспечить надежное охлаждение поверхностей нагрева, в которых происходит парообразование. Для этого необходимо соответствующим образом организовать движение воды и пароводяной смеси в испарительных поверхностях нагрева. По характеру организации движения рабочего тела в испарительных поверхностях котельные агрегаты делятся на три типа:

1) с естественной циркуляцией;
2) с принудительной циркуляцией;
3) прямоточные.

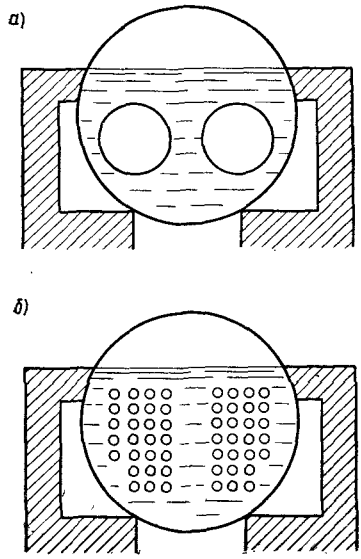


Рис. 19.15. Схемы котлов

а — с жаровыми трубами; *б* — с дымогарными трубами

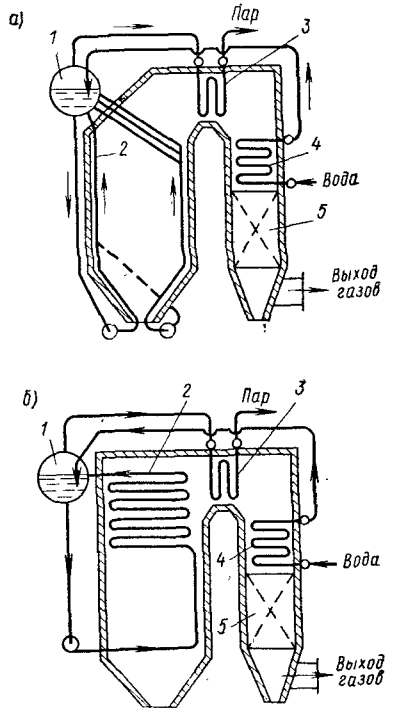


Рис. 19.16. Схемы котлов

а — с естественной циркуляцией; *б* — с принудительной циркуляцией; *1* — барабан; *2* — испарительные поверхности; *3* — пароперегреватель; *4* — экономайзер; *5* — воздухоподогреватель

На рис. 19.16 показаны принципиальные циркуляционные схемы современных водотрубных котлов.

В паровых котлах с естественной циркуляцией движение воды происходит в замкнутом циркуляционном контуре (рис. 19.16,*а*) «барабан — опускная труба — нижний коллектор — подъемная труба — барабан». Побудителем движения является напор, создаваемый разностью плотностей воды в опускной (слабообогреваемой) трубе и пароводяной смеси в подъемной (интенсивно обогреваемой) трубе (см. рис. 18.1).

В котлах с принудительной циркуляцией в испарительном контуре устанавливают циркуляционный насос, который создает определенный напор для преодоления гидравлического сопротивления контура (рис. 19.16,*б*).

Конструкции водотрубных котельных агрегатов совершенствуются в следующих основных направлениях: 1) повышение производительности и параметров вырабатываемого пара; 2) повышение КПД; 3) достижение высокой эксплуатационной надежности и безопасности; 4) снижение стоимости изготовления, монтажа и ремонта.

Наиболее успешно решаются эти задачи при использовании вертикально-водотрубных котлов, которые в настоящее время получили

широкое распространение. Эти котлы обладают рядом преимуществ: большая компактность, возможность использования труб малых диаметров, удобство компоновки с различными топочными устройствами, хорошая циркуляция и надежная, безопасная работа. Конструктивная особенность вертикально-водотрубных котлов с естественной циркуляцией — наличие барабана (одного или двух), к которому присоединяются кипятильные экранные трубы.

Известно, что уменьшение диаметра кипятильных труб котла позволяет при тех же его габаритах значительно увеличить площадь поверхности нагрева, а также повысить коэффициент теплопередачи от газов к воде и пару (см. § 16.2), но при этом увеличиваются гидравлические сопротивления при прохождении по трубам воды и пароводяной смеси. Это обстоятельство привело к созданию котла с барабаном и принудительным движением воды по циркуляционному контуру. Наличие дополнительного насоса, перекачивающего воду лишь для преодоления гидравлических сопротивлений циркуляционного контура — недостаток этого котла. Самыми мощными барабанными котлоагрегатами являются ТП-100 и ТГМ-104 паропроизводительностью 178 кг/с, таганрогского завода «Красный котельщик», вырабатывающие пар давлением 14 МПа и температурой соответственно 813 и 843 К. Эти котлоагрегаты оборудованы дополнительными пароперегревателями для промежуточного перегрева пара.

Водотрубный котел с многократной естественной или искусственной циркуляцией пароводяного потока должен иметь, как минимум, один барабан, где пар отделяется от циркулирующей воды и замыкаются все циркуляционные контуры котла. Повышение рабочего давления пара в энергетических котлах вызвало увеличение толщины стенок барабана (до 0,1 м и более), что значительно усложнило технологический процесс его изготовления и повысило стоимость. Повышение давления пара снижает надежность циркуляции в контуре котла, так как разность плотностей воды и пароводяной смеси при этом резко уменьшается. При переходе на критические и закритические давления естественная циркуляция вообще невозможна (см. § 6.2).

Указанные обстоятельства явились основной причиной для разработки безбарабанных конструкций котлов, называемых прямоточными. В этих котлах вода переходит в насыщенный и перегретый пар при однократном ее прохождении через все элементы котлоагрегата.

Принципиальная схема прямоточного котла показана на рис. 19.17. Питательная вода подается в конвективный экономайзер *6*, где она подогревается за счет тепла газов, и поступает в экранные трубы *2*, выполненные в виде параллельно включенных змеевиков, расположенных на стенах топочной камеры. В нижней части змеевиков вода нагревается до температуры насыщения. Парообразование до степени сухости 70—75% происходит в змеевиках среднего уровня расположения. Пароводяная смесь затем поступает в переходную конвективную зону *4*, где происходит окончательное испарение воды и частичный перегрев пара. Из переходной зоны пар направляется в радиационный перегреватель *2*, затем доводится до заданной температуры в конвективном перегревателе *3* и поступает на турбину. В опускной шахте кот-

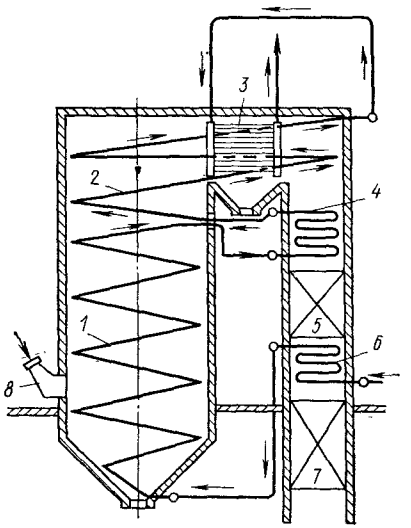


Рис. 19.17. Схема прямоточного котлоагрегата

1 — нижняя радиационная часть испарительной поверхности нагрева; *2* — радиационный перегреватель; *3* — конвективная часть пароперегревателя; *4* — поверхность нагрева переходной зоны; *5, 7* — первая и вторая ступени воздухоподогревателя; *6* — конвективный экономайзер; *8* — горелка

лоагрегата расположены первая (по ходу газов) и вторая ступени *5* и *7* воздухоподогревателя.

К основным недостаткам прямоточных котлов следует отнести:

а) высокие требования к качеству питательной воды. Вода не должна содержать солей во избежание отложения накипи, которая способствует перегоранию труб. Накипь периодически удаляют, промывая котел растворами соляной или хромовой кислот;

б) малая аккумулирующая способность. В прямоточных котлах нет запаса воды, поэтому они очень чувствительны к колебаниям нагрузки и требуют автоматической синхронизации тепловой работы практически безынерционной камерной топки и подачи питательной воды, что вызывает обычно значительные трудности;

в) большое гидравлическое сопротивление котла и, следовательно высокий расход мощности на привод питательного насоса.

В последние годы в СССР все большее распространение получают прямоточные котлы, работающие на сверхкритических параметрах пара (25,5 МПа, 843 К), паропроизводительностью 254 кг/с (300 МВт), 455 кг/с (500 МВт) и 695 кг/с (800 МВт). Построен блок мощностью 1200 МВт; ведутся работы по созданию котлоагрегата производительностью 1100 кг/с.

В настоящее время для удешевления монтажа котельных агрегатов стремятся создавать блочные конструкции. На заводах-изготовителях отдельные элементы (экранные поверхности, перегреватели и т.д.) выполняют в виде отдельных транспортабельных блоков, из которых на монтажной площадке собирают котельный агрегат.

Современные котельные агрегаты малой и средней мощности изготовляют с одним или двумя барабанами.

Для снабжения промышленных предприятий паром в различных отраслях народного хозяйства, а также теплоснабжения и горячего водоснабжения жилых и промышленных зданий и сооружений широко применялись паровые котлы, выпускавшиеся Бийским котельным заводом под маркой ДКВр (двухбарабанные котлы водотрубные реконструированные). Эти котлы относятся к типу вертикально-водотрубных с естественной циркуляцией, с экранированной топочной камерой и сильно развитыми конвективными пучками из труб. Характеристики котлоагрегатов ДКВр приведены в табл. 19.1.

ТАБЛИЦА 19.1. **ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ КОТЛОВ ДКВр**

Тип котла	Паропроизводительность, кг/с/т/ч	Давление пара на выходе из котла, МПа	Температура пара, К	Площадь поверхности нагрева котла, м²			Площадь поверхности нагрева пароперегревателя, м²
				радиационная	конвективная	общая	
ДКВр-2,5-1,4	0,695/2,5	1,4	Нас.*	17,7	72,6	91,3	—
ДКВр-4-1,4	1,1/4	1,4	Нас.	21,7	116,9	138,3	—
ДКВр-4-1,4-523	1,1/4	1,4	523	21,4	107,6	129	8,5
ДКВр-6,5-1,4	1,8/6,5	1,4	Нас.	27,9	197,4	225,3	—
ДКВр-6,5-1,4-523	1,8/6,5	1,4	523	27,9	179	206,9	12,8
ДКВр-10-1,4/2,4	2,78/10	1,4/2,4	Нас.	47,9	229,1	227	—
ДКВр-10-2,4-643	2,78/10	1,4/2,4	523/643	47,9	207,5	255,4	17
ДКВр-10-4-713	2,78/10	4	713	34,5	176,5	211	68
ДКВр-20-1,4/2,4	5,56/20	1,4/2,4	Нас.	51,3	357,4	408,7	—
ДКВр-20-1,4[2,4]-523	5,56/20	1,4/2,4	523	73,5	285	358,5	34
ДКВр-3,5-1,4-523	9,75/35	1,4	523	85,1	354,2	440,3	42,7
ДКВр-35-1,4	9,75/35	1,4	Нас.	86,1	437,4	523,5	—

* Температура насыщения.

В настоящее время котлы ДКВр постепенно заменяются паровыми котлоагрегатами низкого давления серий КЕ, ДЕ, Е-ГМН, разработанными ЦКТИ и Бийским котельным заводом. Это двухбарабанные, вертикально-водотрубные котлы с экранированной топочной камерой и развитым конвективным пучком из гнутых труб. Котлы имеют облегченную обмуровку, меньший шаг труб кипятильного пучка, бо́льшие тепловые напряжения зеркала горения и объема топочного пространства. Это позволило, в частности, для котлоагрегата КЕ-4 (D = 4 т/ч) иметь геометрические размеры топочных камер, как для котлоагрегата ДКВр-2,5 (D = 2,5 т/ч); для котлоагрегатов КЕ-6,5 и КЕ-10 размеры топочных камер — как для котлоагрегатов соответственно ДКВр-4 и ДКВр-6,5. Типоразмеры котлов серий КЕ, ДЕ, Е-ГМН приведены в табл. 20.3.

Совершенствуя котлоагрегаты средней мощности, стремятся максимально унифицировать конструкции узлов и элементов, широко использовать блочные конструкции, сокращать капитальные затраты, применять наддув (повышение давления газов в топке). Применение наддува весьма перспективно, так как в этом случае ликвидируются подсосы воздуха в газовый тракт и отпадает нужда в дымососах. Современный уровень конструирования котлоагрегатов позволяет создать для них герметичные ограждения, которые предохраняют от утечек и выбивания в помещение котельной горячих газов из газоходов котлов, работающих с наддувом.

Паровые котлоагрегаты средней производительности барабанной конструкции с естественной циркуляцией изготовляет Белгородский котлостроительный завод. Типоразмеры и параметры пара газомазут-

ных и пылеугольных котлоагрегатов паропроизводительностью до 75 т/ч приведены в табл. 19.2.

ТАБЛИЦА 19.2. **ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ ПАРОВЫХ КОТЛОАГРЕГАТОВ СРЕДНЕЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ**

Производительность, т/ч	Топливо	Тип котлоагрегата при давлении пара, кгс/см²	
		14	40
		и температуре пара, °С	
		250	440
35	Мазут	—	БМ-35-РФ
	Газ, мазут	—	БГМ-35М
	Каменные угли	—	К-35-40
	Бурые угли	—	Б-35-40
	Фрезерный торф	—	Т-35-40
50	Газ, мазут	ГМ-50-14	ГМ-50-1
	Каменные и бурые угли, фрезерный торф	К-50-40/14	К-50-40-1
75	Газ, мазут, угли	—	КМ-75-40
	Газ, мазут	—	БКЗ-75-39ГМА
	Доменный газ	—	БКЗ-75-39Д
	Каменные и бурые угли, фрезерный торф	—	БКЗ-75-39ФБ

Отличительные особенности указанных котлоагрегатов—плотное экранирование топочной камеры, блочность конструкции и облегченная обмуровка.

В качестве примера на рис. 19.18 показана конструкция двухбарабанного вертикально-водотрубного газомазутного котла ГМ-50-14/250 паропроизводительностью 13,9 кг/с (50 т/ч), давлением пара в барабане 1,4 МПа, температурой до 250 °С (523 К). Топочная камера *1* полностью экранирована, котел имеет два основных вертикальных газохода, соединенных в верхней части горизонтальным газоходом, в котором расположены кипятильные трубы конвективного пучка *6*, соединяющие верхний *4* и нижний *7* барабаны. В нисходящем газоходе размещены пароперегреватель *8* и гладкотрубный воздухоподогреватель *10*, после которого дымовые газы проходят через двухходовой трехсекционный чугунный ребристый водяной экономайзер *11*. Дробеочистительная установка *5* служит для очистки труб воздухоподогревателя *10* от отложений, образующихся при сжигании мазута.

К основным элементам котельных агрегатов относятся пароперегреватели, экономайзеры и воздухоподогреватели. Ниже приведены их краткие характеристики.

Пароперегреватель представляет собой змеевиковую поверхность теплообмена, предназначенную для перегрева пара, полученного в испарительной части котельного агрегата. Пар движется внутри трубок,

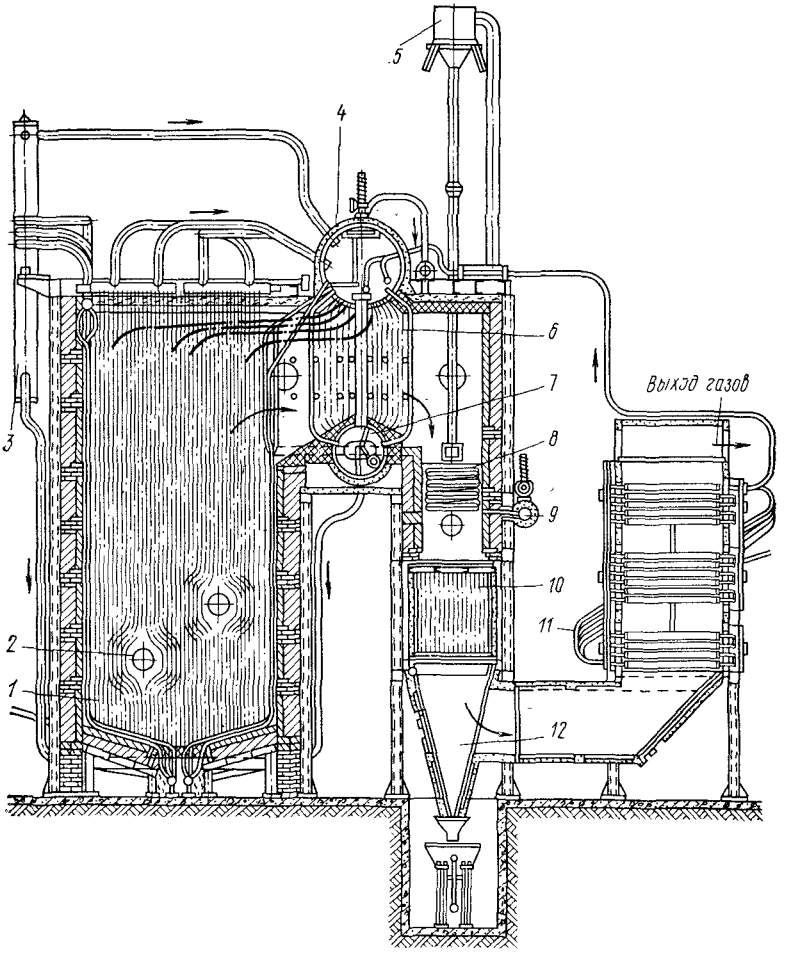


Рис. 19.18. Двухбарабанный котельный агрегат ГМ-50-14/250

1 — топочная камера; *2* — газомазутные горелки; *3* — выносные циклоны; *4, 7* — верхний и нижний барабаны; *5* — дробеочистительная установка; *6* — конвективный пучок кипятильных труб; *8* — пароперегреватель; *9* — выходной коллектор пара; *10* — гладкотрубный воздухоподогреватель; *11* — чугунный водяной экономайзер; *12* — золовый бункер

омываемых снаружи горячими дымовыми газами. Пароперегреватель — неотъемлемый элемент энергетических котельных агрегатов. Если для некоторых технологических процессов требуется перегретый пар, то котельные агрегаты малой и средней мощности также снабжают пароперегревателями.

Перегрев пара в энергетических котлоагрегатах высокого и сверхвысокого давлений осуществляется до 813 и 843 К, в котельных агрегатах среднего давления — до 713 К и низкого — до 523 К.

Место установки пароперегревателя в газоходах котлоагрегатов определяется заданной температурой перегрева. В зависимости от

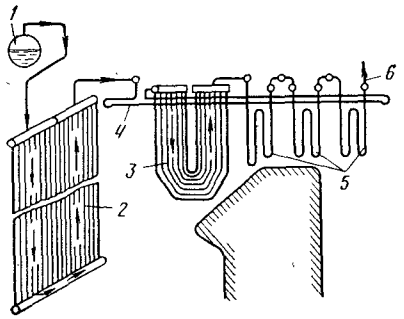


Рис. 19.19. Схема радиационно-конвективного пароперегревателя

1 — барабан; *2* — настенный радиационный перегреватель; *3* — ширмовый полурадиационный перегреватель; *4* — потолочный радиационный перегреватель; *5* — конвективный перегреватель; *6* — трубопровод для отвода перегретого пара

места установки пароперегреватели делятся на радиационные, конвективные и радиационно-конвективные.

В современных энергетических котлоагрегатах пароперегреватели располагают по возможности ближе к выходу газов из топки. В этом случае увеличивается доля теплоты, воспринимаемая поверхностью пароперегревателя за счет излучения и более высокой температуры топочных газов.

Пароперегреватели, устанавливаемые по комбинированной схеме, получили наиболее широкое распространение. Одна часть их представляет собой радиационную и полурадиационную поверхности, вторая — конвективную (рис. 19.19). Полурадиационная поверхность размещается в топке выше зоны активного горения и воспринимает теплоту вследствие излучения и конвекции; конвективная поверхность располагается в газоходе котлоагрегата. Использование в энергетических котельных агрегатах высокого и сверхвысокого давлений конвективных пароперегревателей привело бы к сильному увеличению площади их поверхности вследствие меньшей интенсивности теплоотдачи путем конвекции по сравнению с интенсивностью радиационного переноса.

В котлоагрегатах низкого и среднего давлений используют в основном конвективные перегреватели. По взаимному направлению потоков газа и пара различают параллельную, противоточную и смешанную схемы (см. рис. 16.5). Две последние схемы как обеспечивающие максимальную среднюю разность температур и минимальные площади поверхности нагрева применяют чаще.

Трубки пароперегревателей работают в тяжелых тепловых условиях. Поэтому надежное охлаждение труб паром имеет первостепенное значение. Основной показатель надежности охлаждения труб пароперегревателей — массовая скорость пара ρw. Для зоны с интенсивным тепловосприятием (полурадиационная поверхность) массовая скорость пара должна находиться в пределах 700—1100 кг/(м^2 · с), для конвективных пароперегревателей $\rho w = 250 \div 600$ кг/(м^2 · с).

