Л. Н. Сидельковский
В. Н. Юренев

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

3-е издание, переработанное

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов вузов, обучающихся по специальности «Промышленная теплоэнергетика»

МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1988

ББК 31.361
С 34
УДК 621.182:658.26(075.8)

Рецензент кафедра тепловых электрических станций Ивановского энергетического института им. В. И. Ленина

Сидельковский Л. Н., Юренев В. Н.

С 34 Котельные установки промышленных предприятий: Учебник для вузов. — 3-е изд., перераб. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 528 с.: ил.

ISBN 5-283-00016-8

Рассмотрены процессы в котельных установках, вопросы их конструктивного оформления, эффективной и надежной эксплуатации.

Предыдущее издание вышло в 1978 г. Настоящее издание существенно переработано с учетом современных представлений о котлах на промышленных предприятиях.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Промышленная теплоэнергетика». Книга полезна также эксплуатационному персоналу промышленных энергоустановок.

С $\frac{2303020100\text{-}032}{051(01)\text{-}88}$ 213-88 ББК 31.361

ISBN 5-283-00016-8

© Издательство «Энергия», 1978

© Энергоатомиздат, 1988, с изменениями

ПРЕДИСЛОВИЕ

Книга является учебником по дисциплине «Котельные установки промышленных предприятий». Первое издание книги под тем же названием (авторы — Н. А. Семененко, Л. Н. Сидельковский, В. Н. Юренев) вышло в Госэнергоиздате в 1960 г. Второе издание учебника под названием «Парогенераторы промышленных предприятий» (Л. Н. Сидельковский, В. Н. Юренев) было выпущено издательством «Энергия» в 1978 г. Учебник предназначается для студентов вузов, обучающихся по специальности «Промышленная теплоэнергетика».

В книге рассматриваются котельные установки современных промышленных предприятий, в том числе и ТЭЦ, характерной особенностью работы которых является их связь с производственными технологическими агрегатами и системами промышленных предприятий. Особое внимание уделяется рассмотрению физической сущности рабочих процессов в топочных устройствах, испарительных системах, элементах для перегрева пара, нагрева воды, воздуха и топлива. Рассматриваются также вспомогательные устройства котельных установок промышленных предприятий, в том числе системы топливоподачи, золоулавливания и золоудаления, а также вопросы защиты окружающей среды от вредных выбросов при работе котельных. Приводятся основные материалы по организации и особенностям эксплуатации котельных установок.

Содержание материала и последовательность его изложения в книге отражает многолетний опыт преподавания курса котельных установок в Московском энергетическом институте для студентов, обучающихся по специальности «Промышленная теплоэнергетика», впервые созданного проф. Н. А. Семененко.

Дисциплина базируется на предварительном изучении студентами курсов «Техническая термодинамика», «Топливо и основы теории горения», «Тепломассообмен».

Книгу написали: введение и заключение — авторы со-

вместно; гл. 1—8 и 15—19 — Л. Н. Сидельковский; гл. 9—14 и 20—30 — В. Н. Юренев.

Авторы приносят благодарность сотрудникам кафедры энергетики высокотемпературной технологии МЭИ и коллективу кафедры тепловых электрических станций Ивановского энергетического института им. В. И. Ленина (зав. кафедрой доктор техн. наук проф. С. Г. Ушаков, доц. канд. техн. наук Б. Л. Шелыгин) за пожелания и рекомендации, направленные на улучшение учебника. Авторы признательны редактору книги — И. Я. Дубровскому-Винокурову за большую работу по ее редактированию.

Все замечания и пожелания по книге авторы просят направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая набережная, 10, Энергоатомиздат.

Авторы

ВВЕДЕНИЕ

Научно-технический прогресс, интенсификация производства, повышение его технического уровня и улучшение условий труда в значительной мере определяются развитием энергетики.

В Советском Союзе развитию энергетики всегда придавалось и придается первостепенное значение. Разработанный по инициативе В. И. Ленина Государственный план электрификации России — план ГОЭЛРО по существу явился первым научно обоснованным планом развития всего народного хозяйства страны на основе электрификации. Развитию топливно-энергетического комплекса страны значительное внимание было уделено на XXVII съезде КПСС. К 1990 г. намечено довести добычу угля до 780—800 млн., нефти, включая газовый конденсат — до 630—640 млн. т, газа — до 835—850 млрд. м^3. Выработку электроэнергии запланировано увеличить до 1840—1880 млрд. кВт·ч.

В промышленности используется более 50 % всех видов энергоресурсов, в том числе до 65 % вырабатываемой электроэнергии. Соответственно большой роли энергетики в промышленном производстве современные промышленные предприятия имеют сложные и многообразные энергетические системы, состоящие из комплексов установок и устройств, предназначенных для сжигания топлива и производства, транспорта, распределения и потребления электроэнергии, теплоты, сжатого воздуха, газа, кислорода.

Структура энергосистемы промышленного предприятия показана на рис. В.1. Энергоиспользование в промышленности или на конкретном предприятии характеризуется *энергетическим КПД*, т. е. отношением полезно используемой энергии к затраченной:

$$\eta_{\text{исп}} = \frac{\Sigma Q_{\text{подв}} - \Sigma Q_{\text{пот}}}{\Sigma Q_{\text{подв}}},$$

где $\Sigma Q_{\text{подв}}$, $\Sigma Q_{\text{пот}}$ — подведенная энергия и потери энергии

в данном производстве;

$$\eta_{\text{исп}} = \eta_{\text{т}}\,\eta_{\text{пр.э}}\,\eta_{\text{тр.э}}\,\eta_{\text{р.м}}\,\eta_{\text{пр.м}},$$

где $\eta_{\text{т}}$ — КПД добычи, переработки и транспорта топлива; $\eta_{\text{пр.э}}$ — КПД производства энергии; $\eta_{\text{тр.э}}$ — КПД транспорта энергии; $\eta_{\text{р.м}}$ — КПД рабочей машины, технологического агрегата; $\eta_{\text{пр.м}}$ — КПД привода механизма.