Трубы пароперегревателей выполняют из легированных сталей. При температуре перегретого пара до 500 °С применяют сталь 10 и сталь 20; при температурах от 500 до 600 °С — сталь марки 12Х1МФ и при температуре выше 600 °С — сталь марки 12Х2МСФР*

* В марках сталей буквы означают: Х — хром, С — кремний, М — молибден, Ф — ванадий, Р — бор.

Средняя скорость пара в трубах находится в пределах 20—25 м/с. При повышенных скоростях пара увеличивается гидравлическое сопротивление, а при малых скоростях ухудшается охлаждение, так как коэффициент теплоотдачи от стенки к пару будет иметь низкое значение (см. § 14.4).

Поскольку интенсивность обогрева отдельных трубок пароперегревателя по ширине газохода неодинакова, то температура пара на выходе из труб, расположенных в средней части газохода, будет выше, чем температура пара на выходе из труб, находящихся ближе к стенкам газохода. Для выравнивания температур и скоростей пара по трубкам пароперегревателя применяется переброс пара из средних секций в боковые и из боковых секций пароперегревателя в средние.

Скорость газов, омывающих трубки пароперегревателей, зависит от вида сжигаемого топлива. Например, при сжигании зольных углей скорость газов при прочих равных условиях меньше, чем при сжигании антрацитов. Золовые частицы в газах являются причиной абразивного износа трубок пароперегревателей.

Водяные экономайзеры предназначены для подогрева питательной воды до поступления ее в испарительную часть котельного агрегата. Предварительный подогрев воды за счет теплоты дымовых газов существенно увеличивает КПД котельного агрегата (см. § 19.3).

В зависимости от применяемого материала экономайзеры делятся на чугунные и стальные, по типу поверхности — на ребристые и гладкотрубные, по степени подогрева воды — на некипящие и кипящие.

Чугунные экономайзеры выполняют из оребренных труб с целью увеличения теплопередачи от газов к нагреваемой воде. Эти экономайзеры применяют в котлоагрегатах малой и средней мощности с давлением пара не выше 2,3 МПа. Для более высоких давлений пара применение этих экономайзеров недопустимо из-за малой механической прочности чугуна.

Ребристые чугунные экономайзеры обладают хорошей стойкостью по отношению как к внутренней (от растворенных в воде O_2 и CO_2), так и внешней коррозии, обусловленной образованием серной кислоты в условиях низких температур вследствие конденсации водяных паров из дымовых газов и взаимодействия конденсата с продуктами окисления серы. При сжигании сернистых мазутов, в золе которых содержится много ванадия, на поверхностях нагрева могут образовываться твердые отложения, вызывающие высокотемпературную (ванадиевую) коррозию металла. Ванадиевую коррозию вызывает пятиокись ванадия V_2O_5, которая образуется при температуре поверхности стенки свыше 950 К. Для предотвращения этой коррозии в воздух, подаваемый в топку, добавляют различные присадки: порошок доломита, соли магния и др. При введении этих реагентов и при работе с коэффициентом избытка воздуха в топке $\alpha_т \leqslant 1{,}03$ скорость ванадиевой коррозии значительно уменьшается.

Чугунный экономайзер называют некипящим. Температура воды на выходе из него должна быть ниже температуры насыщения при давлении в барабане не менее чем на 20—40 К. Этот недогрев воды до температуры насыщения достигается при скорости воды в трубах 0,5—

1 м/с. Скорость омывающих газов при сжигании твердых топлив допускается в пределах 7—10 м/с, а при сжигании мазута и газа — 6—8 м/с. При этих скоростях газов аэродинамическое сопротивление поверхности находится в допустимых пределах.

Стальные гладкотрубные экономайзеры имеют вид змеевиков и применяются для установки в котлоагрегатах с давлением более 2,3 МПа. Эти экономайзеры располагают горизонтально и включают в газоход котла по схеме противотока с вводом воды в нижний коллектор и выводом ее из верхнего коллектора (рис. 19.20,*а*).

Стальные экономайзеры могут быть как некипящими, так и кипящими. В некипящих экономайзерах температура подогрева воды должна быть на 40—50 К ниже температуры насыщения при давлении в барабане котла. Скорость воды в трубах принимается в пределах 0,3—0,5 м/с.

В барабанных котлоагрегатах большой производительности применяют в основном экономайзеры кипящего типа. Количество испаренной воды в них составляет до 30% общего количества воды, пропускаемой через экономайзер, и питание котлоагрегата осуществляется фактически пароводяной смесью. Скорость воды в трубах кипящей части должна быть не менее 1 м/с во избежание расслоения пароводяной смеси.

Целесообразность применения кипящих экономайзеров заключается в том, что при этом возможны некоторое сокращение

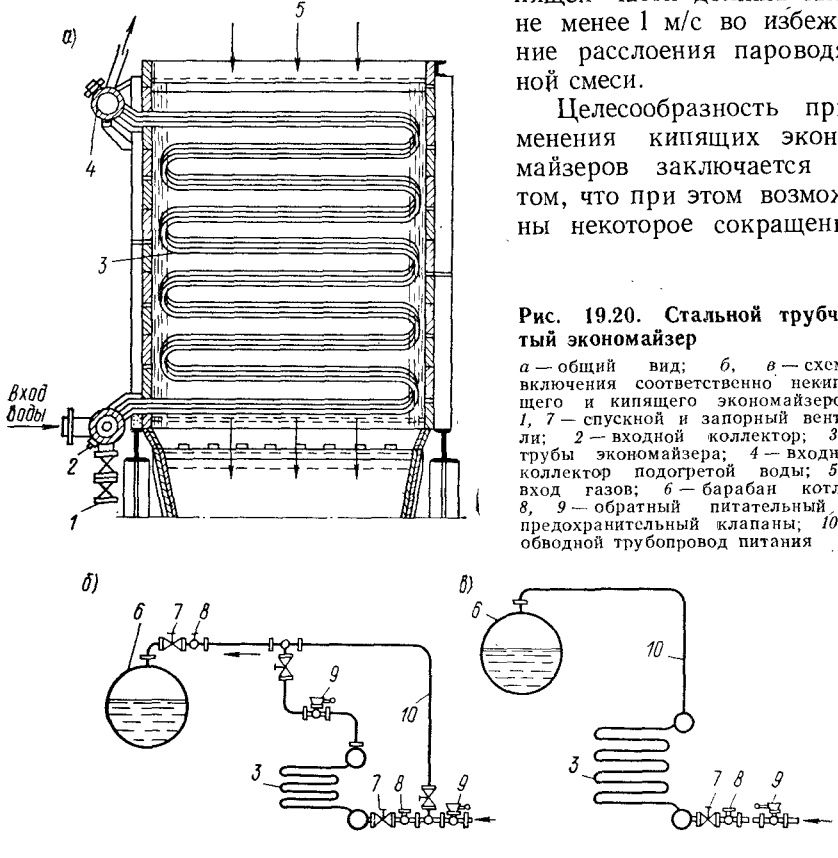


Рис. 19.20. Стальной трубчатый экономайзер

а — общий вид; *б*, *в* — схемы включения соответственно некипящего и кипящего экономайзеров; *1*, *7* — спускной и запорный вентили; *2* — входной коллектор; *3* — трубы экономайзера; *4* — входной коллектор подогретой воды; *5* — вход газов; *6* — барабан котла; *8*, *9* — обратный питательный и предохранительный клапаны; *10* — обводной трубопровод питания

площади испарительных поверхностей котлоагрегатов и увеличение интенсивности парообразования.

Кипящие экономайзеры позволяют предельно использовать поверхность их нагрева. Участок, в котором вода догревается до температуры насыщения и частично испаряется, фактнчески работает как элемент прямоточного котла.

На рис. 19.20,*б*, *в* показана схема включения экономайзеров. Правила Госгортехнадзора требуют, чтобы у экономайзера некипящего типа была обводная питательная линия для питания котла водой в случае повреждения и необходимости отключения экономайзера.

Воздухоподогреватели. В отличие от водяного экономайзера и пароперегревателя воздухоподогреватель, отнимая теплоту от уходящих дымовых газов и уменьшая таким образом потери ее с этими газами, непосредственно отнятую теплоту не передает рабочему телу (воде или пару). Горячий воздух, направляемый в топку котла, улучшает условия сгорания топлива, уменьшает потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлива, повышает температуру его горения, интенсифицирует теплообмен, что в итоге повышает КПД установки. В среднем понижение температуры уходящих газов на каждые 20—25 К повышает КПД примерно на 1%.

Температуру подогрева воздуха принимают в зависимости от характеристики топлива и метода его сжигания. При слоевом сжигании твердого топлива решающее влияние на допустимую температуру подогрева воздуха оказывают влажность и выход летучих веществ. С уменьшением влажности и выхода летучих веществ температура горящего слоя увеличивается. Поэтому для предотвращения образования жидкого шлака, ухудшающего процесс горения в слоевых топках и нормальную эксплуатацию топки, а также недопустимого перегрева колосников температура подогрева воздуха при сжигании бурых и каменных углей не должна быть выше 520 К.

При факельном сжигании бурых и каменных углей воздух подогревается до 523—573 К. Для слабореакционных топлив (антрацитов, тощих углей) в целях облегчения их воспламенения температура подогрева воздуха поддерживается в пределах 653—693 К. При сжигании газа и мазута температура подогрева воздуха находится в пределах 523—573 К.

Различают два типа воздухоподогревателей — рекуперативные и регенеративные. Рекуперативные воздухоподогреватели имеют обычно трубчатую конструкцию. Горячие газы проходят внутри труб со скоростью 12—18 м/с, обеспечивая при этом очистку поверхности нагрева от золы и сажи. Воздух движется в направлении, перпендикулярном осям труб (перекрестный ток), проходит между ними, совершая два, три и даже четыре хода в результате соответствующего размещения горизонтальных перегородок, отделяющих воздушные потоки. Отношение скорости воздуха к скорости газов равно примерно 0,5. Это позволяет достичь максимального коэффициента теплопередачи [15—20 Вт/(м^2 · К)]. Если требуется высокая температура подогрева воз-

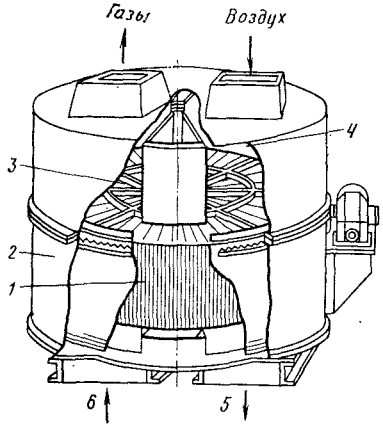


Рис. 19.21. Регенеративный воздухоподогреватель системы Юнгстрема

1 — ротор; *2* — кожух; *3* — газоход; *4* — ход для воздуха; *5* — патрубок для воздуха; *6* — патрубок для газа

духа (например, при сжигании антрацитов и тощих каменных углей), одна ступень воздухоподогревателя выносится в зону более высокой температуры газов. В этом случае компоновка конвективных поверхностей нагрева выполняется «в рассечку» (см. рис. 19.17).

Во избежание коррозии воздухоподогревателя, которая может возникнуть при температуре стенки ниже температуры точки росы, часть горячего воздуха возвращают обратно во всасывающий патрубок вентилятора (рециркуляция). Воздух, направляемый в воздухоподогреватель, нагревается, и температура стенок повышается [$T_{ст}^{мин} = T_р + 10$ К], что предотвращает их коррозию. Расход электроэнергии на дутье в этом случае увеличивается в зависимости от количества рециркулирующего воздуха. Для предварительного подогрева воздуха до входа в воздухоподогреватель иногда используют калориферы, обогреваемые паром или горячей водой.

Рециркуляция и подогрев воздуха в калориферах приводят к некоторому снижению КПД котлоагрегата из-за повышения температуры уходящих газов. Поэтому количество рециркулирующего воздуха и температуру подогрева до воздухоподогревателя выбирают в соответствии с принятыми рекомендациями [16].

Для разработки конструкции воздухоподогревателя, устойчивого к действию сернокислотной коррозии, вызываемой газовой средой, в СССР и за рубежом примерно с 1960 г. были начаты работы по созданию воздухоподогревателей со стеклянными поверхностями нагрева. Было установлено, что в стеклянных воздухоподогревателях движение воздуха внутри труб и движение газа снаружи труб должны осуществляться по перекрестной схеме. При этом скорости движения воздуха должны быть примерно в 2 раза больше скоростей движения газов, что обеспечивает максимальный теплосъем с единицы поверхности воздухоподогревателя при минимальных затратах мощности на привод тягодутьевых устройств. Трубки при движении газов внутри них забиваются трудноудаляемыми сернистыми отложениями. Для компенсации уменьшения теплопередачи при замене металла стеклом площадь поверхности нагрева должна быть увеличена лишь на 5—10%.

Регенеративные (вращающиеся) воздухоподогреватели используют главным образом в крупных энергетических котлоагрегатах. По сравнению с рекуперативными они занимают меньше места, более устойчивы против газовой коррозии, легче очищаются обдувкой. Большой их недостаток — трудность уплотнения между газовой и воздушной

сторонами; переток воздуха в дымовые газы доходит до 15% и более, вследствие чего увеличиваются потери с уходящими газами и расход электроэнергии на дутье и тягу.

На рис. 19.21 показана конструкция регенеративного вращающегося воздухоподогревателя. Вращающийся ротор разделен на отдельные секторы, которые заполнены металлической теплоаккумулирующей насадкой. Воздух и дымовые газы подводятся и отводятся с торцов ротора. При вращении ротора происходят чередующийся нагрев газами и охлаждение воздухом секторов насадки.

§ 19.6. Вспомогательное оборудование котельной установки

Сепарационные устройства. Влажный насыщенный пар, получаемый в барабане котлоагрегатов низкого и среднего давлений, может уносить с собой капли котловой воды, содержащей растворенные в ней соли. В котлоагрегатах высокого и сверхвысокого давлений загрязнение пара обусловливается еще и дополнительным уносом солей кремниевой кислоты и соединений натрия, которые растворяются в паре.

Примеси, уносимые с паром, откладываются в пароперегревателе, что крайне нежелательно, так как может привести к пережогу труб пароперегревателя. Поэтому пар перед выходом из барабана котла подвергается с е п а р а ц и и, в процессе которой капли котловой воды отделяются и остаются в барабане. Сепарация пара осуществляется в специальных сепарирующих устройствах, в которых создаются условия для естественного или механического разделения воды и пара.

Естественная сепарация происходит вследствие большой разности плотностей воды и пара. Механический инерционный принцип сепарации основан на различии инерционных свойств водяных капель и пара при резком увеличении скорости и одновременном изменении направления или закручивания потока влажного пара.

На рис. 19.22 показаны принципиальные схемы сепарирующих устройств. На рис. 19.22,*а* показан принцип естественной сепарации. Гашение большой скорости потока пароводяной смеси, вытекающей из подводящих экранных труб, происходит в объеме воды, которая находится в барабане. Скорость пара в барабане над уровнем воды незначительна (0,3—0,5 м/с), что способствует сепарации капель воды из пара.

В схеме, показанной на рис. 19.22,*б*, пароводяная смесь направляется на сплошной отбойный щит. Вода стекает по листу, а пар поступает в паровое пространство и, проходя через пароприемный дырчатый лист, выводится из барабана. В этой схеме механическая сепарация сочетается с естественной в паровом объеме барабана.

Внутрибарабанный циклон, показанный на рис. 19.22,*г*, служит для интенсивного закручивания потока пароводяной смеси. Под действием центробежных сил вода отбрасывается на стенку сепаратора и в виде пленки стекает в водяной объем.

Циклонный принцип сепарации отличается высокой эффективностью. При большой нагрузке парового объема барабана применяют

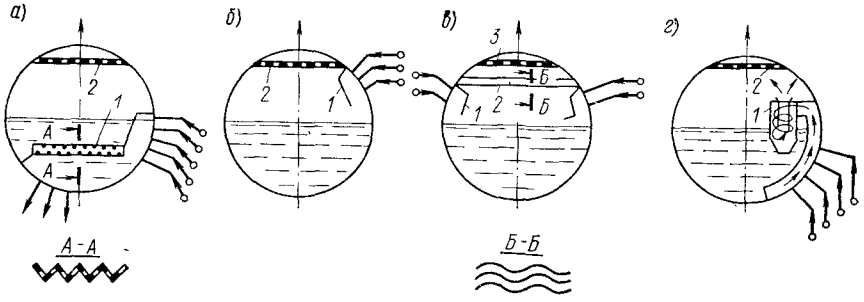


Рис. 19.22. Схемы сепарационных устройств

а — погружной дырчатый щит: *1* — дырчатый щит; *2* — пароприемный дырчатый щит; *б* — отбойные и распределительные щиты: *1* — отбойный щит; *2* — пароприемный дырчатый щит; *в* — жалюзийный сепаратор: *1* — отбойный щит; *2* — жалюзийный сепаратор; *3* — пароприемный дырчатый щит; *г* — циклонный сепаратор: *1* — циклоп; *2* — пароприемный дырчатый щит

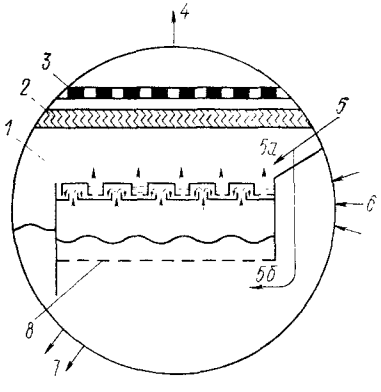


Рис. 19.23. Схема промывки пара питательной водой

1 — щит с промывочными корытами; *2* — жалюзийный сепаратор; *3* — пароприемный щит; *4* — место отвода пара; *5* — место подвода питательной воды (*5а* — на промывку; *5б* — под уровень); *6* — место подвода пароводяной смеси из испарительных труб; *7* — опускные трубы; *8* — дырчатый щит

выносные циклоны, к которым подключается часть труб испарительной поверхности котлоагрегата. Выносные циклоны размещаются вне котлоагрегата (см. рис. 19.18).

Высокая степень очистки пара достигается при пленочной сепарации. Принцип пленочной сепарации основан на образовании устойчивой пленки при слиянии мельчайших капель воды в момент соприкасания потока влажного пара с каким-либо препятствием (вертикальная или горизонтальная плоскости и т.п.). Схема пленочного жалюзийного сепаратора, показанного на рис. 19.22,*в*, дает представление о методе пленочной сепарации. На стенках волнистых каналов образуется пленка воды, которая стекает вниз, а пар через потолочный дырчатый лист направляется к выходу из барабана.

Рассмотренные схемы методов получения чистого пара обеспечивают степень сухости $x = 0{,}98 \div 0{,}99$. Для более тонкой очистки пара от примесей его очищают питательной водой. Схема промывки пара показана на рис. 19.23.

Перед промывкой пар проходит естественную сепарацию в паровом объеме, а затем барботирует через слой питательной воды, в которой содержится очень мало солей. В результате интенсивного массообмена соли задерживаются питательной водой. Унос капель питательной воды не представляет уже большой опасности для работы пароперегревателя.

Тягодутьевые устройства. Для нормальной работы котельного агрегата необходимы непрерывная подача воздуха для горения топлива и непрерывное удаление продуктов сгорания.

В современных котельных установках широко распространена схема с разрежением по газоходам. К недостаткам этой схемы следует отнести наличие присосов воздуха в газоходы через неплотности в ограждениях и работу дымососов на запыленных газах. Достоинство такой схемы — отсутствие выбивания и утечек дымовых газов в помещение котельной, так как воздух в топку нагнетает вентилятор, а дымовые газы удаляет дымосос. В последнее время в мощных энергетических котельных установках широко применяется схема с наддувом. Топка и весь газовый тракт находятся под давлением 3—5 кПа. Давление создается мощными вентиляторами; дымосос отсутствует. Основной недостаток этой схемы — трудности, связанные с обеспечением надлежащей герметичности топки и газоходов котельного агрегата.

При движении газов по газоходам возникают потери напора вследствие аэродинамического сопротивления трению и местных сопротивлений (трубные пучки, сужения, повороты и т. д.). Суммарная потеря напора на отдельном участке складывается из потери на трение $\Delta h_{тр}$ и потери на преодоление местного сопротивления $\Delta h_{мест}$, т. е.

$$\Delta h = \Delta h_{тр} + \Delta h_{мест}, \qquad (19.22)$$

где

$$\Delta h_{тр} = (\lambda l / d_{экв})\,(\rho w^2/2); \qquad (19.23)$$

$$\Delta h_{мест} = \xi_м\, \rho w^2/2, \qquad (19.24)$$

здесь λ — коэффициент трения; l, $d_{экв}$ — длина и эквивалентный диаметр участка; ρ — плотность газа; w — скорость газа; $\xi_м$ — коэффициент местного сопротивления.

При движении газов в вертикальных газоходах необходимо учитывать естественный напор, возникающий вследствие разности плотностей горячих дымовых газов и окружающего воздуха. Этот напор, называемый самотягой ($\Delta h_{сам}$), в подъемных газоходах направлен на преодоление сопротивлений, а в опускных препятствует движению и является отрицательной величиной.