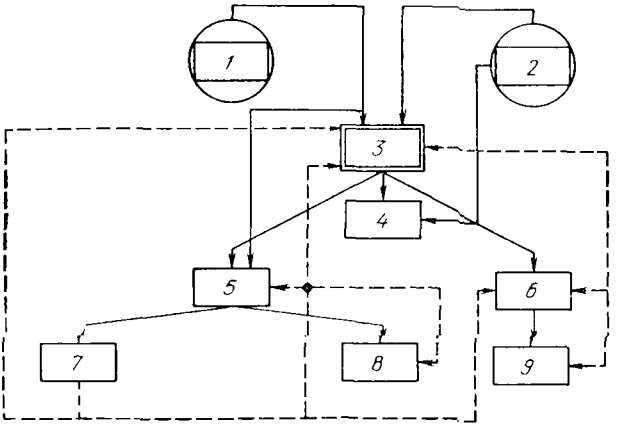


Рис. В.1. Структура энергосистемы промышленных предприятий:
1 — внешний источник топлива; *2* — районная энергосистема КЭС, ТЭЦ, ГЭС, АЭС; *3* — промышленные ТЭЦ, ПВС, котельные, компрессорные, кислородные станции, газогенераторные станции; *4* — потребители теплоты и электроэнергии на силовые, осветительные и бытовые нужды; *5* — теплотехнологический комплекс на базе высокотемпературных источников энергии; *6* — теплотехнологический комплекс на базе низкотемпературных источников энергии; *7* — установки для использования ВЭР; *8* — горючие отходы технологических агрегатов; *9* — установки для использования низкотемпературных ВЭР; ▬▬ — системы транспорта топлива, линии электропередачи и трансформаторные установки, трубопроводы для воздуха и кислорода; ——— — системы транспорта ВЭР; — — — — — трубопроводы пара и горячей воды от установок для использования ВЭР, а также электросети от этих установок

При использовании на предприятии нескольких видов энергоносителей

$$\eta_{\Sigma_{\text{исп}}} = \sum_{1}^{n} (\eta_i,\ \varepsilon_i),$$

где ε_i и η_i — доля данного энергоносителя в общем расходе энергии и КПД его использования.

Для оценки обобщенного КПД энергоносители приводятся к условному природному топливу $Q_{\text{прир}}$. Например, при использовании электроэнергии $Q^{\text{э}}_{\text{подв}}$

$$Q_{\text{прир}} = \frac{Q^{\text{э}}_{\text{подв}}}{\eta_{\text{э.с}}\,\eta_{\text{тр.э}}\,\eta_{\text{тр.д.т}}},$$

где $\eta_{\text{э.с}}$ — КПД электростанции; $\eta_{\text{тр.д.т}}$ — КПД транспорта и добычи топлива.

Суммарный КПД использования топливно-энергетических ресурсов в промышленности составляет $\eta_{\Sigma\text{исп}} = 0{,}35 \div 0{,}4$. Имеются технические возможности существенного повышения полезного энергоиспользования в промышленности.

В настоящее время на тепловых паротурбинных электростанциях вырабатывается более 80 % электроэнергии, в качестве основных теплоносителей в промышленности и в быту используются пар и подогретая паром или продуктами сгорания горячая вода, получаемые в котельных установках (котлах). Широкое применение пара для производства электроэнергии, в технологических процессах и в быту определяет использование в котлах более 25 % всего добываемого топлива. Количество котельных установок различного назначения, конструкций и мощности в СССР составляет более 100 тыс. В зависимости от назначения на промышленных предприятиях применяются автономные производственные и отопительные котельные на органическом топливе (рис. В.2, *а*) и котлы, использующие теплоту отходящих газов и другие тепловые отходы технологических агрегатов (рис. В.2, *б*), а также котельные установки промышленных электростанций (рис. В.3).

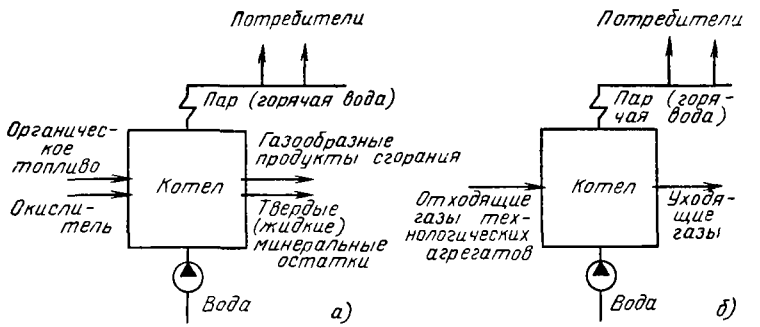


Рис. В.2. Автономная котельная установка промышленного предприятия:

а — на органическом топливе; *б* — использующая теплоту отходящих газов и другие тепловые отходы технологических агрегатов

В котлах используются различные виды *твердого, жидкого и газообразного топлива.* В промышленности в качестве источника теплоты для выработки пара в котлах применяются также горючие отходы производства, теплота экзотермических реакций, выделяющаяся в процессе производства некоторых видов продукции, высоко-

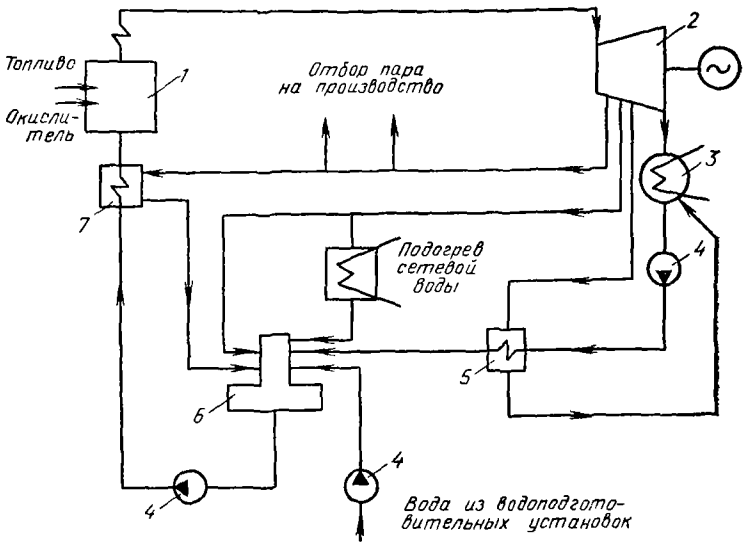


Рис. В.3. Котельная установка в системе промышленной ТЭЦ:
1 — котел; *2* — паровая турбина; *3* — конденсатор; *4* — насос; *5* — подогреватель воды низкого давления; *6* — деаэратор; *7* — подогреватель воды высокого давления

температурные газы от технологических агрегатов и теплота, передаваемая их охлаждаемым элементам, и др. Для производства водяного пара обычно используются обработанная природная вода и конденсат от паротурбинных агрегатов и технологических установок. Отходами производства пара являются охлажденные газообразные продукты сгорания, а при использовании твердого топлива также минеральные остатки в виде шлака и золы.

Первые паровые котлы в начале XIX в. вырабатывали пар давлением 0,5—0,6 МПа и имели производительность сотни килограммов в час. В настоящее время для производства пара применяются котлы, вырабатывающие пар с давлением до 25 МПа (и даже до 31 МПа) и температурой до 570 °С и производительностью до 4000 т/ч.

Интенсивное развитие котельной техники было вызвано ростом промышленного производства и концентрацией выработки электроэнергии в основном на паротурбинных электростанциях. Созданная за годы советской власти котлостроительная промышленность, имеющая котельные заводы, специализированные научно-исследовательские институты и другие организации, обеспечивает производство современных котлов, необходимых для страны и для экспорта их за рубеж.

Русские ученые-энергетики А. В. Шухов, К. В. Кирш, Д. М. Гриневецкий, М. В. Кирпичев, Л. К. Рамзин, Г. Ф. Кнорре, Э. И. Ромм, М. А. Стыриковнч и другие известны во всем мире как основоположники научной базы теплотехники и в том числе котельной техники.

Современная котельная установка является сложным сооружением, состоящим из большого количества различного оборудования и строительных конструкций, связанных в единое целое общей технологической схемой производства пара. В качестве примера на рис. В.4 показана *принципиальная технологическая схема котельной установки,* работающей на твердом топливе.

Топливо транспортными механизмами подается в дробильное устройство и после измельчения направляется в бункера, из которых поступает в мельницы. Угольная пыль из мельниц подается в *топку,* где происходит ее сжигание. Образовавшиеся *продукты сгорания* омывают поверхности нагрева котла и охлажденными поступают в золоуловитель и далее дымососами удаляются через дымовую трубу в атмосферу. *Воздух,* необходимый для горения, подается в котел дутьевым вентилятором и, пройдя через воздухоподогреватель, поступает в мельницу и топку. Образовавшийся в результате горения твердого топлива в топке *шлак и зола,* уловленная в золоуловителе, транспортируются по каналам системы золошлакоудаления в насосную установку, служащую для перекачки шлака и золы с водой по трубопроводам на золоотвалы. *Перегретый* или *насыщенный* пар, полученный из воды в котле, по трубопроводам подводится к потребителям. Конденсат от потребителей подается в деаэратор, служащий для удаления газов из питательной воды. Потери пара и кондеисата в системе восполняются химически очищенной водой, подаваемой насосами через водоочистительные аппараты в деаэратор. Вода после дегазации подается питательными насосами в котел.

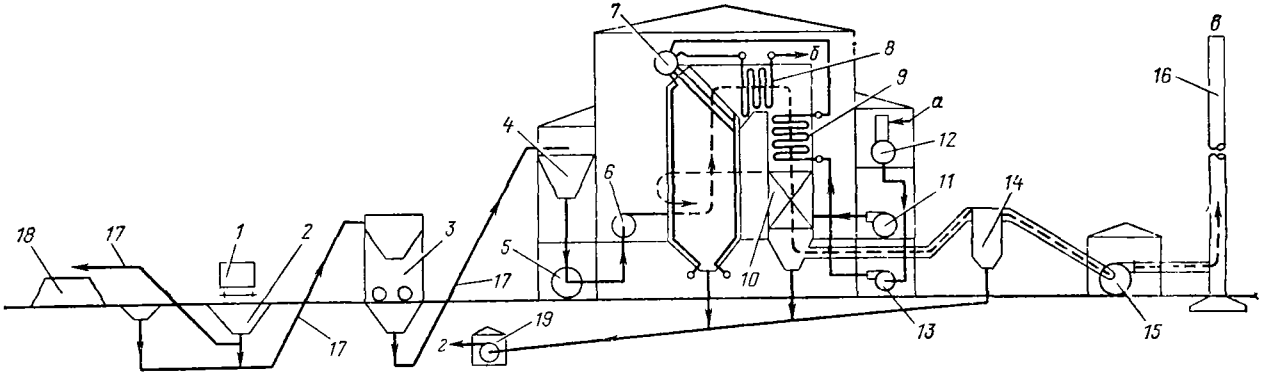


Рис В 4 Технологическая схема котельной установки, работающей на твердом топливе

1 — вагон с топливом *2* — бункер разгрузочного устройства *3* — дробильный блок, *4* — бункер котла для сырого топлива; *5* — мельница для размола топлива, *6* — эксгаустер, *7* — барабан котла, *8* — пароперегреватель, *9* — экономайзер, *10* — воздухоподогреватель, *11* — вентилятор *12* — деаэратор, *13* — питательный насос, *14* — золоуловитель, *15* — дымосос, *16* — дымовая труба; *17* — ленточный транспортер *18* — штабель угля *19* — багерная насосная системы золоудаления, *а* — питательная вода, *б* — перегретый пар, *в* — продукты сгорания, *г* — шлак и зола

Технологическая схема котельной установки видоизменяется в зависимости от ее назначения, производительности, параметров пара, вида топлива, способа его сжигания и местных условий.