В целом для котельной установки потери напора составляют

$$\Delta H = \Delta h_т + \Sigma\, \Delta h_{тр} + \Sigma \Delta h_{мест} \pm \Delta h_{сам}, \qquad (19.25)$$

где $\Delta h_т$ — разрежение, поддерживаемое в верхней части топки (20—40 Па).

Величину ΔH определяют по нормам аэродинамического расчета котельных агрегатов [11]. Преодоление ΔH осуществляется тягой, которая может быть естественной и искусственной. Естественная тяга создается дымовыми трубами, а искусственная — с помощью специальных центробежных вентиляторов (дымососов). Для мощных котлоагрегатов используют дымососы осевого типа. Естественная тяга обусловливается разностью плотностей горячих дымовых газов и холодного окружающего воздуха. Высота столбов горячих газов и холодного воздуха при этом принимается одинаковой (рис. 19.24).

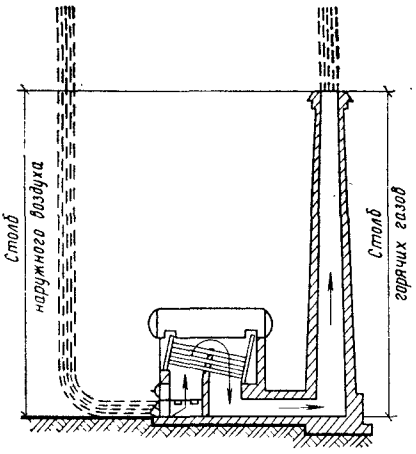


Рис. 19.24. К расчету естественной тяги, создаваемой дымовой трубой

Максимальная тяга, создаваемая трубой, должна быть на 20% выше суммарной потери напора. Дымовые трубы бывают кирпичными, железобетонными и стальными. При высоте до 80 м наибольшее распространение получили кирпичные трубы, так как они дешевле, устойчивее по отношению к температурным колебаниям (по сравнению с бетонными) и не подвержены вредному влиянию сернистых газов, как стальные. Высота трубы должна отвечать санитарно-техническим требованиям, которыми предусматривается определенный радиус рассеяния дымовых газов во избежание превышения допустимой запыленности ими атмосферы.

Для получения тяги необходимо увеличивать высоту трубы или температуру уходящих газов. Однако при использовании любого из этих способов необходимо иметь в виду, что высота трубы ограничена ее стоимостью и прочностью, а температура газов — оптимальным значением КПД котельной установки. Поэтому большинство современных котельных установок оборудуют искусственной тягой, для создания которой применяют дымосос, преодолевающий сопротивление газового тракта. В этом случае высоту трубы выбирают в соответствии с санитарно-техническими требованиями.

Мощность привода дымососа, кВт, можно рассчитать по формуле

$$N_д = \frac{V_д H_д \beta_з \cdot 10^{-3}}{\eta_д}, \qquad (19.26)$$

где $V_д$ — производительность дымососа, м³/с; $H_д = (\Delta H - \Delta h_{сам})\,\beta_2$ — разрежение, создаваемое дымососом, Па (здесь ΔH — сопротивление газового тракта, Па; $\Delta h_{сам}$ — самотяга дымовой трубы, Па); $\beta_2 = 1{,}1 \div 1{,}2$ — коэффициент запаса по создаваемому разрежению; $\beta_з$ — коэффициент запаса по мощности, равный 1,1; $\eta_д$ — КПД дымососа.

Величина $V_д$ определяется по равенству

$$V_д = V_г B_р T_{д.тр} \beta_1 / 273, \qquad (19.27)$$

где $V_г$ — расход газов, м³/м³; $B_р$ — расход топлива, м³/с (кг/с); $T_{д.тр}$ — температура газов на входе в дымовую трубу, К; $\beta_1 = 1{,}05 \div 1{,}1$ — коэффициент запаса по производительности.

Напор воздуха, создаваемый вентилятором, также следует определять на основании аэродинамического расчета воздушного тракта (воздуховодов, воздухоподогревателя, горелочного устройства и т. д.). Максимальный напор вентилятора должен быть на 10% больше ($\beta_2 = 1{,}1$) потерь напора в воздушном тракте котельного агрегата.

Мощность привода дутьевого вентилятора, кВт, определяют по формуле

$$N_в = V_{вз} H_в \beta_з \cdot 10^{-3} / \eta_в, \qquad (19.28)$$

где $V_{вз}$ — расход воздуха, м³/с; $H_в = \Delta H \beta_2$ — напор вентилятора, Па (здесь ΔH — потеря напора в воздушном тракте, Па; $\beta_2 = 1{,}1$ — коэффициент запаса по создаваемому напору); $\beta_з = 1{,}1$ — коэффициент запаса по мощности.

Величина $V_{вз}$ определяется по равенству

$$V_{вз} = \beta_1 V^0 (\alpha_т + \Delta\alpha) B_р \frac{T_{вз}}{273} \frac{0{,}76 \cdot 133}{H_{баром}}, \qquad (19.29)$$

где $\beta_1 = 1{,}05$ — коэффициент запаса по производительности; V^0 — теоретическое количество воздуха, м³/м³ (м³/кг); $\alpha_т + \Delta\alpha = \alpha_{вз}$ — коэффициент избытка воздуха; $T_{вз}$ — температура воздуха перед вентилятором; $H_{баром}$ — барометрическое давление, кПа.

Основы водоподготовки. Одной из основных задач безопасной эксплуатации котельных установок является организация рационального водного режима, при котором не образуется накипь на стенках испарительных поверхностей нагрева, отсутствует их коррозия и обеспечивается высокое качество вырабатываемого пара. Пар, вырабатываемый в котельной установке, возвращается от потребителя в конденсированном состоянии; при этом количество возвращаемого конденсата обычно бывает меньше, чем количество выработанного пара.

В производственных котельных основная безвозвратная потеря — это загрязненный конденсат пара, потребляемого в технологических процессах. Очистка этого конденсата от попавших в него примесей органических и минеральных веществ экономически невыгодна. Величина этой потери зависит от характера производства, где используется пар. Например, потеря конденсата на предприятиях машиностроительной промышленности составляет 20%, промышленности строительных материалов — 30, химической — 40, нефтеперерабатывающей — 50%. В отопительных котельных доля конденсата, не возвращаемого потребителем тепла, может меняться в широких пределах — от нескольких процентов до 100% в зависимости от схемы теплоснабжения и характера тепло́вого потребления. Другая часть потери конденсата — утечки в теплотрассах (0,5 — 1%). Кроме того, определенная часть воды (5—7%) выводится из котлоагрегата при непрерывной продувке.

Потери конденсата и воды при продувке восполняются за счет добавки воды из какого-либо источника. Эта вода должна быть соответствующим образом подготовлена до поступления в котельный агрегат. Вода, прошедшая предварительную подготовку, называется д о б а в о ч н о й, смесь возвращаемого конденсата и добавочной воды — п и т а т е л ь н о й, а вода, которая циркулирует в контуре котла, — к о т л о в о й.

От качества питательной воды зависит нормальная работа котельных агрегатов. Физико-химические свойства воды характеризуют следующие показатели: прозрачность, содержание взвешенных веществ, сухой остаток, солесодержание, окисляемость, жесткость, щелочность, концентрация растворенных газов (CO_2 и O_2).

Прозрачность характеризуется наличием взвешенных механических и коллоидных примесей, а содержание взвешенных веществ определяет степень загрязнения воды твердыми нерастворимыми примесями. Содержание взвешенных веществ измеряется в мг/л. Сухой остаток является одним из основных показателей, по которому судят о пригодности воды для питания котельных агрегатов. Сухой остаток — это остаток после выпаривания лабораторной пробы воды, высушенный при 110—120 °С. Он содержит коллоидные и растворенные неорганические и органические примеси в воде. Единица измерения сухого остатка — мг/кг.

Солесодержание воды характеризуется общей концентрацией в воде катионов [Na^+; K^+; Mg^{2+}] и анионов [HCO_3^-; SO_4^{2-}; Cl^-; SiO_3^{2-}]. Солесодержание определяет степень минерализации воды в мг/л. Окисляемость характеризует концентрацию находящихся в воде органических примесей. Подсчитывают окисляемость по количеству кислорода (мг/л), необходимого для окисления (при определенных условиях) органических примесей, содержащихся в 1 кг воды. Жесткость воды — весьма важный показатель ее качества. Она характеризуется содержанием в ней ионов кальция и магния [Ca^{2+}; Mg^{2+}]. Различают жесткость общую $Ж_0$, карбонатную $Ж_к$ и некарбонатную $Ж_{нк}$. Общая жесткость $Ж_0$ характеризуется суммарной концентрацией ионов Ca и Mg, т.е. $Ж_0 = Ж_{Ca} + Ж_{Mg}$. Карбонатная жесткость $Ж_к$ обусловлена присутствием бикарбонатов $Ca(HCO_3)_2$ и $Mg(HCO_3)_2$. Карбонатная жесткость — временная, так как при кипячении бикарбонаты разлагаются с выделением CO_2 и твердых осадков $CaCO_3$ и $Mg(OH)_2$ (шламов). Некарбонатная жесткость обусловлена наличием в воде всех остальных солей кальция и магния [$CaSO_4$; $MgSO_4$; $CaCl_2$; $MgCl_2$ и др.]. Некарбонатная жесткость $Ж_{нк}$ иногда называется постоянной, так как простым кипячением разложить указанные соли не удается в силу их свойств. Следовательно, $Ж_0 = Ж_к + Ж_{нк}$. Обычно $Ж_{нк}$ определяют как разность $Ж_{нк} = Ж_0 - Ж_к$.

Жесткость воды принято измерять в мг-экв/кг* или мкг-экв/кг (1 мг-экв = 10^3 мкг · экв). По величине общей жесткости природную воду делят на три группы: мягкую с $Ж_0 < 4$ мг-экв/кг; средней жесткости с $Ж_0 = 4 \div 7$ мг-экв/кг и жесткую с $Ж_0 > 7$ мг-экв/кг. Например, для котлов ДКВр при давлении до 2,4 МПа допускают общую жесткость воды не более 0,02 мг-экв/кг.

Щелочность воды характеризуется содержанием бикарбонатных HCO_3^-, карбонатных CO_3^{2-} и гидроксильных OH^- ионов. Величина щелочности измеряется в мг-экв/кг. В природных водах щелочность обусловлена в основном наличием бикарбонатных ионов.

При работе котельного агрегата происходит непрерывное накопление вредных примесей в котловой воде вследствие ее упаривания и притока солей с питательной водой. В паре, выходящем из котла, примесей, как правило, нет (исключение составляют соли кремния в паре при вы-

* Миллиграмм-эквивалентом называется количество вещества в миллиграммах, численно равное его эквивалентной массе, представляющей собой частное от деления молекулярной массы вещества на его валентность в данном соединении.

соких давлениях). Примеси остаются в котловой воде и вызывают нежелательные последствия, если не принять соответствующих мер по предварительной обработке добавочной воды.

Наиболее вредными примесями являются накипеобразователи — соли кальция и магния, характеризующие некарбонатную жесткость, а также коррозионно-активные растворенные газы O_2 и CO_2. Накипью называется механически прочный слой отложений накипеобразователей на внутренних стенках поверхностей нагрева.

Попадание механических примесей и солей карбонатной жесткости в котельный агрегат нежелательно из-за образования в испарительном контуре так называемых шламов — рыхлых соединений, которые необходимо периодически удалять. Отложение накипи и шлама отрицательно сказывается на работе котлоагрегата. Теплопроводность накипи и шлама незначительна по сравнению с теплопроводностью металлических стенок. Поэтому накипь и шлам увеличивают термическое сопротивление процессу теплопередачи от газов к воде, что приводит в ряде случаев к недопустимому повышению температуры стенок труб и снижению их механической прочности. Увеличение термического сопротивления повышает также расход топлива, что снижает экономичность работы котлоагрегата.

Растворенные в воде газы (O_2 и CO_2) при высоких температурах обладают высокой коррозионной активностью. Коррозия металла стенок труб приводит к уменьшению их толщины и, следовательно, механической прочности.

Щелочность воды несколько снижает интенсивность коррозионных процессов, но с увеличением щелочности наблюдается вспенивание воды в барабанах и возможен унос пены с паром.

Присутствие в воде органических соединений также нежелательно. Высокая окисляемость воды затрудняет ее обработку и удаление минеральных солей, повышает пенообразование. Следовательно, к качеству питательной воды предъявляются определенные требования, которые зависят от типа котельного агрегата (барабанный, прямоточный, водогрейный) и давления вырабатываемого пара.

Существуют два способа обработки воды — докотловая и внутрикотловая. Докотловая обработка воды предусматривает комплекс мероприятий, обеспечивающих установленные нормы качества питательной воды. Для поддержания требуемого качества котловой воды в установленных пределах одной докотловой обработки бывает иногда недостаточно (например, для питания барабанных котлоагрегатов высокого и сверхвысокого давлений*) из-за несовершенства применяемых методов и аппаратов. В этом случае дополнительно применяется внутрикотловая обработка воды, при которой в барабан котлоагрегата вводят химические реагенты (фосфаты). Фосфаты вступают в химические реакции с солями, содержащимися в котловой воде, и образуют малорастворимые рыхлые соединения, которые выводятся из котлоагрегата.

* Для прямоточных котлоагрегатов применяют только докотловую обработку добавочной воды.

Несмотря на предварительную подготовку питательной воды, для поддержания допустимой по нормам концентрации солей в котловой воде и предотвращения отложений шлама котел продувают, т.е. удаляют из него часть котловой воды. При этом различают периодическую и непрерывную продувку паровых котлов. Периодическая продувка служит преимущественно для удаления шлама из контура котлоагрегата. Непрерывная продувка применяется главным образом для удаления растворенных в воде примесей и получения более чистого пара. Количество продувочной воды, выводимой из котлоагрегата, обычно определяют (или задают) в процентах к производительности агрегата (не более 5—6%).

Непрерывная продувка осуществляется из барабана котла (в двухбарабанных котлах — из верхнего) на уровне ввода пароводяной смеси, где солесодержание обычно бывает максимальным. Периодическая продувка производится из нижних коллекторов котла, где скапливается шлам. В двухбарабанных котлах периодическая продувка осуществляется также из нижнего барабана.

Докотловая подготовка воды должна обеспечивать ее осветление (удаление взвешенных частиц), умягчение, снижение щелочности и солесодержания, а также удаление растворенных газов (O_2 и CO_2). Крупные взвешенные вещества удаляют отстаиванием, мелкие — фильтрацией. Для фильтров используют песок, дробленую мраморную крошку, антрацит. Для удаления коллоидных и органических веществ воду перед фильтрованием обрабатывают коагулянтом, т.е. веществом, которое способствует укрупнению взвешенных веществ [соли железа $FeSO_4$ и $FeCl_2$ или сернокислый алюминий $Al_2(SO_4)_3$]. При использовании городской водопроводной воды операции осветления и коагуляции отпадают.

Умягчают воду, т.е. снижают ее жесткость, путем удаления из воды катионов Ca^{2+} и Mg^{2+} еще до поступления ее в котел (докотловая обработка воды). Умягчение осуществляют термическим или химическим методами. Термический метод основан на разложении бикарбонатов кальция и магния при нагревании до 360—375 К. Образующиеся при этом труднорастворимые вещества [$CaCO_3$, $Mg(OH)_2$] выпадают в осадок.

В настоящее время основной метод умягчения воды — метод катионного обмена. Сущность его заключается в том, что добавляемую воду пропускают через специальные аппараты — катионитовые фильтры, заполненные материалами, которые участвуют в катионном обмене с солями жесткости. В этих материалах присутствуют катионы натрия (Na^+), аммония (NH_4^+), водорода (H^+). Катионы солей жесткости замещают катионы в материале фильтра. Таким образом, катионы, входящие в состав соединений материала фильтра, поступают в обрабатываемую воду, а катионы солей жесткости задерживаются этим материалом. Катионы, перешедшие в воду, уже не являются накипеобразователями.

В качестве катионитовых материалов в производственно-отопительных котельных используют сульфоуголь (каменный и бурый, обработанный концентрированной серной кислотой), который насыщается катионами Na^+, NH_4^+ или H^+.

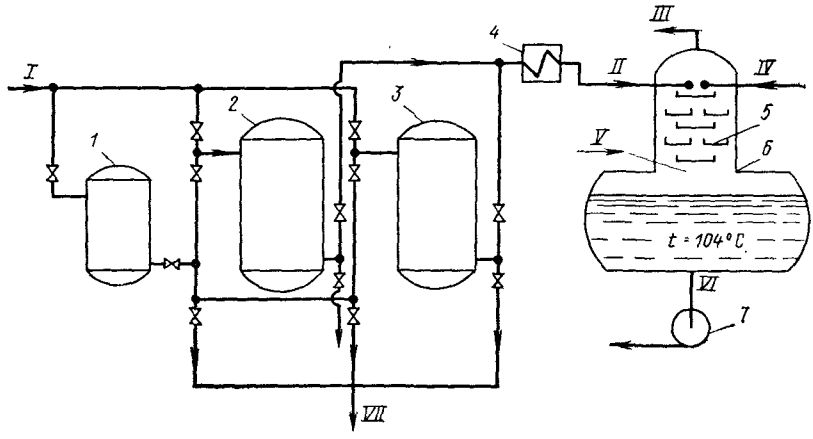


Рис. 19.25. Схема водоподготовительной установки

1 — солерастворитель; *2, 3* — *катионитовые фильтры*; *4* — *теплообменник*; *5* — дырчатые листы (тарелки); *6* — деаэратор; *7* — питательный насос; трубопроводы: *I* — добавочной сырой воды; *II* — умягченной воды; *III* — удаления парогазовой смеси; *IV* — возвращаемого конденсата; *V* — пара; *VI* — питательной воды; *VII* — слива в дренаж

В зависимости от качества исходной и питательной воды применяют различные методы катионирования: натрий-катионирование (Na-катионирование), аммоний-катионирование (NH_4-катионирование), водород-катионирование (Н-катионирование). Используют также и комбинированные методы, которые осуществляются по трем схемам — последовательной, параллельной, совместной.

В отопительно-производственных котельных широко применяется схема совместного Na—NH_4-катионирования. С течением времени катионит насыщается катионами кальция и магния и его активность снижается. Для восстановления утраченных обменных свойств катионит подвергают регенерации, обрабатывая его слабым раствором H_2SO_4, NaCl или NH_4Cl (в зависимости от вида обменного иона). Подробно методы умягчения воды, описание и расчет различных схем изложены в специальной литературе [18].

Растворенные в воде кислород, двуокись углерода и воздух вызывают коррозию стенок котла, поэтому газы удаляют из воды путем ее дегазации. Из всех известных способов дегазации воды наиболее распространен термический. Этот способ основан на свойстве газов O_2 и CO_2 снижать степень растворимости по мере повышения температуры воды вплоть до кипения, когда при нулевых парциальных давлениях O_2 и CO_2 их растворимость падает до нуля.

На рис. 19.25 показана принципиальная схема водоподготовительной установки (катионитовое умягчение и дегазация).

Добавочная вода из водопровода поступает в Na-катионитовый фильтр, где задерживается бо́льшая часть солей, характеризующих жесткость воды. В схеме имеются два катионитовых фильтра. Один фильтр, например *2*, находится в работе, а в другом *3* проходит реге-

нерация катионита. Слабый раствор NaCl (6—10%-ный) подается в фильтр *3* из солерастворителя *1*. Умягченная вода подается в деаэратор (дегазатор), где из нее удаляются растворенные газы.

Перед деаэратором воду подогревают горячей водой или паром в теплообменнике *4*, с целью экономии расхода пара на деаэрацию. В верхнюю часть (головку) деаэратора подают очищенную воду и конденсат, возвращаемый в котельную. Проходя через дырчатые листы, вода разбивается на мелкие струи для увеличения площади поверхности контакта с паром, который подается вниз головки. Вода нагревается до кипения, растворенные газы при этом из нее удаляются через патрубок, установленный в верхней части головки. В деаэраторах атмосферного типа поддерживается давление 0,115—0,12 МПа, что соответствует температуре насыщения 376—377 К. Подобного типа деаэраторы применяют в котельных низкого и среднего давлений. Они обеспечивают полное удаление кислорода и резко снижают содержание CO_2 в питательной воде. На тепловых станциях с котлами высокого давления используют деаэраторы повышенного давления (0,6 МПа).

Число и производительность деаэратора (по воде) в отопительно-производственных котельных определяют по количеству питательной воды и количеству воды для подпитки тепловых сетей. Запас воды в баках деаэраторов должен быть на 20—30 мин при максимальном ее расходе. Запас воды в баках деаэраторов на ТЭЦ должен быть не менее чем на 15 мин работы при максимальном расходе.

В водогрейных котельных применяют деаэраторы вакуумного типа, в которых поддерживается разрежение 0,02—0,03 МПа, что соответствует температуре кипения 330—340 К. Нагрев воды в них осуществляется от сети горячего водоснабжения.

Нарушение в бесперебойном обеспечении котельного агрегата питательной водой может привести к серьезным авариям.

Воду в котельный агрегат подает питательный насос. Каждая котельная установка в соответствии с правилами Госгортехнадзора должна иметь два насоса — основной, или рабочий, и резервный. В качестве основного насоса устанавливают обычно многоступенчатый центробежный насос с электрическим приводом. Резервным служит поршневой насос с приводом от паровой машины. На крупных ТЭЦ в качестве резервных применяют центробежные насосы с приводом от небольшой паровой турбины (турбонасосы).

Подача каждого насоса должна быть не менее 110% номинальной производительности котельной, а напор, создаваемый питательным насосом, должен превышать давление в барабане котла на величину суммарного гидравлического сопротивления питательной линии (включая экономайзер). Напор определяют по формуле

$$H = p_{к.а} + H_{сопр}, \qquad (19.30)$$

где $p_{к.а}$ — давление в барабане котлоагрегата; $H_{сопр}$ — потеря напора в питательной линии (обычно $H_{сопр} = 0{,}3 \div 0{,}4$ МПа).

Мощность привода питательного насоса N, кВт, находят по выражению

$$N = 1{,}1 D_{ном} H \cdot 10^{-3} / \eta_н, \qquad (19.31)$$

где 1,1 — коэффициент запаса; $D_{ном}$ — номинальная производительность котельной, м³/с; H — полный напор насоса, Па; $\eta_н$ — КПД насоса; для центробежных насосов $\eta_н = 0{,}5 \div 0{,}7$ (в зависимости от производительности).

Топливоподача. Для нормальной и бесперебойной работы котельных установок требуется, чтобы топливо к ним подавалось непрерывно. Процесс подачи топлива складывается из двух основных этапов: 1) подача топлива от места его добычи на склады, расположенные вблизи котельной; 2) подача топлива со складов непосредственно в котельные помещения. Первый этап осуществляется с помощью железнодорожного или водного транспорта или автосамосвалами; на втором этапе для перемещения топлива используют узкоколейные вагонетки вместимостью до 1,5 м³, ленточные конвейеры, автопогрузчики, фуникулеры, тельферы и другие устройства, механизирующие этот процесс.

Склады для твердого топлива, как правило, устраивают открытыми и вместимость их рассчитана обычно не более чем на двухмесячный запас. Топливо на этих складах хранят в виде штабелей. Во избежание самовозгорания высота штабеля торфа не должна превышать 1,5 м. Размеры штабелей других видов твердого топлива не нормируют.

Хранилища для жидкого топлива представляют собой стальные (наземные) и бетонные (подземные) резервуары объемом 100 м³ и более. Расположены они вне котельных. Предпочтительнее использовать бетонные хранилища. Мазут на склады доставляют в железнодорожных цистернах. С помощью пара, подаваемого специальными шлангами, мазут в цистернах подогревают до 340—350 К и сливают в лоток, дно которого также обогревается паропроводами. По лотку мазут поступает в хранилища, которые соединяются с насосной станцией, оборудованной фильтрами и подогревателями мазута. Схема мазутного хозяйства котельной приведена на рис. 19.26.

Газообразное топливо подают в котельные по газопроводам. В зависимости от давления газа трубопроводы могут быть низкого давления (до 0,5 кПа), среднего (от 0,5 кПа до 0,3 МПа) и высокого (более 0,3 МПа). На рис. 19.27 приведена схема газорегулирующего пункта для подачи газа к горелкам котлоагрегатов.

После ввода газопровода в котельную на нем устанавливают отключающую задвижку газовой сети, манометр *2* и отключающую задвижку *1* газовой сети котельной. Затем устанавливают фильтр *3*, предохранительный клапан *4* и регулятор давления *5*, поддерживающий давление газа перед горелками на требуемом уровне. В исключительных случаях можно отбирать газ помимо регулятора. При непредвиденном повышении давления газа перед горелками сверх установленного значения срабатывает сбросной предохранительный клапан *6* и газ отводится в атмосферу через продувочную свечу *12*, установленную над крышей здания котельной. Расход газа учитывает счетчик *7*. Газорегулирующий пункт может быть смонтирован как в помещении самой котельной, так и вне ее.

Очистка дымовых газов и удаление золы и шлака. При сгорании твердого топлива образуется много золы. При слоевом процессе сжигания основная часть минеральных примесей топлива (60—70%) прев-

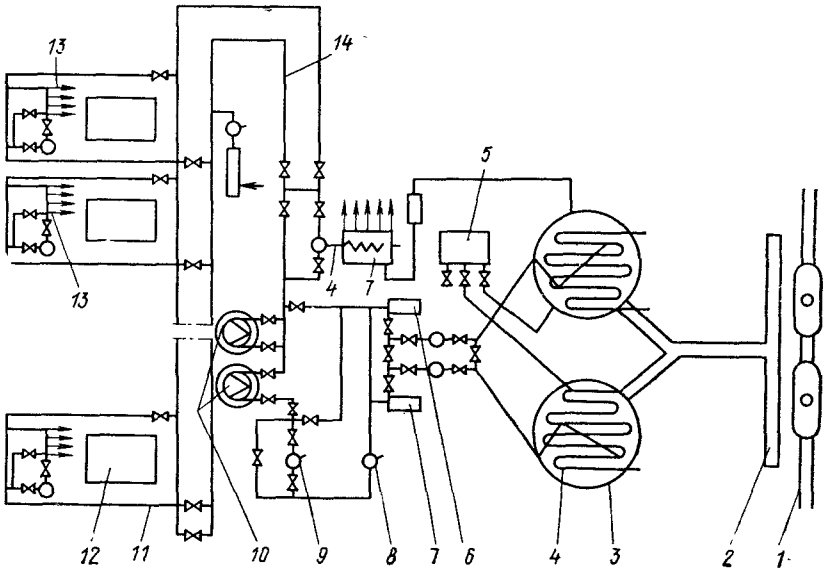


Рис. 19.26. Схема мазутиого хозяйства котельной

1 — железнодорожный путь для цистерны; *2* — сливной поток; *3* — мазутный бак; *4* — змеевики для подогрева мазута в баке; *5* — дренажный приямок; *6* — паровой насос; *7* — мазутный приямок; *8* — воздушный колпак; *9* — фильтр; *10* — подогреватели мазута; *11* — мазутопровод; *12* — котельные агрегаты; *13* — форсунки; *14* — мазутная магистраль

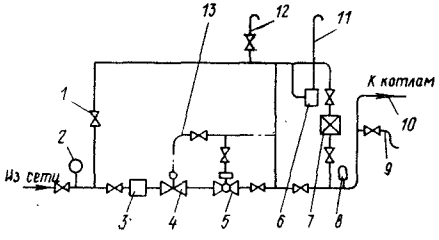


Рис. 19.27. Принципиальная схема газорегулировочного пункта

1 — задвижка; *2* — манометр; *3* — фильтр; *4* — предохранительно-запорный клапан (ПЗК); *5* — регулятор давления; *6* — предохранительный сбросной клапан (ПСК); *7* — счетчик; *8* — термометр; *9* — жидкостный манометр; *10* — линия к котлам; *11* — сбросная линия от ПСК; *12* — продувочная свеча; *13* — импульсная линия

ращается в шлак и проваливается через колосниковые решетки в зольник. В пылеугольных топках бо́льшая часть (75 — 85%) золы уносится из котлоагрегатов с дымовыми газами. Выброс сильно запыленных газов через трубу в атмосферу не допускается из-за загрязнения окружающего воздушного бассейна и ухудшения санитарно-гигиенических условий в населенных пунктах, расположенных вблизи котельной. Кроме того, зола вызывает абразивный износ лопаток дымососов. Все эти причины вызывают необходимость улавливать золу из дымовых газов.

В настоящее время в котельных применяют следующие типы золоуловителей: 1) инерционные механические; 2) мокрые; 3) электрофильтры; 4) комбинированные.

Инерционные (механические) золоуловители работают по принципу выделения золовых частиц из газового потока под влиянием сил

инерции (при резком изменении направления движения потока, при закручивании газового потока и т. д.).

На рис. 19.28 показана схема циклонного золоуловителя. Вследствие тангенциального входа в циклон пылегазовый поток получает вращательное движение, в результате чего частицы золы отбрасываются центробежными силами к стенке корпуса, выпадают из потока и ссыпаются в бункер. Поскольку центробежная сила, с которой отбрасываются частицы золы, при прочих равных условиях будет тем больше, чем меньше радиус циклона, в последнее время предпочитают вместо одного циклона строить батарейные циклоны из нескольких десятков мелких циклонов. Недостаток циклонных золоуловителей — относительно большое (до 40% в однокорпусных и до 20% в батарейных) просачивание мельчайшей пыли в дымовые газы за циклоном. Этот тип золоуловителей используют в отопительно-производственных котельных с расходом дымовых газов до 50 000 м³/ч, приведенных к нормальным условиям.

В настоящее время широко применяются золоулавители мокрого типа. Частицы золы из потока выделяются под действием сил инерции. Стенка золоуловителя смачивается пленкой воды, которую вводят в уловитель через различные разбрызгивающие устройства. На рис. 19.29 показана схема мокрого золоуловителя (скруббера) с нижним тангенциальным подводом запыленного газа.

Уловленная зола и загрязненная вода удаляются из нижней части, а очищенные газы — из верхней части корпуса скруббера. Золоуловитель мокрого типа применяют в котельных с расходом дымовых газов более 100 000 м³/ч, приведенных к нормальным условиям при условии, что приведенное содержание летучей серы $S^{р}_{л.п} \leqslant 1\%$*.

Принцип действия электрофильтров заключается в том, что запыленные газы проходят через электрическое поле, образуемое между стальным цилиндром (положительный полюс) и проволокой, проходящей по оси цилиндра (отрицательный полюс). Основная масса частиц золы получает отрицательный заряд и притягивается к стенкам цилиндра, незначительная же часть частиц золы получает положительный заряд и притягивается к проволоке. При периодическом встряхивании электрофильтра электроды освобождаются от золы. Расход электроэнергии невелик (0,1—0,15 кВт на 1000 м³ газа), но высокое напряжение (до 90 000 В) требует особой осторожности при обслуживании электрофильтров. Электрофильтры применяют в котельных с расходом дымовых газов более 70 000 м³/ч, отнесенных к нормальным условиям.

Комбинированные золоуловители являются двухступенчатыми, при этом работа каждой ступени основана на различных принципах. Чаще всего комбинированный золоуловитель состоит из батарейного циклона (первая ступень) и электрофильтра (вторая ступень).

---

* Величину $S^{р}_{л.п}$ подсчитывают по равенству $S^{р}_{л.п} = S^{р}_{л}\frac{4200}{Q^{р}_{н}}$, где $Q^{р}_{н}$ имеет размерность кДж/кг.

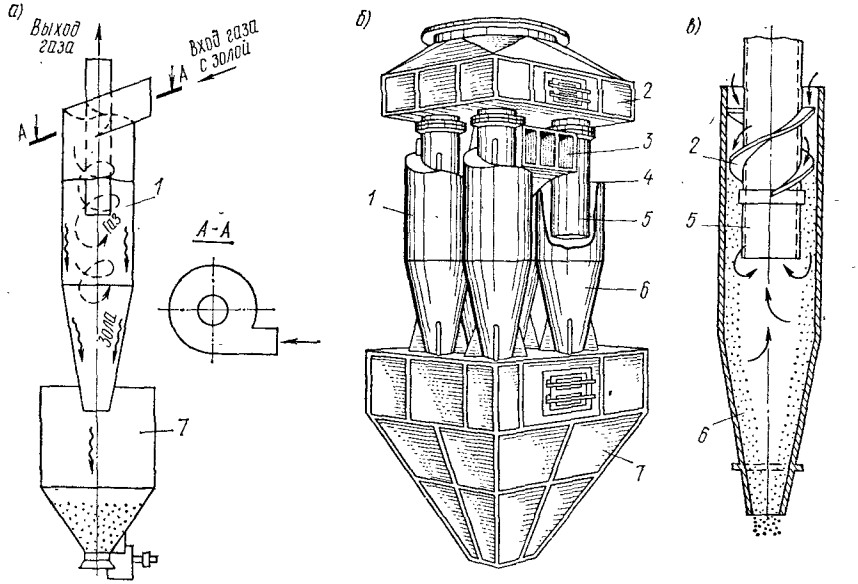


Рис. 19.28. Циклонный золоуловитель

а — схема циклона; *б* — общий вид батарейного циклона; *в* — улитка циклона; *1* — циклон; *2* — спираль улитки; *3* — входной коллектор; *4* — крышка; *5* — выхлопная труба; *6* — корпус циклона; *7* — бункер сбора золы и пыли

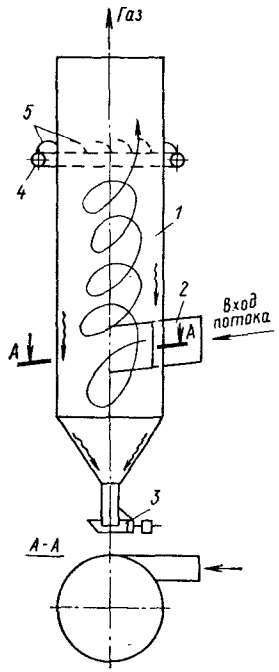


Рис. 19.29. Схема центробежного скруббера конструкции ВТИ

1 — корпус; *2* — входной патрубок; *3* — клапан; *4* — коллектор подвода воды; *5* — оросительные сопла

Эффективность работы золоуловителей оценивают по величине коэффициента очистки (обеспыливания)

$$\varepsilon = \frac{S_у}{S_д}\ 100\ \%,$$

где $S_у$, $S_д$ — содержание золы в газах соответственно после уловителя и до него.

Однокорпусные циклонные уловители имеют $\varepsilon = 40 \div 50\%$, для батарейных циклонов $\varepsilon = 75 \div 85\%$, у мокрых золоуловителей $\varepsilon = 90 \div 94\%$, у электрофильтров $\varepsilon = 90 \div 95\%$; при комбинированной очистке $\varepsilon = 98\%$.

Процесс золошлакоудаления можно разделить на две основные операции: очистка шлаковых и зольных бункеров и транспортировка золы и шлака на золоотвалы или заводы шлакобетонных изделий. Существуют три способа удаления очаговых остатков:

1) механический — с использованием различных механизмов — скреперов, подъемников, шнеков, шлаковыгружателей и т.д.;

2) пневматический, основанный на способности воздушного потока перемещать сыпучие материалы;

3) гидравлический, являющийся наиболее совершенным в отношении механизации процесса. Сущность его состоит в том, что шлак и зола после выгрузки из топок и газоходов смываются в каналы и выносятся по ним к центральному пункту. Оттуда с помощью струи гидроэлеватора под давлением до 2,5 МПа шлак дробится и вместе с золой нагнетается по трубопроводам к отвалам.

Способы очистки продуктов сгорания топлива от серосодержащих соединений и от окислов азота в настоящее время находятся еще в стадиях лабораторной и опытно-промышленной проверок. Предельно допустимые суммарные концентрации этих соединений по нормам, принятым в СССР, составляют 0,085 мг/м^3.

§ 19.7. Современные тенденции в организации и регулировании топочных процессов

Проблемам обеспечения полноты горения топлива без потерь теплоты от химического и механического недожога при низких коэффициентах избытка воздуха, а также регулированию топочных процессов уделяется большое внимание. В этом направлении уже многое сделано. Решены вопросы, связанные с созданием рациональных конструкций горелочных устройств и организацией топочных процессов. В настоящее время разрабатываются схемы высокофорсированных топочных процессов и устройств, которые позволят обеспечить наиболее полное сжигание газообразного и жидкого топлив при высоких тепловых напряжениях и соотношении воздуха и топлива, близком к теоретическому. При сжигании твердого топлива эта задача становится еще более сложной в связи с особенностями организации как факельного топочного процесса, так и самого процесса горения.

Методы сжигания топлива с помощью нерегулируемых или имеющих ограниченный диапазон регулирования по теплопроизводительности горелочных устройств не могут считаться в настоящее время удовлетворительными. В развитии современной теплоэнергетики выявились новые тенденции: увеличение единичной мощности энергетического оборудования (котельных агрегатов, турбин), повышение значений параметров вырабатываемого пара и т.д. В связи с этим появилась необходимость расширения диапазона регулирования производительности энергетических установок. В этих условиях требуется разработка рациональных режимов эксплуатации топочных устройств и методов регулирования топочных процессов во всем рабочем диапазоне нагрузок, обеспечивающих достижение оптимальных параметров и характеристик котлоагрегатов. Отступление от нормальных режимов неизбежно снижает как экономичность, так и надежность котлоагрегатов.

Стабильность степени перегрева пара имеет важное значение. Понижение температуры перегрева пара эквивалентно перерасходу топлива,

а ее повышение приводит к опасности пережога труб и снижению долговечности пароперегревателя.

Основной эксплуатационный фактор, влияющий на температуру перегрева пара, — производительность котлоагрегата. Регулирование степени перегрева осуществляется различными методами. Один из них — применение пароохладителей поверхностного или впрыскивающего типов, которые включаются в схему пароперегревателя.

В основе регулирования топочных процессов лежит сочетание газовых методов регулирования температуры перегретого пара (путем распределения дымовых газов по газоходам, изменения скорости их движения, изменения положения факела в топке и т.д.) и методов регулирования факельных процессов. Методы газового регулирования широко применяются в отечественной и зарубежной теплоэнергетике.

В настоящее время развиваются и осваиваются в промышленном масштабе факельные методы регулирования топочных процессов, из которых наибольшее внимание привлекают аэродинамический, диффузионный и байпасный. Аэродинамический метод предполагает активное воздействие на аэродинамику, а следовательно, и на теплообмен путем изменения структуры факела с помощью горелочного устройства. Диффузионный метод регулирования заключается в изменении теплообменных характеристик факела (т.е. его светимости) и его длины. Этот метод основан на принципе регулируемого распределения топлива в воздушном потоке. Байпасный метод регулирования состоит в том, что часть воздуха подается в топку помимо горелок. В этом случае также возможно гибкое регулирование топочного процесса.

Указанные методы уже применяются при сжигании газа в топках энергетических паровых котлов. В известной мере аэродинамический метод, вероятно, может найти применение и при сжигании жидких топлив, особенно легких (дизельное, печное), а также мазута. При сжигании твердого топлива в факеле регулирование топочных процессов связано с разработкой рациональных способов подачи пыли, а также первичного и вторичного воздуха.

Пример 19.1. Определить КПД котельного агрегата производительностью $D = 1{,}12$ кг/с и расход топлива, сжигаемого в слое на неподвижной колосниковой решетке. Топливо — донецкий уголь марки ДО имеет следующий элементарный состав, %: $C^р$ — 50,6; $H^р$ — 3,7; $O^р$ — 8; $N^р$ — 1,1; $S^р_л$ — 4; $A^р$ — 19,6; $W^р$ — 13. Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах $\alpha_{ух}$ — 1,54, температура уходящих газов $t_{ух} = 130$ °С. Потери теплоты приняты равными, %: $q_3 = 3$, $q_4 = 11$, $q_5 = 2{,}9$, $q_6 = 0{,}4$.

Котел вырабатывает сухой насыщенный пар с давлением $p = 1{,}4$ МПа. Температура питательной воды $t_{п.в} = 85$ °С.

Решение: 1. Определяем $Q^р_н$ топлива по формуле (18.15):

$$Q^р_н = 340 \cdot 50{,}6 - 1035 \cdot 3{,}7 - 104\,(8-4) = 20\,500 \text{ кДж/кг}.$$

2. Определяем теоретическое количество воздуха по формуле (18.27):

$$V^0 = 0{,}0889\,(50{,}6 + 0{,}375 \cdot 4) + 0{,}265 \cdot 3{,}7 - 0{,}0333 \cdot 8 = 5{,}59 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

3. Определяем состав продуктов сгорания по формулам (18.35), (18.44) и (18.43):

$$V_{RO_2} = 0{,}0187\,(50{,}6 + 0{,}375 \cdot 4) = 0{,}97 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{R_2}=0,79\cdot5,59+0,8\,\frac{1,1}{100}+(1,54-1)\,5,59=7,11\ \text{м}^3/\text{кг};$$

$$V_{H_2O}=0,111\cdot3,7+0,0124\cdot13+0,0161\cdot5,59+0,0161\cdot5,59\,(1,54-1)=0,693\ \text{м}^3/\text{кг}$$

4. Энтальпия продуктов сгорания при $\alpha_{ух}=1,54$ и $t_{ух}=130$ °С:

$$I_{ух}=\left(V_{RO_2}\,c'_{CO_2}+V_{R_2}\,c'_{N_2}+V_{H_2O}\,c'_{H_2O}\right)t_{ух}=$$

$$=(0,97\cdot1,74+7,11\cdot1,297+0,693\cdot1,512)\,130;$$

$I_{ух}=1560$ кДж/кг (значения c'_{CO_2}, c'_{N_2} и c'_{H_2O} взяты из прил. 1).