В котельных установках, использующих жидкое и газовое топлива, отсутствуют золоулавливающие устройства, оборудование для удаления шлака и золы, значительно упрощаются устройства для хранения (при газовом топливе — отпадают), транспорта и подготовки топлива к сжиганию.

На промышленных предприятиях имеются котельные установки, дополняющие технологические агрегаты, в которых пар вырабатывается за счет теплоты отходящих газов или теплоты, передаваемой их охлаждаемым элементам. В последние годы нашли применение энерготехнологические установки, в которых котел является неотъемлемой частью технологического агрегата.

Оборудование котельной установки условно разделяют на *основное* (собственно котел) и *вспомогательное*. Вспомогательными называют оборудование и устройства для подачи топлива, питательной воды и воздуха, для удаления продуктов сгорания, очистки дымовых газов, удаления золы и шлака, паропроводы, водопроводы и др.

Схема собственно котла, работающего на пылевидном твердом топливе, показана на рис. В.5. Котел состоит из топочной камеры и газоходов, поверхностей нагрева, находящихся под внутренним давлением рабочей среды (воды, пароводяной смеси, пара): экономайзера, испарительных элементов, пароперегревателя. Испарительные поверхности — экраны и фестон включены в барабан и вместе с опускными трубами, соединяющими барабан с нижними коллекторами экранов, образуют циркуляционный контур. Поверхности нагрева, находящиеся под давлением, объединены барабаном, в котором происходит разделение пара и воды. Перегрев пара осуществляется в пароперегревателе. Подогрев воздуха производится в воздушном подогревателе.

Топливо после его размола вместе с воздухом подается через горелки в топочную камеру, где сжигается факельным способом. На стенах топочной камеры расположены экраны, состоящие из большого числа вертикальных труб, и на выходе из топки — фестон, которые образуют испарительные поверхности нагрева, получающие часть теплоты продуктов сгорания. Естественная циркуляция воды и па-

роводяной смеси в системе организуется за счет разности масс столба воды в опускных трубах и пароводяной смеси в подъемных трубах экранов и фестона.

После топочной камеры продукты сгорания проходят через пароперегреватель, в котором пар перегревается до

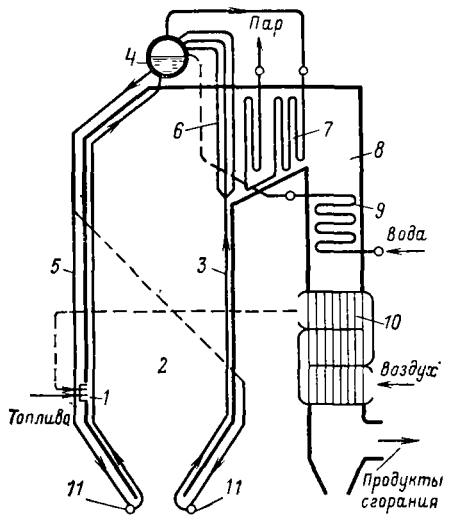


Рис. В 5 Схема барабанного котла с естественной циркуляцией, работающего на пылевидном топливе.

1 — горелка, *2* — топочная камера; *3* — экранные поверхности; *4* — барабан, *5* — система опускных труб циркуляционного контура экранов; *6* — фестон; *7* — пароперегреватель; *8* — опускной газоход; *9* — экономайзер, *10* — воздухоподогреватель; *11* — нижние коллекторы экранов

требуемой температуры, после чего направляется к потребителям. После пароперегревателя продукты сгорания проходят через экономайзер, в котором подогревается питательная вода, и воздушный подогреватель, в котором подогревается воздух, идущий на сжигание топлива. Охлажденные продукты сгорания удаляются из котла.

Имеются разнообразные конструкции котлов, схемы которых отличны от рассмотренной. Сжигание твердого топлива может осуществляться, например, в слое, в связи с чем соответственно изменяется и конструкция топочной камеры. Применяется принудительная циркуляция воды и пароводяной смеси в испарительной системе котла с помощью специальных насосов. Испарительные поверхности

котлов иногда выполняются в виде трубных поверхностей нагрева, размещенных за топочной камерой. В ряде случаев часть поверхности пароперегревателя размещается в топке, а экономайзер и воздухоподогреватель выполняются в несколько ступеней и т. д.

Современный котел оснащается системами автоматизации, обеспечивающими надежность и безопасность его работы, рациональное использование топлива, поддержание требуемой производительности и параметров пара, повышение производительности труда персонала и улучшение условий его работы и защиту окружающей среды от вредных выбросов.

Глава первая

МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС РАБОЧИХ ВЕЩЕСТВ В КОТЛЕ

1.1. ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ ДЛЯ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Источником энергии для котельных установок различного назначения на промышленных предприятиях являются *природные и искусственные топлива,* в твердом, жидком и газообразном состояниях, *теплота отходящих газов* теплотехнологических установок, *теплота экзотермических превращений,* выделяющаяся в отдельных технологических процессах, *теплота охлаждаемых элементов* высокотемпературных технологических рабочих камер, *теплота охлаждаемого технологического продукта* и т. п. Находят некоторое применение и нетрадиционные возобновляемые *источники энергии, в частности солнечная энергия, геотермальная энергия* и др. Широкое применение для получения пара и горячей воды в последние годы находит *теплота, выделяющаяся при реакциях распада атомных ядер* тяжелых элементов (уран, плутоний).