5. Потерю теплоты с уходящими газами находят по формуле (19.6):

$$Q_2=(1560-1,54\cdot5,59\cdot1,33\cdot30)\,\frac{100-11}{100}=1080\ \text{кДж/кг}$$

или

$$q_2=\frac{Q_2}{Q^p_p}=\frac{Q_2}{Q^p_н}=\frac{1080}{20\,500}\,100\,\%=5,3\,\%.$$

6. Определяем $\eta_{к.а}$ [см. формулу (19.9)]:

$$\eta_{к.а}=q_1=100-(5,3+3+11+2,9+0,4)=77,4\,\%.$$

7. Теплоту, израсходованную на выработку пара, подсчитывают по формуле (19.10). Принимаем $p=3\%$.

$$Q_1=1,12\,(2790-4,2\cdot85)+1,12\cdot0,03\,(830-4,2\cdot85)=2750\ \text{кВт};$$

$i''=2790$ кДж/кг, $i'=830$ кДж/кг по таблицам прил. 2.

8. По формуле (19.12) находим расход топлива

$$B=\frac{2750}{0,7740\cdot20\,500}=0,173\ \text{кг/с}.$$

Расчетный расход топлива $B_р=0,173\,\frac{100-11}{11}=0,154$ кг/с.

Пример 19.2. Определить теоретическую температуру горения, минимальный объем топки и площадь колосниковой решетки при сжигании в слое на неподвижной решетке донецкого угля марки ДО. Состав угля, теоретический объем воздуха, величину потерь q_3, q_4, q_6, теплоту сгорания $Q^p_н$ и расход топлива взять из примера 19.1.

Решение. 1. Определяем состав продуктов сгорания при $\alpha_т=1,4$ по формулам (18.35), (18.41), (18.44):

$$V_{RO_2}=0,0186\,(50,6+0,375\cdot4)=0,97\ \text{м}^3/\text{кг};$$

$$V_{R_2}=0,79\cdot5,59+0,8\,\frac{1,1}{100}+5,59\,(1,4-1)=6,37\ \text{м}^3/\text{кг};$$

$$V_{H_2O}=0,111\cdot3,7+0,0124\cdot13+0,0161\cdot5,59+0,0161\cdot5,59\,(1,4-1)=0,68\ \text{м}^3/\text{кг}.$$

2. По формуле (19.15) находим энтальпию продуктов сгорания (при $\alpha_т=1,4$), принимая температуры равными 2000 и 500 °С (теплоемкости газов взяты из прил. 1):

$$I_{2000\ °C}=(0,97\cdot2,426+6,37\cdot1,482+0,68\cdot1,956)\ \text{м}^3/\text{кг}\cdot\text{кДж}/(\text{м}^3\,°\text{C})\cdot2000\ °\text{C}=$$

$$=26\,300\ \text{кДж/кг}.$$

$$I_{500\ °C}=(0,97\cdot1,995+6,37\cdot1,326+0,68\cdot1,584)\ \text{м}^3/\text{кг}\cdot\text{кДж}/(\text{м}^3\cdot°\text{C})\times$$

$$\times\ 500\ °\text{C}=6170\ \text{кДж/кг}.$$

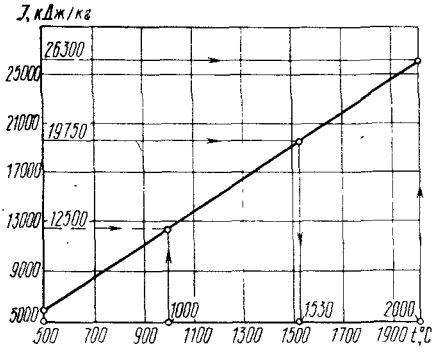


Рис. 19.30. *IT*-диаграмма продуктов сгорания

Для контроля за ходом линии зависимости $I = f(T)$ находим еще промежуточную точку при 1000 °С:

$$I_{1000\,^\circ C} = (0{,}97 \cdot 2{,}212 + 6{,}37 \cdot 1{,}390 + 0{,}68 \cdot 1{,}721)\ \text{м}^3/\text{кг} \cdot \text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}) \times 1000\,^\circ\text{C} = 12\,500\ \text{кДж/кг}.$$

3. Определяем тепловыделение в топке по формуле (19.14):

$$Q_т = Q_р^р \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} = Q_н^р \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} = 20\,500 \times \frac{100 - 3 - 11 - 0{,}4}{100 - 11} = 19\,750\ \text{кДж/кг}.$$

4. Строим *IT*-диаграмму (рис. 19.30) и по величине $Q_т$ = 19 750 кДж/кг находим $T_{теор}$ = 1530 °С + 273 = 1803 К.

5. Для определения объема топки и площади колосниковой решетки тепловое напряжение топочного объема принимаем равным:

$$q_v = 12{,}6 \cdot 10^5\ \text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч}) = 348\ \text{кВт}/\text{м}^3,$$

а тепловое напряжение зеркала горения

$$q_R = 5{,}85\ \text{МДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}) = 1630\ \text{кВт}/\text{м}^2\ [16];$$

тогда

$$V_т = \frac{B_р\, Q_н^р}{q_v} = \frac{1{,}161 \cdot 20\,500}{348} = 9{,}5\ \text{м}^3;$$

$$R = \frac{B_р\, Q_н^р}{q_R} = \frac{0{,}166 \cdot 20\,500}{1630} = 2{,}03\ \text{м}^2.$$

ГЛАВА 20. ОРГАНИЗАЦИЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

§ 20.1. Общие сведения об установках для тепловлажностной обработки строительных изделий

На предприятиях промышленности строительных материалов и изделий тепловая энергия расходуется на производство продукции и нетехнологические нужды. В отличие от заводов машиностроительной промышленности, где на технологические нужды уходит в среднем только до 10% расчетного расхода теплоты, на предприятиях строительной индустрии использование тепловой энергии на технологический процесс производства доходит до 50% и более. Это объясняется тем, что одним из важнейших этапов технологического процесса изготовления строительных материалов и изделий (бетоны, силикатный кирпич,

теплоизоляционные материалы и др.) является их тепловлажностная обработка.

Благодаря применению установок для тепловлажностной обработки освобождаются громадные заводские площади, которые потребовались бы для размещения изделий после формования при естественном вызревании их до выдачи на стройки. Тепловодяная среда способствует также ускорению и полноте происходящих в материалах реакций, изделиям придается прочность и повышается их долговечность.

Цикл тепловлажностной обработки строительных материалов складывается из периодов загрузки их в соответствующие установки, нагрева, изотермической выдержки, охлаждения и выгрузки материалов. Эта обработка может осуществляться паровоздушной смесью при атмосферном давлении (пропарочные камеры) или насыщенным паром при давлении 0,5—1,2 МПа и выше (автоклавы). Автоклавный способ запаривания значительно эффективнее пропаривания изделий при атмосферном давлении, так как он сокращает сроки их обработки, а также позволяет осуществлять твердение известково-песчаных сырьевых смесей и таким образом получать изделия из силикатных мелкозернистых бетонов. При атмосферном давлении такие смеси практически не затвердевают. Наличие тепловлажностной обработки обусловливает ряд специфических особенностей систем теплоснабжения заводов, изготовляющих строительные материалы, по сравнению с системами теплоснабжения заводов других отраслей промышленности. Эти особенности касаются прежде всего структуры тепловых нагрузок, условий возврата конденсата, характера потребления и режима расходования тепловой энергии.

Нетехнологические нужды предприятия в теплоснабжении складываются из затрат теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Баланс потребляемой тепловой энергии по заводам промышленности строительных материалов в процентах из расчета тепловых нагрузок составляет:

технологические нужды	30—50
отопление	30—35
вентиляция	20—25
горячее водоснабжение	2—3

В качестве источников теплоты для технологических целей применяют пар, ВОТ* и электроэнергию. Для нетехнологических нужд используют пар и горячую воду. Основным источником теплоты является пар.

Водяные системы теплоснабжения делятся на открытые и закрытые. При открытой система горячего водоснабжения присоединяется непосредственно к подающему и обратному трубопроводам тепловых сетей, а при закрытой — через водонагреватели. В эксплуатации открытые системы дороже закрытых, так как при этом должен проводиться

* ВОТ — высококипящие органические теплоносители.

постоянный контроль за качеством воды, источником которой является городской водопровод (питьевая вода) с переменным гидравлическим режимом.

Наличие на заводах строительных материалов и изделий большого числа технологических установок периодического действия (камеры, автоклавы, кассеты и др.) обусловливает резкопеременный во времени расход пара на производственные нужды. Поэтому приходится устанавливать промежуточные паровые аккумуляторы, позволяющие уменьшать неравномерность получения пара от котельной или ТЭЦ.

Пропарочные камеры делятся на камеры периодического и непрерывного действия. По конструкции камеры периодического действия бывают туннельного и ямного типов. Габариты туннельных камер составляют по высоте до 2 м, ширине до 6 м и длине до 100 м. С внутренней стороны стены камеры покрывают слоем гидроизоляции. В камере располагаются паропроводные перфорированные трубы, через которые подается острый пар, и трубы для разбрызгивания воды, с тем чтобы поддерживать влажность среды при полном насыщении. Крупноразмерные изделия, имеющие длину 4—15 м, ширину 2—10 м и глубину 1—4 м, пропаривают преимущественно в камерах ямного типа (рис. 20.1).

Равномерный нагрев изделий в камерах обеспечивается равномерной подачей пара, хотя, казалось бы, в начальный период, когда материалы имеют более низкую температуру, чем стенки камеры, конденсация водяного пара и нагрев должны протекать интенсивнее на холодных изделиях, а потери теплоты в окружающую среду в начальный период должны быть меньше, чем в последующее время, по мере прогрева материала изделий. Однако опыт показывает, что температура изделий растет достаточно равномерно во всем интервале времени их прогрева. Это объясняется тем, что, несмотря на бóльшую разность температур среды и изделий в начальный период, коэффициент теплоотдачи имеет меньшее значение из-за наличия значительного количества воздуха в паровоздушной среде (см. § 14.5). В дальнейшем указанная разность температур снижается, а коэффициент теплоотдачи от среды к изделиям возрастает, поскольку воздуха в паровоздушной смеси с повышением температуры становится меньше.

Следует иметь в виду, что в отличие от сушильной и вентиляционной техники тепловлажностная обработка строительных изделий при атмосферном давлении осуществляется в среде с температурой 70—100 °С, а в этом случае количество воздуха в паровоздушной смеси составляет незначительную часть (см. § 7.2). На практике неравномерность нагрева изделий при равномерной подаче пара происходит лишь при резко различных соотношениях площадей тепловоспринимающих поверхностей и ограждающих конструкций.

В паровые рубашки кассетных установок, в которых изготовляют в вертикальном положении панели стен и перекрытий, пар подают снизу, в результате чего обеспечивается более равномерный прогрев изделий по высоте. При этом расчетное давление пара в рубашках стальных кассет колеблется в пределах 0,3—0;15 МПа, а в рубашках железобетонных кассет доходит до 0,3 МПа и выше.

Пропарочные установки непрерывного действия выполняют в виде горизонтальных одноярусных туннельных камер, вертикальных шахт и вибропрокатных станов. В этих установках изделия с помощью механизмов передвигаются вдоль длинного канала, проходя зоны нагрева, изотермической выдержки и охлаждения.

Установки непрерывного действия по расходу теплоты более экономичны по сравнению с установками периодического действия, так как ограждающие конструкции нагреваются лишь в период пуска этих установок в работу. К их преимуществам относится также возможность осуществления более легкой стабилизации и автоматизации технологического процесса, чем в установках периодического действия.

Тепловлажностная обработка изделий под давлением выше атмосферного осуществляется в автоклавах. Эти установки (тупиковые с одной крышкой или проходные с двумя крышками) представляют собой герметично закрывающиеся стальные сосуды цилиндрической формы диаметром 2,2—3,6 м и длиной 15—30 м. Давление пара до 2 МПа обеспечивается котлами типов ДКВр, КЕ, ДЕ, Е-ГМН и др. (см. табл. 19.1, 20.3 и 20.4).

Автоклав устанавливают на опорах, позволяющих ему удлиняться при нагревании. Пар подается через штуцер к перфорированной трубе, размещенной внутри автоклава. Конденсат удаляют через спускной клапан. Внутри автоклава проложен рельсовый путь, на который вкатывают вагонетки с пропариваемыми изделиями (рис. 20.2).

Во избежание больших тепловых потерь в окружающую среду все внешние горячие поверхности (с $t > 50$ °С) автоклава покрывают тепловой изоляцией, что способствует интенсификации самого технологического процесса и, кроме того, является одним из важнейших мероприятий по охране труда.

Следует иметь в виду, что температура, создаваемая в автоклаве, зависит не от общего давления в нем, а только от парциального давления пара, поэтому присутствие воздуха в автоклаве является вредным. При уменьшении температуры насыщения воздух обычно отсасывают путем вакуумирования.

Значительная экономия расхода пара (20% и более) может быть достигнута при работе автоклавов, если по окончании процесса пропаривания пар не выпускать в атмосферу, а перепускать в другой автоклав для подогрева в нем свежезагруженных изделий. Пар из автоклавов можно выпускать также через аккумулятор пара и далее использовать в системе пропарочных камер и стендов. Обычно в подобный аккумулятор направляют и конденсат из автоклава, так как при снижении давления этот конденсат дает добавочный вторичный пар (пар вскипания). Перепуск пара особенно широко применяют на заводах силикатного кирпича, при этом на каждой 1000 шт. условного кирпича экономят более 100 кг пара.

Несмотря на различия в потреблении пара по давлению, на заводах строительных материалов и изделий следует применять единую систему пароснабжения с одинаково высоким давлением. Это устраняет трудности при ее эксплуатации. В системах низкого давления малейшее изменение сопротивлений паровой магистрали приводит к разрегулиро-

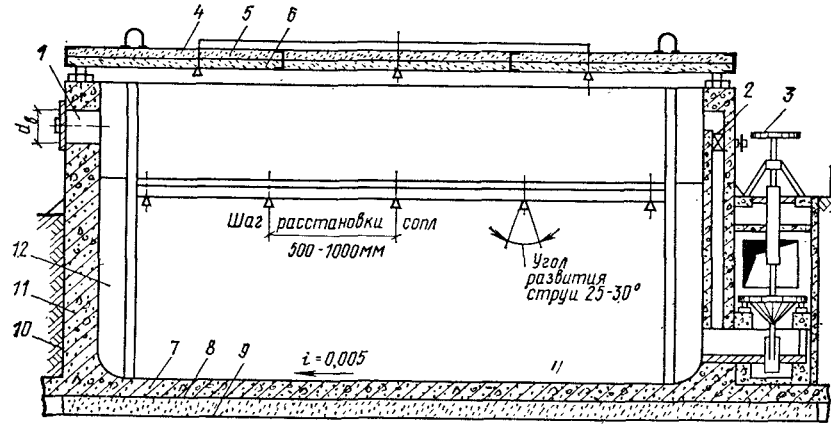


Рис. 20.1. Пропарочная камера ямного типа

1 — окно для подсоса охлаждающего воздуха; *2* — отверстие для отсоса верхнего слоя паровоздушной смеси; *3* — клапан магистрали отсоса паровоздушной смеси; *4* — стальной лист на жестком каркасе; *5* — минераловатные плиты; *6* — стальной лист, покрытый гидроизоляцией; *7* — гидроизоляционный слой; *8* — железобетонная плита; *9* — теплоизоляционный слой; *10* — гидроизоляция; *11* — уплотненный бетон; *12* — пароизоляция

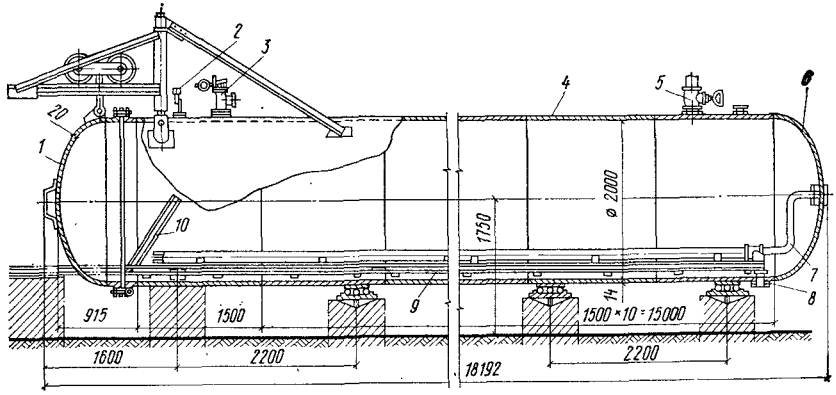


Рис. 20.2. Автоклав тупикового типа

1 — откидная крышка; *2* — манометр; *3* — предохранительный клапан; *4* — корпус; *5* — продувочный клапан; *6* — глухая крышка; *7* — перфорированный паропровод; *8* — штуцер для спуска конденсата; *9* — рельсовый путь; *10* — откидной трап

ванию всей системы паропроводов, при этом некоторые агрегаты начинают получать пар в недостаточном количестве.

В системах пароснабжения высокого давления на каждом отводящем участке паропровода к агрегатам с меньшим необходимым давлением пара устанавливается дроссельная диафрагма (ДД) с регулятором давления прямого действия (РПД) после себя, который поддерживает необходимое давление пара. Всякое разрегулирование системы в случае включения или отключения какой-либо установки может быть компенсировано работой РПД (см. рис. 20.3).

§ 20.2. Тепловой расчет пропарочных камер и автоклавов

Тепловой расчет пропарочных камер позволяет определить количество теплоты и пара, расходуемых на технологические нужды производственного процесса. При определении расчетного расхода пара необходимо учитывать количество теплоты, необходимой в различные периоды тепловой обработки изделий для достижения нужных температур. В установках периодического действия основное количество пара подается во время нагрева изделий до максимальной температуры. В период изотермической выдержки теплота пара расходуется только на покрытие потерь через ограждения камеры и через неплотности в окружающую среду, а в период охлаждения пар не расходуется.

Объем пропарочной камеры $V_к$, м^3, определяют, исходя из ассортимента изделий, годовой производительности цеха, а также режима пропарки и общей продолжительности цикла, которые выбирают на основе опыта аналогичных производств. Если принять: $M_г$ — выпуск продукции, м^3/год; $\tau_ц$ — продолжительность цикла, ч, состоящая из рабочего времени $\tau_р$ и вспомогательного $\tau_{всп}$, затрачиваемого на загрузку, разгрузку и ремонт; $\tau_г$ — время работы камеры в году, ч; g — степень заполнения объема камеры изделиями, м^3/м^3 (плотность садки); y — доля, допускаемая на отбраковку изделий, %, то

$$V_к = M_г (1 + 0{,}01y)\, \tau_ц / \tau_г\, g. \qquad (20.1)$$

Формула показывает, что объем камеры может быть уменьшен в основном путем снижения $\tau_ц$, что достигается сокращением $\tau_{всп}$ вследствие механизации, а также $\tau_р$ в результате повышения давления пара и его температуры.

После определения размера камер выбирают конструкцию ограждения, по которой рассчитывают затраты теплоты на его прогревание и потери теплоты в окружающую среду. Далее определяют расход пара по частям цикла (прогрев и выдержка) и по всему циклу в целом. Для этой цели составляют баланс теплоты по периодам цикла. В приходную часть теплового баланса периода прогрева изделий входит теплота, вносимая с паром, а в случае пропаривания бетонных изделий — и теплота, выделяемая цементом. Расходная часть баланса складывается из следующих частей:

а) нагрев пропариваемых изделий. Определяют по формуле

$$Q_{изд} = \Sigma\, M_i\, c_i\, (t_2 - t_1)\, m, \qquad (20.2)$$

где M_i — масса отдельной составляющей в одном изделии; c_i — теплоемкость этой составляющей; t_1 — начальная температура изделия перед подачей пара, °С; t_2 — конечная температура изделия, °С; m — число изделий;

б) нагрев вспомогательных материалов и приспособлений (вагонетки, полки, опалубки, формы и т.п.) $Q_м$. Определяют аналогично определению $Q_{изд}$;

в) нагрев ограждений камеры. Находят по уравнению

$$Q_о = \sum M_{io}\, c_{io}\, (t'_2 - t'_1), \qquad (20.3)$$

где M_{io} — масса элемента ограждения камеры; c_{io} теплоемкость — ограждающего элемента; t_1', t_2' — средние температуры каждого элемента ограждения соответственно в начале и конце процесса прогрева;

г) расход теплоты в окружающую среду $Q_{окр}$. Находят из равенства

$$Q_{окр} = \sum F_o K_o \left(\frac{t'_{ср} + t''_{ср}}{2} - t_{нар} \right) \tau_1, \qquad (20.4)$$

где F_o — площадь поверхности элементов ограждения камеры; K_o — коэффициент теплопередачи через ограждающие конструкции в окружающую среду; $t'_{ср}$ — начальная температура среды в камере до подачи пара, °С; $t''_{ср}$ — конечная температура среды в камере за период прогрева, °С; $t_{нар}$ — наружная температура воздуха, °С; τ_1 — продолжительность периода прогрева, ч;

д) расход теплоты на испарение влаги из изделия. Определяют по формуле

$$Q_{исп} = M_{изд}\, m a\, (i_п - i_{вл}), \qquad (20.5)$$

где a — количество испаряющейся влаги в долях от массы изделия (в расчетах обычно принимают $a = 0{,}01\, mM_{изд}$); согласно § 7.1, $i_п = 2500 + 1{,}96\, t$, кДж/кг (t принимается равной полусумме $(t_1 + t_2)/2$); $i_{вл} \approx 4{,}2\, t_1$, кДж/кг (см. § 6.3);

е) теплота пара, занимающего свободный объем камеры $Q_п$. Подсчитывают по равенству

$$Q_п = i''_п V_к (1 - g), \qquad (20.6)$$

где $i''_п$ — энтальпия пара; находится из таблиц для водяного пара (см. прил. 2).