Мировое потребление энергоресурсов в 1985 г. составило около 10 млрд. т условного топлива, оставаясь примерно на этом уровне в течение последних нескольких лет, что связано с интенсивно проводимыми мероприятиями по энергосбережению. Потребление энергоресурсов в СССР составляет около 20 % мировых.

По материалам XIII Конгресса МИРЭК (1986 г.) на 2000 г. прогнозируется мировое потребление первичных энергоресурсов 12,4—16 (18,4) млрд. т условного топлива. Предполагаемая структура потребления первичных энергоресурсов: твердое топливо — 25,8 %, нефть — 30,8 %, природный газ — 17,0%, гидроэнергия — 6,3 %, атомная энергия — 8,1 %, новые источники энергии — 1,9 %, кроме того, намечается использование некоммерческих энергоресурсов (соломы, щепы и др.) — 10,1 %. По долгосрочным прогнозам к 2060 г. в мире предполагается примерное удвоение (по сравнению с 2000 г.) потребления первичных энергоресурсов с повышением доли твердого топлива до 33,8 %, сокращением доли нефти до 10,6 %; потребление

газа составит 16,9 %, гидроэнергии — 9,2 %, атомной энергии — 13,5 %, новых источников — 12,1 %, некоммерческих энергоресурсов — 3,9 %. Следует отметить, что в настоящее время в топках котлов сжигается более половины производимого котельно-печного топлива. Поэтому его рациональное использование имеет большое народнохозяйственное значение.

В настоящее время и на обозримую перспективу основным источником первичной энергии для котельных установок промышленных предприятий является органическое топливо. Данные об энергетическом органическом топливе СССР приведены в [1] и рассматриваются при подготовке специалиста по промышленной теплоэнергетике в соответствующей учебной дисциплине.

В котельных установках промышленных предприятий в качестве *твердого топлива* применяют различные угли — бурые (удельная теплота сгорания влажной беззольной массы $Q_{н}^{вл.без} < 24$ МДж/кг, выход летучих $V^{г} > 40$ %), каменные ($Q_{в}^{вл.без} > 24$ МДж/кг, $V_{г} > 9$ %), антрациты ($Q_{в}^{вл.без} > 24$ МДж/кг, $V_{г} < 9$ %) и полуантрациты (переходные от каменных углей к антрацитовым), а также горючие сланцы ($Q_{н}^{р} = 7{,}66 \div 9{,}00$ МДж/кг, $V^{г} = 85{,}9 \div 90$ %), торф ($Q_{н}^{р} = 8{,}12 \div 9{,}25$ МДж/кг, $V^{г} = 70$ %). Используется также промпродукт — высокозольные отходы углеобогащения и шлам, образующийся при мокром обогащении углей ($Q_{н}^{р} = 16 \div 20$ МДж/кг, $V^{г} = 20 \div 45$ %). Применяются различные заменители твердого топлива — брикеты из угля ($Q_{н}^{р} < 30$ МДж/кг), брикеты из торфа ($Q_{н}^{р} < 18$ МДж/кг), городской мусор ($Q_{н}^{р} = 3{,}8 \div 4{,}2$ МДж/кг) и другие отходы.

На промышленных предприятиях в котельных установках в качестве *жидкого топлива* продолжает еще использоваться мазут — остаточный продукт нефтепереработки ($Q_{н}^{р} = 39 \div 40$ МДж/кг). В соответствии с ГОСТ 10585-75* применяются топочные мазуты марок 40 В с государственным знаком качества, 40, 100 В с государственным знаком качества и 100. В связи с тем, что мазут является ценным химическим сырьем, его применение для котельных установок будет существенно уменьшаться. Находит применение также масло *сланцевое топливное* (ГОСТ 4806-79*) с теплотой сгорания около 39 МДж/кг. Используются также отходы коксохимического производства — смолы и др.

Газообразное топливо — это различные горючие газы.

Применяют природные газы различных месторождений с теплотой сгорания $Q_н^с = 28 \div 38$ МДж/м³; попутные газы, получаемые при добыче нефти, с $Q_н^с = 36 \div 46$ МДж/м³, а также промышленные газы—доменный с $Q_н^с = 3{,}8$ МДж/м³, реже — коксовый с $Q_н^с = 16$ МДж/м³. На промышленных предприятиях в котельных установках в ряде случаев при использовании физической теплоты отходящих газов теплотехнологических установок используется и химическая теплота, содержащихся в них горючих составляющих — CO, H_2S и др. Состав и характеристика отходящих газов ряда технологических установок приведены в § 17.2.

Если состав твердых и жидких топлив задан в процентах на горючую массу [1], то при определенных значениях рабочей зольности и влажности $A^р$ и $W^р$, %, состав топлива на рабочую массу можно определить умножением имеющихся значений $C^г$, $H^г$, $O^г$, $N^г$, $S^г_{ор+к}$ на коэффициент

$$\frac{100 - A^р - W^р}{100}, \qquad (1.1)$$

т. е. $C^р = C^г \frac{100 - A^р - W^р}{100}$; $H^р = H^г \frac{100 - A^р - W^р}{100}$ и т.д.

При этом

$$C^р + H^р + O^р + N^р + S^р_{ор+к} + A^р + W^р = 100\ \%. \qquad (1.2)$$

Если состав топлива задан на рабочую массу при определенных значениях $A_1^р$ и $W_1^р$, то при других значениях зольности и влажности новый рабочий состав топлива можно определить умножением заданных значений $C_1^р$, $H_1^р$ и других составляющих на коэффициент

$$\frac{100 - A_2^р - W_2^р}{100 - A_1^р - W_1^р}, \qquad (1.3)$$

где $A_2^р$ и $W_2^р$ — заданные новые, а $A_1^р$ и $W_1^р$ — табличные значения зольности и влажности, при этом

$$C_2^р + H_2^р + O_2^р + N_2^р + S^р_{ор+к_2} + A_2^р + W_2^р = 100\ \%. \qquad (1.4)$$

Пересчет теплоты сгорания с известной горючей массы $Q_н^г$ на рабочую $Q_н^р$, МДж/кг, может быть выполнен по формуле

$$Q_н^р = Q_н^г \frac{100 - A^р - W^р}{100} - 0{,}025 W^р. \qquad (1.5)$$

Пересчет теплоты сгорания $Q^{р}_{н1}$ на новое значение $Q^{р}_{н2}$ при изменении зольности и влажности с $A^{р}_{1}$ и $W^{р}_{1}$ на $A^{р}_{2}$ и $W^{р}_{2}$ производится по формуле

$$Q^{р}_{н2} = \left(Q^{р}_{н1} + 0{,}025W^{р}_{1}\right)\frac{100 - A^{р}_{2} - W^{р}_{2}}{100 - A^{р}_{1} - W^{р}_{1}} - 0{,}025W^{р}_{2}. \quad (1.6)$$

Теплота сгорания газообразного топлива $Q^{с}_{н}$, МДж/м³, подсчитывается по составу газа и теплоте сгорания отдельных его горючих составляющих:

$$Q^{с}_{н} = 0{,}01\left[CO \cdot Q_{CO} + H_2 \cdot Q_{H_2} + H_2S \cdot Q_{H_2S} + CH_4 \cdot Q_{CH_4} + \right.$$
$$\left. + \Sigma\left(C_m H_n \cdot Q_{C_m H_n}\right)\right], \quad (1.7)$$

где CO, H_2, H_2S, CH_4 — объемное содержание в топливе отдельных компонентов, %; Q_{CO}, Q_{H_2}, Q_{H_2S}, Q_{CH_4} и т. д. — теплоты сгорания отдельных газов, МДж/м³, например: $Q_{CO} = 12{,}64$ МДж/м³; $Q_{H_2} = 10{,}80$ МДж/м³; $Q_{CH} = 35{,}81$ МДж/м³; $Q_{H_2S} = 23{,}65$ МДж/м³.

В котлах сжигают также смеси топлив. При сжигании смеси двух твердых или жидких топлив теплоту сгорания 1 кг смеси $Q^{р}_{н.см}$, МДж/кг, можно подсчитать по формуле

$$Q^{р}_{н.см} = Q^{р'}_{н}\, g' + Q^{р''}_{н}\left(1 - g'\right), \quad (1.8)$$

где g' — массовая доля одного из топлив в смеси; $Q^{р'}_{н}$, $Q^{р''}_{н}$ — теплоты сгорания компонентов смеси, МДж/кг.

Если смесь задана в долях по тепловыделению входящих в ее состав топлив, то для перехода к массовым долям используется формула

$$g' = \frac{q'\, Q^{р''}_{н}}{q'\, Q^{р''}_{н} + (1 - q')\, Q^{р'}_{н}}, \quad (1.9)$$

где q' — доля одного из топлив в общем тепловыделении смеси.

При сжигании смеси твердого или жидкого топлива с газообразным расчеты условно ведут на 1 кг твердого или жидкого топлива с учетом приходящегося на него количества газообразного топлива. Условная теплота сгорания смеси топлив (на 1 кг твердого или жидкого топлива), МДж/кг, подсчитывается по формуле

$$Q^{р}_{н,усл} = Q^{р'}_{н} + xQ^{р''}_{н}, \quad (1.10)$$

где $Q_н^{р\prime}$ — теплота сгорания твердого (или жидкого) топлива, МДж/кг; $Q_н^{р\prime\prime}$ — теплота сгорания газообразного топлива, МДж/м³; x — количество газа, приходящееся на 1 кг твердого или жидкого топлива, м³/кг.

Если смесь твердого или жидкого топлива с газом задана *в долях по тепловыделению каждого вида топлива*, то количество газа, приходящееся на 1 кг твердого или жидкого топлива, составляет

$$x = \frac{1 - q'}{q'} \frac{Q_н^{р\prime}}{Q_н^{р\prime\prime}}, \qquad (1.11)$$

где q' — доля твердого или жидкого топлива в суммарном тепловыделении смеси.

В качестве *ядерного топлива* в парогенераторах АЭС используется ^{238}U, обогащенный изотопом ^{235}U, до 2—4 % в зависимости от типа реактора, используемого на АЭС (см. гл. 19).

При оценке эффективности использования топлива применяют понятие об *условном топливе* (топливо с теплотой сгорания $Q_{усл} = 29{,}31$ МДж/кг $= 7000$ ккал/кг). При расходе реального топлива B, кг/с (или м³/с), с теплотой сгорания $Q_н^р$ расход условного топлива, кг/с, составит

$$B_{усл} = BQ_н^р / Q_{усл}. \qquad (1.12)$$

Для сравнения различных топлив, сжигаемых в котлах, применяют *приведенные характеристики топлива*, % кг/МДж:

$$\text{приведенная зольность } A^п = A^р / Q_н^р; \qquad (1.13)$$

$$\text{приведенная влажность } W^п = W^р / Q_н^р; \qquad (1.14)$$

$$\text{приведенная серность } S^п = S^р / Q_н^р, \qquad (1.15)$$

показывающие количество золы, влаги и серы, приходящееся на 1 МДж топлива.