Общее количество теплоты, расходуемой в период нагрева, составит

$$Q_1 = A\, (Q_{изд} + Q_м + Q_o + Q_{окр} + Q_{исп} + Q_п), \qquad (20.7)$$

где A — коэффициент, учитывающий расход теплоты вследствие пропусков пара через щели и неплотности и равный 1,08—1,12.

В период изотермической выдержки теплота расходуется только на покрытие потерь в окружающую среду и пропуски пара, т.е.

$$Q_2 = Q_{окр} + Q_{пр} = \sum F_o K_o \left(t''_{ср} - t_{нар} \right) \tau_2 A, \qquad (20.8)$$

где τ_2 — продолжительность периода изотермической выдержки, ч.

Значения коэффициента A в равенстве (20.8) принимают равными 1,16—1,24, т. е. выше, чем для первого периода, так как камера работает при более высоких температурах.

Расход пара в 1 ч, кг, за период нагрева составляет $D_1 = Q_1/\tau_1 \Delta i_1$, а за период изотермической выдержки — $D_2 = Q_2/\tau_2 \Delta i_2$. Величины Δi_1 и Δi_2 соответственно представляют собой разности между энтальпией пара, подаваемого в камеру, $i_п$ и энтальпией конденсата $i_к$. При этом для периода прогрева можно принять $i_{к_1} = 4{,}2\,(t_1 + t_2)/2$, а для периода изотермической выдержки $i_{к_2} = 4{,}2 t_{ср}$, кДж/кг. Расход пара, кг, за цикл пропаривания выразится равенством

$$D_ц = D_1 \tau_1 + D_2 \tau_2. \qquad (20.9)$$

Экономичность работы камер периодического действия различных конструкций для различного ассортимента изделий сравнивают по

расходу пара на 1 м³ изделий, называемому удельным расходом пара. В среднем его значение составляет 200—300 кг/м³, при пропаривании железобетонных изделий в многосекционных камерах ямного типа удельный расход пара принимают равным до 150—200 кг/м³.

Во второй половине периода охлаждения изделий влагу из камер удаляют с помощью вентилятора, напор которых рассчитывают по разнице влагосодержания изделий до и после камеры. Этот напор обычно составляет 10—20 объемов свободной камеры. Напор вентилятора при отсасывании паровоздушной смеси должен, естественно, превышать сопротивление в сети. Скорость воздуха в вентиляционных каналах принимают равной 10—15 м/с.

Расход теплоты (пара) при расчете камер непрерывного действия определяют по зонам нагрева и изотермической выдержки, в которые теплоту подают через завесы с помощью горячего воздуха из регистров или калориферов. Последние обогревают паром из котельной под давлением 0,5—0,6 МПа. Воздушные завесы представляют собой потоки воздуха, которые, выходя со скоростью 10—12 м/с из сопел или щелей коробов, пересекают возможное направление входа в камеру внешнего воздуха из цеха или выхода паровоздушной смеси из камеры в цех.

Тепловой расчет автоклавов принципиально не отличается от расчета пропарочных камер периодического действия. Особенностями расчета являются лишь более высокие давления и температура процесса, а также работа с перепуском пара, о чем говорилось ранее.

§ 20.3. Гидравлический расчет тепловых сетей

Экономичность работы тепловых установок в большой степени зависит от правильного расчета пропускной способности паропроводов и конденсато- и воздухоотводящих сетей. Поэтому наряду с тепловым расчетом важное значение имеет также гидравлический (аэродинамический) расчет тепловых устройств, который позволяет определить величину потерь давления в сети и уточнить требуемые параметры теплоносителя при выборе парового котла или другого генерирующего устройства, обеспечивающего возможность осуществления рассматриваемого технологического процесса.

К основным потерям давления, вызываемым сопротивлениями при движении паров или газов, относятся потери на преодоление силы трения о стенки трубопроводов (линейные потери) и на преодоление так называемых местных сопротивлений. К последним относятся места перехода из одного сечения канала в другое, повороты, шиберы, компенсаторы тепловых удлинений и все подобные места потерь энергии движения газа или пара. Линейные потери давления, Н/м², пропорциональны длине труб и определяются по известной формуле гидравлики, учитывающей величину шероховатости стенок этих труб, а именно

$$h_л = \beta \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho = \xi_{тр} \frac{w^2}{2} \rho, \qquad (20.10)$$

где β — коэффициент сопротивления трению, зависящий от состояния поверхности стенки и скорости движения газов; l — длина трубопровода, м; d — диа-

метр трубопровода, м; w — скорость газа или пара, м/с; ρ — плотность газа или пара при данной температуре, кг/м³; $\xi_{тр} = \beta l/d$ — приведенный коэффициент потерь на трение.

В упрощенных расчетах коэффициент β принимают равным: для стенок кирпичных каналов 0,05; для металлических поверхностей при сильной коррозии 0,045, при небольшой коррозии 0,035 и при отсутствии коррозии 0,025. При движении в каналах некруглого сечения вместо d берется эквивалентный диаметр $d_{экв}$ (см. § 14.1). Скорость движения пара в трубопроводах принимают в пределах 20—30 м/с. Потери от местных сопротивлений рассчитывают по формуле

$$h_м = \xi_м \frac{w^2}{2} \rho, \qquad (20.11)$$

где $\xi_м$ — коэффициент местного сопротивления.

Полную потерю давления в трубопроводе находят как сумму линейных и местных потерь, т.е.

$$h_п = h_л + h_м. \qquad (20.12)$$

Аэродинамический расчет сопротивления насадок из штучных изделий и сыпучих материалов проводят по эмпирическим формулам с применением линейных коэффициентов [9].

Для удобства расчетов местные потери давления представляют в виде линейных потерь давления, которые пропорциональны длине трубопровода. Такая расчетная длина трубопровода называется эквивалентной длиной и обозначается через $l_э$. Если ввести понятие об удельной потере давления $R_л$, когда потери давления на 1 м длины трубы $R_л = (\beta/d) \frac{w^2}{2} \rho$, то полная потеря давления в трубопроводе может определяться из выражения

$$h_{полн} = \Sigma R_л (l + l_э), \qquad (20.13)$$

где l — длина прямых участков трубопровода; $l_э$ — эквивалентная длина местного сопротивления.

Числовые значения $l_э$ и $\xi_м$ для наиболее часто встречающихся видов местных сопротивлений (колено, шибер, ответвления и др.) приводятся в соответствующих справочниках [15].

Гидравлический расчет конденсато- и воздухоотводящих сетей тесно связан с гидравлическим расчетом систем пароснабжения тепловых установок, поскольку начало и окончание циклов тепловой обработки изделий определяет и время, и количество впускаемого и выпускаемого воздуха и удаляемого конденсата.

Диаметры конденсато- и воздухоотводящих трубопроводов целесообразно рассчитывать, исходя из пропуска максимальных количеств воздуха и конденсата, определяемых по наибольшей тепловой нагрузке. При этом следует учитывать также количество образующегося пара вторичного вскипания и возможность прорыва в конденсационную линию из сети повышенного давления — так называемого пролетного пара. Количество этого пара при неблагоприятных условиях эксплуатации может доходить до 15%, а вторичного пара — до 10% общего

количества пара, потребляемого в тепловой установке. Через конденсатопровод можно также отводить и воздух, если его удаление не предусмотрено непосредственно у пароприемника установки.

Преимущественное распространение имеют сухие конденсатопроводы, т.е. такие, у которых не все сечение занято конденсатом. Если последний занимает все сечение, то конденсатопровод называется мокрым. Пропускную способность конденсатопровода определяют по формуле, рекомендованной С. Д. Кронгаузом*:

$$M = 88{,}4 \cdot 10^3 (R_л \rho)^{0{,}5} d^{2{,}625} \qquad (20.14)$$

где M — расход конденсата или воздухопароконденсатной смеси, кг/ч; $R_л$ — удельная потеря давления в конденсатопроводе, мм вод. ст/м; ρ — плотность конденсата или воздухопароконденсатной смеси, кг/м³; d — диаметр конденсатопровода, м.

Таким образом, зная из теплового расчета установок расход и давление пара на технологические нужды, определив площади поперечного сечения всех подводящих и отводящих каналов и исходя из условий создания в них рациональных скоростей теплоносителей, рекомендуемых на основании опытных данных соответствующими справочными руководствами [15], по приведенной методике аэродинамического расчета подсчитывают потери давлений от линейных местных сопротивлений в этих каналах. Это позволяет уточнить параметры теплоносителя и выбрать требуемый тип паровых котлов.

По данным аэродинамического расчета определяют также необходимый напор вентилятора, который он должен иметь для преодоления сопротивлений воздухопроводов, а, зная количество паровоздушной смеси, подлежащей отсосу из установки (напор вентилятора), по каталогам подбирают соответствующий тип вентилятора. После этого подсчитывают мощность электромоторов, необходимую для привода вентилятора, и, ориентируясь на коэффициент запаса, равный 1,1—1,2, по каталогам выбирают наиболее подходящий электродвигатель.

§ 20.4. Определение тепловой мощности котельной

Выбор мощности и энергетического типа котельной производят в соответствии со схемой теплоснабжения и с учетом характера потребителей теплоты, климатических условий и структуры топливного баланса района строительства.

При тепловых нагрузках системы теплоснабжения до 58,15 МВт (50 Гкал/ч) промышленные котельные проектируют, как правило, с паровыми котлами низкого давления типов ДКВр, КЕ, ДЕ и водогрейными котлами типов КВ-ГМ и КВ-ТС теплопроизводительностью 11,6 и 23,2 МВт (10 и 20 Гкал/ч). Характеристики котлов даны в табл. 19.1 и 19.2. В перспективе в промышленно-отопительных котельных найдут применение пароводогрейные котлы, выполненные на базе водогрейного котлоагрегата ПТВМ-30, а в крупных котельных с высокой долей нагрузок по горячей воде — котлы КВ-ГМ-100.

* **Кронгауз С. Д.** Тепловая обработка и теплоснабжение на заводах сборного железобетона. — М.: Госстройиздат, 1961.

При выборе типа промышленно-отопительных котельных необходимо учитывать следующее.

1. Удельные капитальные затраты на собственно водогрейные котлоагрегаты и их вспомогательное оборудование ниже затрат на паровые котлоагрегаты той же производительности.

2. Надежность паровых газомазутных котлоагрегатов выше, чем водогрейных, из-за меньших коррозионных повреждений низкотемпературных поверхностей нагрева.

3. Тепловые схемы котельных с водогрейными котлоагрегатами проще тепловых схем паровых котельных, в которых пар является промежуточным теплоносителем.

4. В водогрейных котельных на мазуте из-за отсутствия пара усложняется схема подготовки мазута и требуются специальные меры по разогреву мазута в цистернах при сливе.

5. Преимущества паровых котельных перед пароводогрейными заключаются в однотипности оборудования и упрощении схемы отпуска теплоты.

6. Определяющими в выборе типа котельной являются типоразмеры серийно изготовляемых котлоагрегатов. Котлоагрегатам, имеющим бо́льшую единичную теплопроизводительность, следует отдавать предпочтение.

Для определения общей производительности котельной установки завода или общего расхода пара, отбираемого из районной ТЭЦ, помимо расхода пара на технологический процесс производства требуется знать расход пара и на непроизводственные нужды предприятия. Этот расход, как указывалось, складывается из расходов пара на отопление и вентиляцию всех зданий и сооружений, размещенных на промышленной площадке, а также из расходов пара на горячее водоснабжение бытовых помещений производственных цехов.

Количество теплоты, расходуемой на отопление и вентиляцию, определяется по формуле

$$Q_{0,в} = V\left[aq_0\left(t_{вн} - t_н^0\right) + q_в\left(t_{вн} - t_н^в\right)\right], \qquad (20.15)$$

где V — объем помещения, м³; a — коэффициент, учитывающий климатические условия (для средней полосы СССР $a \approx 1$); $t_{вн}$ — температура внутри помещения, °С; $t_н^0$, $t_н^в$ — расчетные температуры наружного воздуха соответственно для систем отопления и вентиляции, °С; q_0, $q_в$ — удельные расходы теплоты соответственно на отопление и вентиляцию, Вт/(м³·°С).

В целях обеспечения нормальных санитарно-гигиенических условий труда и во избежание перерасхода теплоты числовые значения q_0 и $q_в$ берут по соответствующим нормам [15] в зависимости от температур внутри помещения и наружного воздуха, а также типа самого помещения. Для примера в табл. 20.1 приведены нормы удельных расходов теплоты при $t_{вн} = 15$ °С; $t_н^0 = -30$ °С и $t_н^в = -14$ °С для заводов железобетонных конструкций.

Умножив $Q_{0,в}$ на 24 и 189 (продолжительность годового отопительного периода в днях для средней полосы СССР), получим годовой расход теплоты, кВт, на отопление и вентиляцию.

Количество теплоты, затрачиваемой на горячее водоснабжение $Q_{г.в}$, определяют по годовому расходу горячей воды. Этот расход подсчитывают на основании санитарных норм отпуска горячей воды на человека [15], учитывая число людей, пользующихся душем, и температурный перепад, на который должна быть нагрета холодная вода (25—30 °С). В зависимости от расхода горячей воды выбирают производительность и число водонагревателей. Теплоносителем для них, как правило, служит пар давлением около 0,2 МПа.

ТАБЛИЦА 20.1. **НОРМЫ УДЕЛЬНЫХ РАСХОДОВ ТЕПЛА**

Помещения	Удельные расходы теплоты, Вт/(м³·°С)	
	на отопление	на вентиляцию
Производственные	0,29	1,2
Бытовые и административные	0,38	0,14
Ремонтно-механические мастерские	0,58	0,18
Складские	0,88	0,69
Котельная	0,12	0,47
Компрессорная	0,69	—

Суммируя $Q_{о.в}$ и $Q_{г.в}$ и вычитая теплоту от различных производственных тепловыделений, принимаемую обычно равной около 15% теплоты, расходуемой на отопление, определяют количество теплоты, затрачиваемой на нетехнологические нужды предприятия. Давление пара в системах непроизводственного пароснабжения составляет не более 0,5—0,2 МПа. Уточнив потери давления в сетях по формулам (20.12) или (20.13) и определив требуемое количество пара, по суммарному расходу теплоты выбирают тип парового котла, обеспечивающий потребности завода теплом на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

Для определения рабочей мощности котельных в последнее время широко используют полуэмпирические формулы, приведенные в табл. 20.2.

Под рабочей мощностью котельной понимают суммарную мощность работающих котлоагрегатов при фактической нагрузке в данный период времени.

В табл. 20.2 для паровых котельных учтен отпуск 20% теплоты с горячей водой по закрытой схеме. Для котельных, работающих на мазуте, учтен расход теплоты на подогрев мазута при сливе, хранении и транспортировке. Для водогрейных котельных с открытой схемой горячего водоснабжения нагрузки по горячему водоснабжению приняты в размере 20% общей нагрузки.

§ 20.5. Выбор типа и мощности котлоагрегатов

В котельных централизованных систем теплоснабжения применяют паровые барабанные котлоагрегаты с естественной циркуляцией и прямоточные водогрейные котлы серийного изготовления.

Тип котлоагрегата зависит от вида и способа сжигания топлива, теплопроизводительности, вида и параметров теплоносителя. Технические характеристики котлов принимаются по данным заводов-изготовителей.

ТАБЛИЦА 20.2. **ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАБОЧЕЙ МОЩНОСТИ КОТЕЛЬНЫХ ПО ТЕПЛОВЫМ НАГРУЗКАМ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ**

Характер тепловой нагрузки	Теплоноситель, отпускаемый из котельной	Тип котлоагрегатов	Схема горячего водоснабжения	Формулы для определения производительности котельной	Вид топлива
Отопление, вентиляция, горячее водоснабжение	Горячая вода	Водогрейные	Открытая	$Q_к^в = 1{,}0519\ Q_{о,в} + 1{,}182\ Q_{г.в}$	Мазут
			Закрытая	$Q_к^в = 1{,}0526\ (Q_{о,в} + Q_{г.в})$	
			Открытая	$Q_к^в = 1{,}0172\ Q_{о,в} + 1{,}182\ Q_{г.в}$	Твердое топливо
			Закрытая	$Q_к^в = 1{,}018\ (Q_{о,в} + Q_{г.в})$	
Технологическая	Пар давлением 1,4 МПа	Паровые	—	$D_к = D_п \left(1{,}273 - 0{,}00168 \frac{t_{в.к}\ G_{в.к}}{D_п}\right)$	Мазут
				$D_к = D_п \left(1{,}217 - 0{,}00168 \frac{t_{в.к}\ G_{в.к}}{D_п}\right)$	Твердое топливо
	Пар давлением 2,4 МПа	»	—	$D_к = D_п \left(1{,}273 - 0{,}00153 \frac{t_{в.к}\ G_{в.к}}{D_п}\right)$	Мазут
				$D_к = D_п \left(1{,}217 - 0{,}00153 \frac{t_{в.к}\ G_{в.к}}{D_п}\right)$	Твердое топливо
	Пар давлением 4 МПа	»	—	$D_к = D_п \left(1{,}35 - 0{,}00155 \frac{t_{в.к}\ G_{в.к}}{D_п}\right)$	Мазут
				$D_к = D_п \left(1{,}284 - 0{,}00155 \frac{t_{в.к}\ G_{в.к}}{D_п}\right)$	Твердое топливо

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения: $Q_к^в$ — теплопроизводительность водогрейных котельных, Гкал/ч (1 Гкал/ч = 1,163 МВт); $Q_{о,в}$ — максимальная нагрузка на отопление и вентиляцию, Гкал/ч; $Q_{г.в}$ — средняя часовая нагрузка горячего водоснабжения, Гкал/ч; $D_к$ — производительность паровых котлов, т/ч; $D_п$ — максимальная нагрузка на технологические затраты, т/ч; $G_{в.к}$ — максимальный возврат конденсата, т/ч; $t_{в.к}$ — температура возвращаемого конденсата, °С.

Число котлоагрегатов и их теплопроизводительность выбирают по максимальному расходу теплоты, с тем чтобы при выходе из строя одного котлоагрегата оставшиеся обеспечивали максимальный отпуск теплоты на технологические нужды, а также средний за наиболее холодный месяц отпуск теплоты на отопление и вентиляцию и среднечасовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение с учетом расхода теплоты на собственные нужды котельной.

Число рабочих котлоагрегатов z теплопроизводительностью $Q_к$ определяют по относительному значению допустимого снижения нагрузки котельной при выходе из строя одного из котлов, обозначаемой α. Если $Q_м$ — максимальная (расчетная) нагрузка котельной, а $Q_{н.х.м}$ — нагрузка котельной в режиме наиболее холодного месяца (или допустимое снижение нагрузки), то $\alpha = Q_{н.х.м}/Q_м$;

$$Q_м = zQ_к \text{ и } Q_{н.х.м} = (z-1)\,Q_к,$$

откуда

$$\alpha = (z-1)/z \text{ или } z = 1/(1-\alpha), \qquad (20.16)$$

т. е. при относительных снижениях нагрузки котельной, равных 0,67, 0,75, 0,80 и 0,875 максимальной, допустимое число котлоагрегатов составляет 3, 4, 5 и 8. Резервные котлоагрегаты устанавливают только при особых требованиях к надежности теплоснабжения. Независимо от типа и режима работы котельной к установке принимается не менее двух котлоагрегатов. Оптимальное число котлоагрегатов по величине капитальных затрат с учетом конечной мощности котельной составляет для паровых или водогрейных котельных 3—4, для пароводогрейных — 6—8.

Рекомендуется устанавливать однотипные котлоагрегаты одинаковой производительности, с максимальным укрупнением единичной мощности. Паровые котлоагрегаты выбирают на давление и температуру пара, обеспечивающие параметры пара у потребителя с учетом потерь давления и теплоты на внешней трассе тепловых сетей. При укрупнении единичной мощности котлоагрегатов обеспечивается сокращение их числа, единиц вспомогательного оборудования, протяженности коммуникаций котельной, строительного объема зданий, удельных капиталовложений, а также эксплуатационных расходов за счет повышения КПД котлоагрегатов и уменьшения числа обслуживающего персонала.

На основании анализа ряда проектов были установлены технико-экономические области применения паровых котлоагрегатов: например, для котельных паропроизводительностью до 180 т/ч на газе и мазуте и до 200 т/ч на твердом топливе предпочтителен выбор котлоагрегатов $D = 50$ т/ч с $p = 1{,}4$ МПа и $t_п = 225$ °С; для котельных с $D > 220$ т/ч на газе и мазуте и $D > 240$ т/ч на твердом топливе предпочтителен выбор котлоагрегатов $D = 75$ т/ч с $p = 4$ МПа и $t_п = 440$ °С. Типы и параметры работы котлоагрегатов, используемых для теплоснабжения в строительной индустрии, приведены в табл. 19.1, 19.2, 20.3—20.5.

В табл. 20.4 приведены типы и параметры работы водогрейных котлоагрегатов: КВ-Г — для сжигания газа, КВ-ГМ — газа и мазута, КВ-

ТАБЛИЦА 20.3. **ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ ПАРОВЫХ КОТЛОАГРЕГАТОВ**

Типоразмер котлоагрегата	Номинальная производительность, т/ч	Давление пара, МПа	Вид вырабатываемого пара
КЕ-2,5-14С КЕ-4-14С* КЕ-6,5-14С КЕ-10-14С КЕ-25-14С	2,5 4 6,5 10 25	1,4	Насыщенный пар
КЕ-6,5-14-225С КЕ-10-14-225С КЕ-25-14-225С	6,5 10 25	1,4	Перегретый пар с $t=225$ °С
КЕ/6,5-24С КЕ-10-24С КЕ-25-24С	6,5 10 25	2,4	Насыщенный пар
КЕ-6,5-24-250С КЕ-10-24-250С КЕ-25-24-250С	6,5 10 25	2,4	Перегретый пар с $t=250$ °С
ДЕ-4-14ГМ ДЕ-6,5-14ГМ ДЕ-10-14ГМ ДЕ-16-14ГМ ДЕ-25-14ГМ	4 6,5 10 16 25	1,4	Насыщенный пар
ДЕ-4-14-225ГМ ДЕ-6,5-14-225ГМ ДЕ-10-14-225ГМ ДЕ-16-14-225ГМ ДЕ-25-14-225ГМ	4 6,5 10 16 25	1,4	Перегретый пар с $t=225$ °С
ДЕ-10-24ГМ ДЕ-16-24ГМ ДЕ-25-24-ГМ	10 16 25	2,4	Насыщенный пар
ДЕ-10-24-250ГМ ДЕ-16-24-250ГМ ДЕ-25-24-250ГМ	10 16 25	2,4	Перегретый пар с $t=250$ °С
Е-4-14ГМН Е-6,5-14ГМН Е-10-14ГМН Е-16-14ГМН Е-25-14ГМН	4 6,5 10 16 25	1,4	Насыщенный пар
Е-4-14-225ГМН Е-6,5-14-225ГМН Е-10-14-225ГМН Е-16-14-225ГМН Е-25-14-225ГМН	4 6,5 10 16 25	1,4	Перегретый пар с $t=225$ °С

* Типоразмеры котлоагрегатов, серийно изготовляемых Бийским котельным заводом (буква С).

ТС — твердого топлива в слое, КВ-ТК — пылеугольного твердого топлива. Эти котлоагрегаты были разработаны совместно ЦКТИ и Дорогобужским котельным заводом, выпускающим их. Водогрейные котлоагрегаты выполняются безбарабанными с прямоточным движением воды. Гидравлическое сопротивление в системе поверхностей нагрева преодолевается за счет напора, создаваемого сетевыми насосами.

Опыт эксплуатации заводов по производству строительных материалов и изделий показывает, что наиболее рациональным является применение единой системы пароснабжения, обеспечивающей все нужды предприятия как производственного, так и непроизводственного характера. При этом давление пара в котлах поддерживают номинальным, т. е. таким, на которое эти котлы рассчитаны, а на паропроводе,

ТАБЛИЦА 20.4. **ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОАГРЕГАТОВ**

Типоразмер котлоагрегата	Компоновка	Номинальная теплопроизводительность, Гкал/ч	Используемое топливо
КВ-Г-4	Горизонтальная	4	Газ
КВ-Г-6,5		6,5	
КВ-ГМ-4		4	Газ и мазут
КВ-ГМ-6,5		6,5	
КВ-ГМ-10		10	
КВ-ГМ-20		20	
КВ-ГМ-30		30	
КВ-ГМ-50	П-образная	50	
КВ-ГМ-100		100	
КВ-ГМ-180		180	
ПТВМ-30		30	
ПТВМ-50	Башенная	50	
ПТВМ-100		100	
ПТВМ-180		180	
КВ-ТС-10	Горизонтальная без воздухоподогревателя	10	Твердое
КВ-ТС-20		20	
КВ-ТСВ-10	Горизонтальная с воздухоподогревателем	10	
КВ-ТСВ-20		20	
КВ-ТК-30	П-образная	30	
КВ-ТК-50		50	
КВ-ТК-100		100	

Примечания: 1. Выпуск котлов ПТВМ-180 Дорогобужским заводом прекращен и выпускается серийно Барнаульским котельным заводом.

2. Котлоагрегат ПТВМ-100 по отдельным заказам выпускается таганрогским заводом «Красный котельщик».

ТАБЛИЦА 20.5. **ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ ПАРОВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОАГРЕГАТОВ**

Параметр	Тип котлоагрегата			
	КВП-30/8-1		КТК-100	
Общая теплопроизводительность, Гкал/ч	40	35	100	50
Теплопроизводительность водогрейной части, Гкал/ч	35	29,7	63	27
Предельная паропроизводительность, т/ч	8,45	8,96	70	42—47
Давление насыщенного пара, МПа	0,7—2	0,7—2	0,7—2,5	0,7—2,5
Давление воды на выходе, МПа, не менее	0,8	0,8	0,8	0,8

Примечание. Пароводогрейные котлоагрегаты КВП-30/8-1 и КТК-100 выполнены на базе котлов ПТВМ-30М и КВ-ГМ-100.

отводящем пар из котельной, устанавливают регулятор давления типа «после себя», поддерживающий максимально допускаемое давление в регулируемой системе. В этих условиях (см. § 19.4) эффективнее используются низкотемпературные поверхности нагрева паровых котлов — экономайзеры и воздухоподогреватели. Для систем же низкого давления на вводе пара устанавливают второй регулятор давления или дроссельную диафрагму, а также регулятор температуры с импульсом температуры в конденсатопроводе.

На рис. 20.3 показана принципиальная схема пароснабжения предприятия от единой сети с различными вариантами присоединения потребителей пара. Варианты *I* и *II* предусматривают присоединение к паровой сети калориферных систем отопления и вентиляции, регистров, водонагревателей и других установок, от которых конденсат через конденсатоотводчики возвращается к источнику тепла.

Вариант *III* иллюстрирует способ присоединения к паровой сети системы низкого давления с возвратом конденсата через конденсационный бак. На вводе пара здесь устанавливают дроссельную диафрагму и регулятор температуры с импульсом по температуре в конденсатопроводе. При необходимости форсировать теплоотдачу нагревательных приборов пар можно подавать в отопительные установки по обводной линии, не показанной на схеме.

Вариант *IV* показывает способ присоединения камер периодического действия, находящихся под атмосферным давлением, без использования образующегося конденсата, а вариант *V* — с использованием конденсата от паровых рубашек кассет или других закрытых форм, где давление пара не превышает 0,15 МПа.

В рассмотренной схеме пароснабжения давление пара составляет 0,5—0,7 МПа, что допускается для калориферов, регистров, ребристых труб и аналогичных теплообменников. Интенсивность подачи пара в технологические установки в периоды прогрева и изотермической выдержки обеспечивается с помощью дроссельных диафрагм, а поддержание требуемой температуры — регуляторами РПД, которые автома-

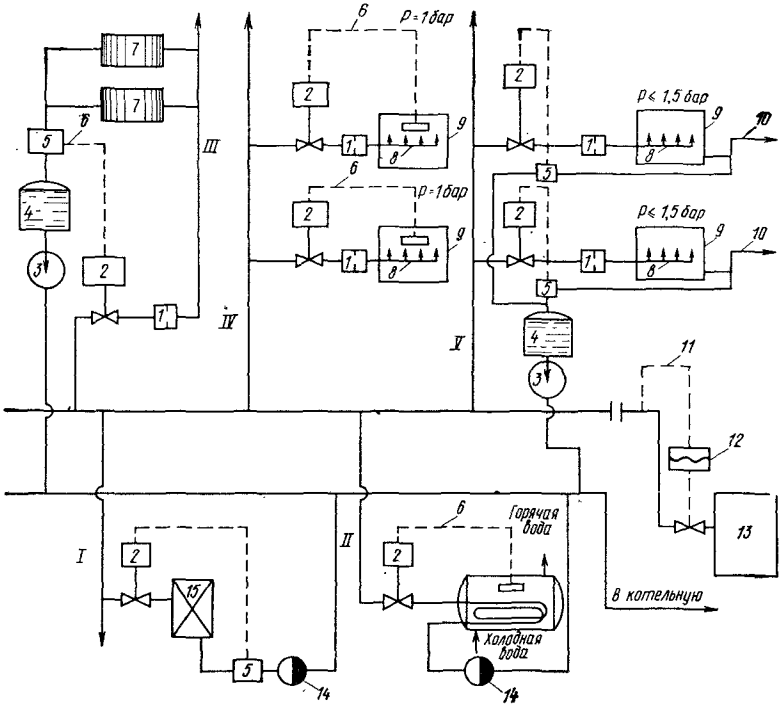


Рис. 20.3. Принципиальная схема пароснабжения завода железобетонных конструкций

1 — дроссельная диафрагма; *2* — регулятор температуры прямого действия; *3* — насос; *4* — конденсационный бак; *5* — термобаллон; *6* — капиллярная трубка; *7* — радиатор отопления; *8* — перфорированная трубка; *9* — кассетные установки; *10* — воздушник; *11* — импульсная трубка; *12* — регулятор давления; *13* — паровой котел; *14* — конденсатоотводчик; *15* — калорифер

тически прекращают подачу пара при достижении максимальной температуры и возобновляют его подачу, когда температура начинает снижаться. При большом числе технологических установок регуляторы давления могут устанавливаться отдельно для каждого цеха, имеющего самостоятельные вводы пара от паровой сети.

§ 20.6. Использование вторичных энергоресурсов и вопросы охраны окружающей среды

Экономия теплоэнергетических ресурсов в настоящее время является важнейшим направлением повышения эффективности производства в любой отрасли промышленности. Особенно это касается производства строительных материалов, так как оно относится к одним из самых топливно- и энергоемких отраслей народного хозяйства. Только на получение одного цемента в год расходуется около 22 млн. т условного топлива.

Большие резервы экономии топлива кроются в использовании вторичных энергетических ресурсов. Поэтому по плану мероприятий Минстройматериалов СССР в одиннадцатой пятилетке на заводах пред-

усматривается широкое внедрение установок по использованию теплоты отходящих газов, установка котлов-утилизаторов, использование теплоты от топливосодержащих промышленных отходов и др.

В настоящее время на многих предприятиях строительных материалов уже имеются подобные установки, например на вращающейся печи Бахчисарайского комбината «Стройиндустрия» смонтирован теплообменник конструкции Южгипроцемента, который дает горячую воду для производства и бытовых нужд без затрат топлива. Экономия здесь составляет 2,3 млн. т условного топлива в год.

Применение топливосодержащих отходов в качестве добавки в глину обеспечивает сокращение расхода технологического топлива в среднем на 25 кг на 1000 шт. условного кирпича, а всего в производстве глиняного кирпича используется более 1,5 млн. т отходов промышленности — золы ТЭС и углесодержащих отходов.

На ряде заводов осуществляется тепловая блокировка печей и сушилок, что позволяет использовать теплоту отходящих газов для сушки сырца. Например, Дальневосточным ПромстройНИИПроектом и Угловским заводом строительных материалов и изделий разработана установка, позволяющая использовать теплоту отходящих газов вращающихся печей обжига керамзита № 3 и 4 для сушки гипсопрокатных перегородок в щелевых камерах. Утилизация теплоты этой установки позволяет экономить более 6000 т условного топлива в год, высвободить в котельной завода паровой котел паропроизводительностью 10 т/ч и повысить качество сушки изделий благодаря улучшению параметров теплоносителя. Экономический эффект от эксплуатации установки составляет 818 тыс. руб. в год.

Как указывалось ранее (см. § 20.1), при тепловлажностной обработке изделий применяется перепуск пара из автоклавов, где закончилась тепловая обработка, в загруженные сырцом автоклавы. Сбрасываемый пар можно использовать также для подогрева воды в котельной и бойлерах отопительных систем. В последнем случае необходимо учитывать увеличение содержания в нем растворенных солей, которые могут привести к засорению паропроводов. Заметная экономия теплоты достигается при использовании выпускаемого из автоклавов конденсата для технологических нужд, а также улучшении теплоизоляции автоклавов и паропроводов. Например, ввод конденсата на заводах силикатного кирпича в силикатную смесь повышает температуру при формовании с 20 до 40—60 °С, при этом улучшается пластичность смеси, повышается прочность сырца, увеличивается выход лицевого кирпича и уменьшается брак. Суммарная экономия пара от этих мероприятий составляет до 30—35%.

Одним из резервов экономии топливоэнергетических ресурсов является утилизация теплоты вентиляционных выбросов. С этой целью может применяться вращающийся регенеративный теплообменник, разработанный ЦНИИ «Электроника». Его установка позволяет возвращать до 70—75% теплоты и за отопительный сезон экономить более 100 т условного топлива. Теплота вентиляционных выбросов используется также для устройства воздушных завес в цехах.

При широком использовании вторичных энергетических ресурсов

попутно решается и важная экологическая сторона проблемы утилизации отходов. Во многих странах мира охране окружающей среды от загрязнения промышленными выбросами уделяется большое внимание.

В Советском Союзе этот вопрос находится под контролем государства, о чем свидетельствует закон «Об охране атмосферного воздуха», принятый на пятой сессии Верховного Совета РСФСР десятого созыва в июле 1982 г. Этот закон проникнут заботой о благе и здоровье народа, улучшении условий его жизни и является правовой гарантией чистоты воздушных бассейнов городов нашей страны.

Для предприятий строительных материалов координацией вопросов по охране окружающей среды занимается специальная секция научно-технического совета Минстройматериалов СССР. Так, на ряде заводов и в НИИ цемента проводятся работы по применению импульсного и знакопеременного режимов питания электрофильтров с целью очистки отходящих газов цементных производств. На предприятиях неметаллорудной отрасли промышленности (комбинаты по производству каолина, талька, графита, слюды) используют гидродинамические пылеуловители, зернистые фильтры и другие устройства для обеспыливания аспирационного воздуха. На предприятиях по производству щебня институтом ВНИПИИстромсырье разработана технология использования отсевов после второй и третьей стадий дробления горных пород в качестве заполнителей для бетона. Утилизация этих отсевов имеет также большое экологическое значение.

На заводах по выпуску полимерных материалов разрабатываются и внедряются установки для обезвреживания технологических выбросов.

Многими предприятиями промышленности строительных материалов и изделий прекращен сброс неочищенных сточных вод в открытые водоемы. За последние пять лет суммарная мощность систем повторного и оборотного использования воды возросла более чем в 1,5 раза. Дальнейшее развитие этих систем в одиннадцатой пятилетке создаст предпосылки для перевода ряда заводов на замкнутые циклы водообеспечения.

С целью ускорения решения проблемы нейтрализации вредных выбросов на заводах по производству некоторых видов строительных материалов, в частности минеральной ваты и изделий из нее, Минстройматериалов СССР были организованы конкурсы для выявления лучших научно-технических решений по сокращению выбросов вредных веществ и уменьшению их концентраций в отходящих газах.

Разработка безотходных и безвредных технологических процессов производства позволит обеспечить эффективность работы систем газо- и водоочистки и будет способствовать решению актуальной проблемы современности — улучшения состояния окружающей среды.

Средняя объемная теплоемкость двух- и трехатомных газов, водяных паров и влажного воздуха [$d=10$ г на 1 кг сухого воздуха в зависимости от температуры при $p=\text{const}$, кДж/(м³·С)]

t, °С	c'_{N_2}	c'_{CO_2}	c'_{H_2O}	$c'_{вз}$	t, °С	c'_{N_2}	c'_{CO_2}	c'_{H_2O}	$c'_{вз}$
0	1,29	1,591	1,492	1,318	1200	1,415	2,272	1,771	1,461
100	1,295	1,712	1,507	1,322	1300	1,422	2,3	1,8	1,47
200	1,301	1,795	1,522	1,33	1400	1,435	2,318	1,828	1,481
300	1,308	1,865	1,545	1,34	1500	1,443	2,357	1,845	1,494
400	1,316	1,925	1,565	1,355	1600	1,453	2,362	1,872	1,508
500	1,326	1,995	1,584	1,368	1700	1,46	2,381	1,895	1,515
600	1,338	2,045	1,614	1,38	1800	1,465	2,396	1,921	1,521
700	1,353	2,094	1,642	1,397	1900	1,474	2,42	1,945	1,528
800	1,361	2,139	1,672	1,413	2000	1,482	2,426	1,956	1,535
900	1,38	2,178	1,693	1,423	2200	1,507	2,445	1,984	1,548
1000	1,39	2,212	1,721	1,435	2400	1,516	2,47	2,005	1,56
1100	1,405	2,241	1,75	1,449					

* Прил. 4 и 5 — см. вкладку к книге.

Параметры насыщенного водяного пара в зависимости от температуры

t, °C	p, кПа·10² (бар)	v', м³/кг	v'', м³/кг	i', кДж/кг	i'', кДж/кг	r, кДж/кг	s', кДж/(кг·°С)	s'', кДж/(кг·°С)
0,01	0,006108	0,0010002	206,175	0,00061	2500,64	2500,64	0	9,1544
5	0,008719	0,00100008	147,15	21,0496	2509,98	2488,93	0,0764	9,0242
10	0,012271	0,00100035	106,42	42,0364	2519,24	2477,2	0,1511	8,8996
15	0,017041	0,00100095	77,973	62,9826	2528,44	2465,45	0,2245	8,7803
20	0,023368	0,00100184	57,836	83,9034	2537,58	2453,68	0,2964	8,6662
25	0,031663	0,00100301	43,401	104,809	2546,68	2441,87	0,3671	8,5569
30	0,042418	0,00100442	32,929	125,706	2555,73	2430,02	0,4366	8,4523
35	0,056218	0,00100605	25,245	146,6	2564,74	2418,14	0,505	8,352
40	0,07375	0,00100789	19,546	167,495	2573,7	2406,21	0,5722	8,2559
45	0,095818	0,00100993	15,276	188,393	2582,62	2394,23	0,6384	8,1637
50	0,12335	0,0010121	12,045	209,296	2591,48	2382,18	0,7036	8,0752
55	0,1574	0,0010145	9,5779	230,208	2600,28	2370,08	0,7678	7,9902
60	0,19919	0,0010171	7,6776	251,129	2609,03	2357,9	0,8311	7,9085
65	0,25008	0,0010199	6,2012	272,062	2617,7	2345,63	0,8934	7,8299
70	0,3116	0,0010228	5,0453	293,009	2626,29	2333,28	0,9549	7,7543
75	0,38547	0,0010258	4,1332	313,971	2634,8	2320,83	1,0155	7,6815
80	0,47359	0,001029	3,4083	334,952	2643,22	2308,27	1,0753	7,6114
85	0,57803	0,0010324	2,8282	355,953	2651,55	2295,59	1,1344	7,5438
90	0,70109	0,0010359	2,3609	376,977	2659,76	2282,79	1,1926	7,4785
95	0,84527	0,0010396	1,982	398,027	2667,86	2269,84	1,2501	7,4155
100	1,01325	0,0010434	1,673	419,105	2675,84	2256,73	1,307	7,3546
105	1,208	0,0010474	1,4193	440,21	2683,68	2243,47	1,3631	7,2957
110	1,4326	0,0010515	1,2101	461,36	2691,38	2230,02	1,4186	7,2387
115	1,6905	0,0010558	1,0364	482,54	2698,93	2216,39	1,4734	7,1834
120	1,9854	0,0010603	0,89167	503,76	2706,31	2202,54	1,5277	7,1298
125	2,3208	0,0010649	0,77041	525,03	2713,52	2188,49	1,5814	7,0779
130	2,7011	0,0010697	0,66837	546,35	2720,54	2174,19	1,6345	7,0273

t, °C	p, кПа·10² (бар)	v', м³/кг	v'', м³/кг	i', кДж/кг	i'', кДж/кг	r, кДж/кг	s', кДж/(кг·°С)	s'', кДж/(кг·°С)
135	3,1305	0,0010747	0,58201	567,72	2727,37	2159,65	1,687	6,9782
140	3,6136	0,0010798	0,50865	589,15	2733,99	2144,85	1,7391	6,9304
145	4,1549	0,0010851	0,44611	610,64	2740,4	2129,76	1,7906	6,8838
150	4,7597	0,0010906	0,39259	632,19	2746,57	2114,38	1,8417	6,8384
155	5,433	0,0010962	0,34654	653,82	2752,5	2098,69	1,8923	6,794
160	6,1804	0,0011021	0,30685	675,51	2758,18	2082,66	1,9425	6,7506
165	7,0075	0,0011081	0,27247	697,29	2763,59	2066,3	1,9923	6,7082
170	7,9203	0,0011144	0,24262	719,15	2768,72	2049,56	2,0417	6,6666
175	8,9247	0,0011208	0,21659	741,11	2773,55	2032,45	2,0907	6,6258
180	10,027	0,0011275	0,19385	763,15	2778,09	2014,93	2,1394	6,5858
185	11,234	0,0011344	0,1739	785,3	2782,3	1997	2,1877	6,5464
190	12,552	0,0011415	0,15635	807,55	2786,18	1978,63	2,2356	6,5077
195	13,989	0,0011489	0,14088	829,92	2789,72	1959,8	2,2833	6,4695
200	15,55	0,0011565	0,12719	852,41	2792,85	1940,44	2,3307	6,4318
205	17,246	0,0011644	0,11505	875,02	2795,61	1920,59	2,3779	6,3945
210	19,079	0,0011726	0,10427	897,78	2797,98	1900,2	2,4247	6,3576
215	21,062	0,0011812	0,09465	920,67	2799,94	1879,27	2,4714	6,3211
220	23,201	0,00119	0,08606	943,72	2801,48	1857,76	2,5179	6,2849
225	25,504	0,0011992	0,07837	966,93	2802,59	1835,66	2,5641	6,240
230	27,979	0,0012087	0,07147	990,32	2803,25	1812,93	2,6103	6,2133
235	30,635	0,0012187	0,06527	1013,89	2803,43	1789,54	2,6562	6,1778
240	33,48	0,0012291	0,05967	1037,66	2803,13	1765,46	2,7021	6,1425
245	36,525	0,0012399	0,05463	1061,63	2802,3	1740,66	2,7479	6,1072
250	39,776	0,0012512	0,05006	1085,84	2800,93	1715,1	2,7936	6,0719