Необходимо отметить, что в соответствии со стандартом СЭВ 750-77, введенным в действие и в качестве государственного стандарта СССР, для обозначения различных характеристик твердого топлива применяют другие обозначения (символы и индексы). Для примера приведем обозначения некоторых показателей для твердого топлива по [1] и по СТ СЭВ 750-77:

Показатель, характеристика	Обозначение	
	по [1]	по СТ СЭВ 750-77
Состояние топлива:		
на рабочую массу	р	r
на аналитическую массу	а	a
на сухую массу	с	d
на сухую беззольную массу (горючую)	г	daf
на органическую массу	о	o
Высшая теплота сгорания для состояния топлива:		
рабочего	$Q^{р}_{в}$	Q^{r}_{s}
аналитического	$Q^{а}_{в}$	Q^{a}_{s}
сухого	$Q^{с}_{в}$	Q^{d}_{s}
сухого беззольного (на горючую массу)	$Q^{г}_{в}$	Q^{daf}_{s}
органического	$Q^{о}_{в}$	Q^{o}_{s}
Низшая теплота сгорания для состояния топлива:		
рабочего	$Q^{р}_{н}$	Q^{r}_{i}
сухого	$Q^{с}_{н}$	Q^{d}_{i}
сухого беззольного	$Q^{г}_{н}$	Q^{daf}_{i}

1.2. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

На рис. 1.1 показана схема материальных балансов рабочих веществ в котле. Материальный баланс процесса горения рассмотрен применительно к сжиганию твердого топлива с получением газообразных и твердых продуктов сгорания.

В приходной части баланса процесса горения — количество топлива B, кг/с, и окислителя — воздуха $L_{в}$, кг/с, организованно поступающих в топку для сжигания, а также воздух, подсасываемый (при работе под разрежением) по тракту котла в топку — ΔL_1, и балластный воздух ΔL_2 и ΔL_3, не участвующий в процессе горения топлива.

В расходной части материального баланса в общем виде — газообразные продукты сгорания, покидающие котел, $L_{г}$, кг/с, и твердые минеральные остатки — зола (шлак),

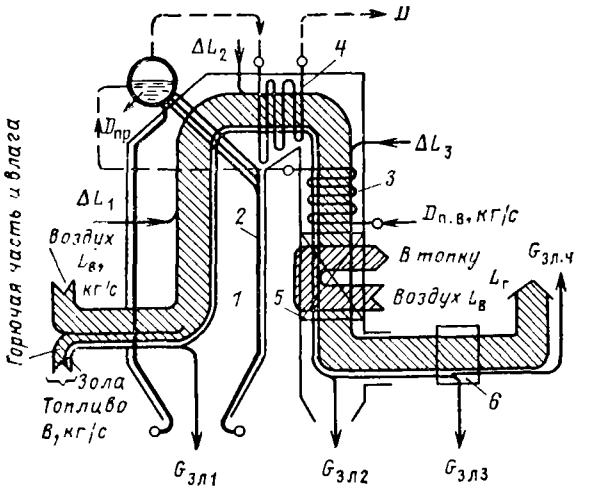


Рис. 1.1. Схема материальных балансов рабочих веществ в котле:
1 — топочная камера; *2* — испарительные поверхности нагрева; *3* — экономайзер; *4* — пароперегреватель; *5* — воздухоподогреватель; *6* — золоуловитель

выпадающие по тракту ($G_{эл1}$, $G_{эл2}$), улавливаемые в золоуловительной установке ($G_{эл3}$) и уносимые газообразными продуктами сгорания ($G_{эл4}$), кг/с.

В общем случае уравнение материального баланса процесса горения топлива в котле имеет вид

$$B + L_в + \Sigma\Delta L = L_г + \Sigma G_{эл}. \qquad (1.16)$$

При работе на газообразном топливе в этом уравнении не содержатся члены, характеризующие твердые минеральные составляющие. При работе котла под наддувом отсутствуют присосы воздуха.

При определении *расхода окислителя* (кислорода, воздуха) учитывают, что для твердого и жидкого топлив, состав рабочей массы которых задается в процентах, горючими составляющими являются углерод, водород и сера: $C^р + H^р + S^р_{ор+к} + O^р + N^р + A^р + W^р = 100$.

В соответствии с результативной стехиометрической реакцией

$$C + O_2 = CO_2$$

$$12 \text{ кг} + 32 \text{ кг} = 44 \text{ кг}$$

для сжигания 1 кг С до CO_2 требуется кислорода:

$$V_{O_2} = \frac{32}{12 \cdot 1{,}428} = 1{,}866 \text{ м}^3/\text{кг},$$

где 1,428 — плотность кислорода, кг/м³; здесь и далее плотности веществ приведены при $T = 293$ К и $p = 0{,}1013$ МПа.

Аналогично определяется расход кислорода, м³/кг, при сжигании углерода до CO, а также водорода и серы твердого и жидкого топлив. Результаты расчетов приведены в табл. 1.1.