255	43,244	0,0012631	0,04592	1110,28	2799,01	1688,72	2,8392	6,0366
260	46,94	0,0012755	0,04215	1134,99	2796,48	1661,49	2,8849	6,0012
265	50,872	0,0012866	0,03872	1159,98	2793,32	1633,34	2,9306	5,9657
270	55,051	0,0013023	0,0356	1185,26	2789,48	1604,22	2,9764	5,9299
275	59,448	0,0013168	0,03275	1210,87	2784,92	1574,05	3,0223	5,8938
280	64,191	0,0013321	0,03013	1236,83	2779,6	1542,77	3,0683	5,8573
285	69,175	0,0013483	0,02774	1263,18	2773,44	1510,27	3,1145	5,8203
290	74,449	0,0013655	0,02584	1289,94	2766,39	1476,45	3,161	5,7827
295	80,025	0,0013889	0,02351	1317,17	2758,36	1441,19	3,2078	5,7444
300	85,917	0,0014036	0,02164	1344,91	2749,26	1404,36	3,2549	5,7051
305	92,136	0,0014247	0,01992	1373,2	2738,96	1365,76	3,3026	5,6648
310	98,697	0,0014475	0,01832	1402,13	2727,3	1325,17	3,3508	5,6232
315	105,61	0,0014722	0,01683	1431,76	2714,19	1282,43	3,3996	5,58
320	112,9	0,0014992	0,01545	1462,21	2699,69	1237,48	3,4493	5,5356
325	120,57	0,0015289	0,01417	1493,57	2683,55	1189,98	3,5001	5,4895
330	128,64	0,001562	0,01297	1526,01	2665,51	1139,5	3,552	5,4412
335	137,14	0,001599	0,01184	1559,73	2645,22	1085,49	3,6054	5,3903
340	146,08	0,001639	0,01078	1594,88	2622,08	1027,2	3,6606	5,3359
345	155,48	0,001686	0,009771	1631,86	2595,42	963,56	3,7181	5,2769
350	165,37	0,001741	0,008805	1671,23	2564,26	893,02	3,7788	5,2119
355	175,76	0,001807	0,007869	1713,92	2527,05	813,13	3,8441	5,1386
360	186,74	0,001894	0,006943	1761,54	2481,11	719,56	3,9164	5,0529
365	198,29	0,002016	0,005995	1817,58	2420,94	603,56	4,001	4,9465
370	210,52	0,002225	0,004932	1892,4	2330,73	438,38	4,1137	4,7953
374	220,87	0,00283	0,00348	2039	2151	112	4,3258	4,5029

Примечание. Параметры критического состояния: температура 374,116 °С; давление 22,1145 МПа; объем 0,003147 м³/кг; энтальпия 2096,2 кДж/кг; энтропия 4,424 кДж/(кг·°С).

Соотношения между единицами физических величин (работы, энергии и количества теплоты) и единицами СИ

Величина	Дж	кДж	эрг	кг·м	Вт·ч	кал	ккал
1 Дж	1	10^{-3}	10^{7}	0,102	$2{,}78\cdot10^{-4}$	0,239	$2{,}39\cdot10^{-4}$
1 кДж	10^{-3}	1	10^{10}	102	0,278	239	0,239
1 эрг	10^{-7}	10^{-10}	1	$1{,}02\cdot10^{-8}$	$2{,}78\cdot10^{-11}$	$2{,}39\cdot10^{-8}$	$2{,}39\cdot10^{-11}$
1 кг·м	9,81	$9{,}81\cdot10^{-3}$	$9{,}81\cdot10^{7}$	1	$2{,}73\cdot10^{-3}$	2,34	$2{,}34\cdot10^{-3}$
1 Вт·ч	$3{,}6\cdot10^{3}$	3,6	$3{,}6\cdot10^{10}$	367	1	859	0,859
1 кал	4,1868	$4{,}1868\cdot10^{-3}$	$4{,}1868\cdot10^{7}$	0,427	$1{,}16\cdot10^{-3}$	1	10^{-3}
1 ккал	$4{,}1868\cdot10^{3}$	4,1868	$4{,}1868\cdot10^{10}$	427	1,16	10^{3}	1

Продолжение прил. 3

Соотношения между единицами давления

Величина	Н/м²=Па	бар	техн. атм	физ. атм	мм рт. ст.	мм вод. ст.
1 Н/м²=Па	1	10^{-5}	$1{,}02\cdot10^{-5}$	$9{,}87\cdot10^{-6}$	$7{,}5\cdot10^{-3}$	0,102
1 бар	10^{5}	1	1,02	0,987	750	$1{,}02\cdot10^{4}$
1 техн. атм.	$9{,}81\cdot10^{4}$	0,981	1	0,968	735,6	10^{4}
1 физ. атм.	$1{,}013\cdot10^{5}$	1,013	1,0332	1	760	$1{,}0332\cdot10^{4}$
1 мм рт. ст.	133,3	$133{,}3\cdot10^{-5}$	$1{,}36\cdot10^{-3}$	$1{,}31\cdot10^{-3}$	1	13,6
1 мм вод. ст.	9,81	$9{,}81\cdot10^{-5}$	10^{-4}	$0{,}968\cdot10^{-4}$	$7{,}356\cdot10^{-2}$	1

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ахмедов Р. Б.** Исследование методов и средств оптимизации и регулирования топочных процессов при сжигании газа в топках парогенераторов. Автореф. дис. иа соиск. учен. степени д-ра техн. иаук. Ташкеит, 1971.

2. **Исаченко В. М., Осипова В. А., Сукомел А. С.** Теплопередача.— М.: Энергоиздат, 1981.

3. **Карапетьянц М.Х.** Химическая термодинамика.— М.: Госхимиздат, 1953.

4. **Кириллии В. А., Сычев В. В., Шейидлин А.Е.** Техническая термодинамика.— М.: Энергоатомиздат, 1983.

5. **Крутов В. И.** Техническая термодинамика.— М.: Высшая школа, 1981.

6. **Лариков Н. Н.** Приложение закоиов термодинамики к химическим реакциям. Уч. пособие.— М.: МИСИ, 1984.

7. **Лариков Н. Н.** Организация теплоснабжения предприятий промышленности строительных материалов. —М.: МИСИ, 1984.

8. **Либерман Н. Б., Нянковская М. Г.** Справочник по проектированию котельных установок систем централизоваиного теплоснабжения.— М.: Энергия, 1979.

9. **Мазуров Д. Я., Роговой М. И., Волгина Ю.М.** Теплотехника и теплотехническое оборудование предприятий промышленности строительных материалов.— М.: Стройиздат, 1966.

10. **Михеев М. А., Михеева И. М.** Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1977.

11. **Нормы** аэродинамического расчета котельного агрегата.— М.: Госэнергоиздат, 1969.

12. **Перегудов В. В., Роговой М. И.** Тепловые процессы и установки в технологии строительных изделий и деталей. — М.: Стройиздат, 1983.

13. **Ривкин С. Л., Александров А. А.** Теплофизические свойства воды и водяного пара.— М.: Энергия, 1980.

14. **Скаиави А. Н.** Коиструирование и расчет систем водяного и воздушного отопления зданий.— М.: Стройиздат, 1983.

15. **Справочник** проектировщика. Внутреиние санитарно-технические устройства/ Под ред. И. Г. Староверова. Ч.I. Отоплеиие, водопровод, канализация. — М.: Стройиздат, 1975; Ч. II. Вентиляция и кондиционироваиие. — М.: Стройиздат, 1977.

16. **Тепловой** расчет котлоагрегата (Нормативный метод).—М.: Госэнергоиздат, 1973.

17. **Теплоснабжение**/ Под ред. А.А. Ионина.— М.: Стройнздат, 1982.

18. **Щеголев М. М., Гусев Ю. Л., Иванова М. С.** Котельные установки.— М.: Стройиздат, 1972.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Настоящий указатель адресует читателя к тем страницам учебника, где можно найти сведения по существу темы рубрики или подрубрики.

Число — номера страниц.

А

Абсорбция 142
Автоклав 403
Ассоциация 72, 196
Атмосфера техническая 423
— физическая 9, 423

Б

Баланс тепловой 360
Безразмерные комплексы физических величин 236

В

Вакуум 9
Вентилятор осевой 122
— центробежный 122
Виды токов движения жидкостей 288
Влагосодержание воздуха 94
Влажность воздуха абсолютная 92
— — относительная 92
— топлива 322
Влажный воздух 90
Внешняя работа газа 24
Внутренняя энергия 21
— — свободная 192
— — связанная 192
Вода добавочная 387
— котловая 316, 387
— перегретая 78
— питательная 316, 387
Водоподготовка 387
Водяной экономайзер 316, 379
Воздухоподогреватель 381
Вязкость жидкостей 227

Г

Газоанализатор 341
Газ идеальный 7
— реальный 7
Газовая постоянная 11, 12
Газовые смеси 12
Газотурбинная установка 160
Генератор магнитогидродинамический 178
— термоэлектрический 178
Гигрометр 92
Гидравлический диаметр 224
Горелки 352, 356
Горение топлива 330
Градиент давления 233
— скорости 227
Градиент температуры 210
Граничные условия 234

Д

Давление абсолютное 8
— барометрическое 8
— избыточное 8
— парциальное 12
— индикаторное 158
Двигатель внутреннего сгорания
— — — двухтактный 157
— — — дизеля 153
— — — карбюраторный 150
— — — четырехтактный 151
Движение вынужденное 223
— свободное 223
Детандер 121
Детонация 152
Диаграмма индикаторная 150, 154
— Id влажного воздуха 96
— iS водяного пара 86
— pU 25, 76
— TS 32, 84
Дизель 153
Динамическая вязкость жидкости 227
Диссипация 116
Диссоциация 72, 196
Дифференциальные уравнения конвективного теплообмена 229
— — термодинамики 62
Диффузор 103
Дросселирование 116
Дутьевое устройство 385
Дымовая труба 386
Дымосос 386

Е

Единицы измерения физических величин 8, 424
Естественная конвекция 223

Ж

Жесткость воды карбонатная 388
— — некарбонатная 388
— — общая 388

З

Закон Авогадро 10
— Бойля — Мариотта 10
— Вина 265
— Гэй-Люссака 10
— Гесса 186
Закон Дальтона 13
— действующих масс 194
— Кирхгофа 264

— Ламберта 266
— Планка 264
— Стефана—Больцмана 265
— термодинамики второй 49, 52
— — первый 25
— — третий 205
— Фика 260
— Фурье 211
— Шарля 10
Золоулавливающие устройства 394 395
Зольность топлива 323

И

Излучательная способность тел 262
Изменение внутренней энергии 22
Инварианты подобия 236
Истечение паров и газов 102

К

Калориметр 328
Кипение пленочное 254
— пузырчатое 254
Кинематическая вязкость жидкости 227
Коагуляция 390
Кокс 323
Колосниковая решетка 346
Компрессор лопаточный 132
— объемный 122
— осевой 133
— поршневой 122, 127
— центробежный 132
Конвекция 209, 243, 246
Конденсатор 163
Конденсация 75
— капельная 256
— пленочная 256
Конфузор 103
Константа излучения абсолютно черного тела 265
— подобия 235
— равновесия 195
Концентрация 194
Котел водогрейный 315, 370
— газотрубный 371
— водотрубный 371
— прямоточный 373
Коэффициент диффузии 260
— избытка воздуха 339
— использования теплоты 169
— облученности тела 271
— оребрения стенки 283
— отражения 263
— остаточных газов 152
— поглощения 263
— полезного действия внутренний 167
Коэффициент полезного действия компрессора адиабатный 131
— — — — изотермический 131
— — — механический 159
— — — относительный 167
— — — сопла 116
— — — теплообменных аппаратов 293
— — — термический 52
— — — эффективный 159
— — — эксергетический 182
— подачи компрессора 126
— теплоотдачи 228
— — лучистый 273
— теплопередачи 275
— холодильный 140
Краевые условия решаемой задачи 234
Кратность охлаждения конденсатора 163
Критериальные уравнения 237
Критерий Архимеда 241
— Био 296
— Галлилея 240
— гомохронности 237, 240
— Грасгофа 241
— конденсации 258
— неопределяющий 238
— Нуссельта 241
— — диффузионный 261
— Пекле 242
— Прандтля 242
— — диффузионный 261
— Рейнольдса 240
— Стентона 242
— Фруда 240
— Фурье 237, 241
— Эйлера 240
Критический диаметр цилиндрической стенки 280
Критическое давление при истечении газа 107
Критический объем при истечении газа 107
Критическая скорость при истечении газа 109
— точка вещества 77

Л

Ламинарное движение жидкости 224
Летучие вещества 323
Литраж двигателя внутреннего сгорания 151
Лопатки турбин 172, 175
Лучеиспускание тел 263

М

Мазут 324
Масса топлива рабочая 321
— — масса сухая 321
— — горючая 321
— — органическая 322
Массовый состав смеси газов 13

Массоперенос 259
Метод конечных разностей 312
Многоступенчатое сжатие в компрессорах 127
Множитель подобиого преобразования 235
Моделирование тепловых процессов 229, 235
Мощность двигателя внутреиняя 158
— — эффективная 159

Н

Наддув двигателей 160
— в котельных установках 375, 385
Накипь 389
Нестационарный режим 210
Нормальные физические условия 10

О

Объем газа парциальный 13
Объемный КПД компрессора 126
— состав смеси газов 13
Определяющий размер системы 237, 243
Очистка дымовых газов 393

П

Пар влажный 75, 81
— насыщенный 75
— ненасыщенный 75
— сухой 80
— перегретый 75, 82
— пересыщенный 78
Параметры состояния 7, 78
Паровая компрессорная холодильная установка 136
— турбина 170
Пароперегреватель 376
Парораспределение паровых турбин 177
Паросиловая установка 164
Паросодержание 75
Пароэжекторная холодильная установка 144
Поверхность тела изотермическая 210
Пограничные кривые 76, 77
Пограничный слой 225
Показатель адиабаты 38
— политропы 40
Потенциал термодинамический изобарный 191
— — изохорный 190
Принцип Ле-Шателье 201
Пропарочная камера 403
Процесс адиабатный 37
— изобарный 33
— изотермический 36
— изохорный 33
— круговой 50
— иеобратимый 23
— обратимый 23
— парообразования 76
— политропный 39
— равновесный 23
Пучок труб с коридориым расположением 249
— — — шахматным — 249
Пылевидиое топливо 351

Р

Работа газа при его расширении 22
— полезная 50
— проталкивания 28
— располагаемая 104
— техиическая 29
Равновесное состояние 12
Разрежение 9
Регенерация теплоты 57, 162
Режим плеиочиый 244
Режимы течения жидкостей 224

С

Самовоспламенение топлива 153
Свеча зажигаиия 150
Селективиое излучение 266
Сепарация пара 316, 383, 384
Смесеобразование внешнее 151
— внутреннее 154
Средняя разность температур в теплообменниках 290
Стабильность теплового потока 247
Степень влажности 75
— диссоциации 196
— повышения давления газов 152
— предварительиого расширения газов 151
— реакции 173
— регенерации 162
— сжатия 151
— сухости 75
— черноты 264
Ступень турбины активная 173
— давления турбины 176
— скорости турбины 175
— турбины реактивная 173

Т

Таблицы параметров водяного пара 83
Такт работы поршневых двигателей 150
Температура абсолютная 7
— горения 366
— воспламенения 206
— инверсии 119
— мокрого термометра 93, 99
— насыщения 75
— определяющая 243
— точки росы 92
Температурное поле 210

Температурный градиент 210
— напор 214
— эффект дифференциальный 118
— — интегральный 118
Температуропроводность 227
Теория подобия 234
Теорема Карно 55
— Нернста 205
Теплота полезная 51
Тепловой баланс 360
— насос 145
— поток 210
Теплоемкость истинная 17
— массовая 17
— объемная 17
— перегретого пара 82
Теплоизоляционный материал 212
Теплообмен конвективный 209
— лучистый 209
— сложный 209, 273
Теплообменник регенеративный 285, 291
— рекуперативный 285
— смесительный 285, 292
Теплопроводность 209
Теплота сгорания топлива высшая 328
— — — низшая 328
Теплофикация 169
Термическая проводимость стенки 214
Термическое сопротивление теплопроводности стенки 214
— — теплоотдаче 276, 278
— — теплопередаче 276, 278
Топки, классификация 345, 346, 348
— показатели работы 359, 360
Топливо, классификация 319
— печное 336, 355
— условное 330
Топливная характеристика 342
Топливоподача 393
Турбина активная 173
— конденсационная 169
— реактивная 173
— с промежуточным отбором пара 170
— с противодавлением 169
— теплофикационная 178
Турбулентный режим течения 224
— коэффициент диффузии 260
Тяговое устройство 385

У

Углеродное число топлива 327
Удельный объем газа 8
— расход пара 165
— — теплоты 165
— — топлива 159
Универсальная газовая постоянная 11
Уравнение Боголюбова — Майера 73
— Ван-дер-Ваальса 72
— Вукаловича — Новикова 73
— Клапейрона 12
— — Клаузиуса 81
— Майера 19, 35, 70
— Менделеева — Клапейрона 11
— Навье — Стокса 232
— сплошности 234
— Фурье 211, 232
Условия однозначности 234

Ф

Факел 331
Физические свойства жидкостей 226
Форсунки 353
Фреоны 141

Х

Характеристика вентилятора 135
Холодильная установка 136, 142
Холодильный коэффициент 140

Ц

Цикл газотурбинной установки 161
— двигателя внутреннего сгорания 154, 155
— Карно обобщенный 58
— — обратимый 54
— необратимый 50
— обратимый 50
— обратный 50
— прямой 50
— регенеративный 57
— Ренкина 165
— теплофикационный 169
— холодильной установки 136
Циркуляция воды в котле естественная 372
— — принудительная 372

Ч

Число Льюиса 261
— Маха 142
— октановое 152
— цетановое 153
— углеродное 327

Э

Эжектор 145
Эквивалент водяной 287
— топлива 330
Эквивалентный диаметр 224
— коэффициент теплопроводности 216
Экраны 271
Эксергия 179
Энергия активации 207
— Гельмгольца 190
— Гиббса 191
Энтальпия 29
Энтропия 30

Николай Николаевич Лариков

ТЕПЛОТЕХНИКА

Редакция литературы по инженерному оборудованию
Зав. редакцией И. В. Соболева
Редакторы С. И. Погудина, Н. А. Хаустова
Младший редактор Н. И. Романова
Технические редакторы В. Д. Павлова, Н. Г. Алеева
Корректор А. В. Федина

ИБ № 3380

Сдано в набор 16.07.84. Подписано в печать 06.02.85. Т-02942
Формат 60×90$^{1}/_{16}$ Бумага тип. № 3 Гарнитура литературная Печать офсетная
Усл. печ. л. 27 + 1 вкл. 0,5 усл. печ. л. Усл. кр.-отт. 27,5 Уч.-изд. л. 29,04
Тираж 50.000 экз. Изд. № AI—175 Заказ 370 Цена 1 р. 30 к.

Стройиздат, 101442, Москва, Каляевская, 23а

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
129041, Москва, Б. Переяславская ул., 46.