Для газообразного топлива, состав которого задается в объемных долях (%), $CO + H_2 + H_2S + \Sigma C_m H_n + CO_2 + N_2 + O_2 = 100$, горючими составляющими являются CO, H_2, H_2S и различные углеводороды $C_m H_n$:

$$CO + H_2 + H_2S + \Sigma C_m H_n + CO_2 + N_2 + O_2 = 100.$$

В соответствии с результативной реакцией

$$CO + 0{,}5O_2 = CO_2$$

Таблица 1.1. **Расход кислорода и выход продуктов сгорания при сжигании горючих составляющих топлива**

Топливо	Горючие составляющие топлива	Количество горючего	Теоретический расход кислорода, м³/кг, м³/м³	Выход продуктов сгорания, м³/кг, м³/м³
Твердое, жидкое	Углерод			
	Горение до CO_2	1 кг С	1,866	1,866 CO_2
	Горение до CO	1 кг С	0,933	1,866 CO
	Водород	1 кг Н	5,56	11,12 H_2O
	Сера			
	Горение элементарной серы	1 кг S	0,7	0,7 SO_2
	Горение колчеданной серы с учетом затрат кислорода на окисление железа	1 кг S	0,96	0,7 SO_2
Газообразное	Оксид углерода	1 м³ CO	0,5	1 CO_2
	Водород	1 м³ H_2	0,5	1 H_2O
	Сероводород	1 м³ H_2S	1,5	1 SO_2 1 H_2O
	Метан	1 м³ CH_4	2,0	1 CO_2 2 H_2O
	Другие углеводороды	1 м³ C_mH_n	$m + n/4$	m CO_2 $n/2$ H_2O

на 1 м³ CO затрачивается $V_{O_2}=0{,}5$ м³/м³ кислорода. Аналогично определяют расход кислорода, м³/м³, при сжигании других горючих составляющих газообразного топлива (см. табл. 1.1).

Теоретический расход кислорода $V^0_{O_2}$, м³/кг, необходимого для полного сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива в соответствии с табл. 1.1 и с учетом кислорода $O^р$, имеющегося в топливе, определяется по формуле

$$V^0_{O_2} = 1{,}866\frac{C^р}{100} + 5{,}56\frac{H^р}{100} + \\ + 0{,}7\frac{S^р_{ор+к}}{100} - \frac{O^р}{100\cdot 1{,}428}, \qquad (1.17)$$

а для сгорания 1 м³ газообразного топлива, м³/м³,

$$V^0_{O_2} = 0{,}01\,[0{,}5CO + 0{,}5H_2 + 1{,}5H_2S + \\ + \Sigma\,(m + n/4)\,C_m H_n - O_2]. \qquad (1.18)$$

При использовании для сжигания топлива смеси с содержанием в ней кислорода в количестве $O^{см}_2$, %, теоретический ее расход, м³/кг (м³/м³), определяется по формуле

$$V^0_{см} = V^0_{O_2}/(0{,}01O^{см}_2). \qquad (1.19)$$

При использовании атмосферного воздуха ($O_2=21$ %) его теоретический расход на горение составляет, м³/кг (или м³/м³),

$$V^0_в = V^0_{O_2}/0{,}21. \qquad (1.20)$$

В связи с этим при сжигании твердого или жидкого топлива теоретическое количество расходуемого на горение сухого воздуха $V^0_в$, м³/кг, определяется по формуле [1]

$$V^0_в = 0{,}0889\,(C^р + 0{,}375S^р_{ор+к}) + 0{,}265H^р - 0{,}0333O^р, \qquad (1.21)$$

а при сжигании сухого газообразного топлива, м³/м³,

$$V^0_в = 0{,}0476\,[0{,}5CO + 0{,}5H_2 + 1{,}5H_2S + \\ + \Sigma\,(m + n/4)\,C_m H_n - O_2]. \qquad (1.22)$$

Так как обеспечить идеальное смешение воздуха с топливом в процессе подготовки топлива к сжиганию не удается, то для более полного выгорания топлива воздух в топку котла подают в количестве $V_в > V^0_в$. *Действительное коли-*

чество воздуха, поступаемое в топку, м³/кг (м³/м³),

$$V_в = \alpha_т V_в^0. \quad (1.23)$$

Коэффициент избытка (расхода) воздуха $\alpha_т = V_в/V_в^0$ зависит от вида сжигаемого топлива, его качества, степени измельчения, способа сжигания, а также от конструкции топочного устройства и составляет 1,01—1,5. Чем благоприятнее условия для смешения газообразного окислителя с горючими элементами топлива, тем значение $\alpha_т$ может быть меньшим.

В специальных топочных устройствах, например в топках с кипящим слоем (см. § 6.4), с осуществлением ступенчатого сжигания топлива коэффициент избытка воздуха в первую (газификационную) ступень составляет $\alpha = 0{,}3 \div 0{,}5$.

В котельных установках, работающих под разрежением, в газоходах за топкой коэффициент избытка воздуха обычно возрастает из-за *присоса холодного воздуха,* что определяется недостаточной герметизацией лючков, гляделок, обмуровки и др. В связи с этим в уходящих газах коэффициент избытка воздуха $\alpha_{у.г} > \alpha_т$:

$$\alpha_{у.г} = \alpha_т + \Sigma\Delta\alpha. \quad (1.24)$$

Присосы воздуха в газоходы котла являются нежелательными. Они приводят к снижению температурного уровня газов, что ухудшает теплопередачу, а также к увеличению их объема, что повышает расходы энергии на удаление продуктов сгорания.

Присос воздуха ($\Delta\alpha = 0 \div 0{,}2$) по элементам котла и газоходам, находящимся под разрежением, а также в пылеприготовительную установку может быть принят по данным [1]. Присосы воздуха в топочную камеру входят в величину $\alpha_т$.

При работе котла под давлением в газовом тракте присосы воздуха отсутствуют.

Состав и количество продуктов сгорания. В общем случае в топке котла газообразные продукты сгорания, представляемые суммой объемов отдельных газов на единицу количества топлива, могут содержать, м³/кг (м³/м³):

$$V_г = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{CO} + V_{H_2} + \Sigma V_{C_mH_n} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O}. \quad (1.25)$$

В выражение (1.25) входят продукты *полного* (CO_2, SO_2, H_2O) и *неполного* (CO, H_2, C_mH_n) *сгорания топлива,* а так-

же избыточный воздух (O_2, N_2). При осуществлении топочного процесса в отличие от процесса газификации топлива в продуктах сгорания стремятся получить максимальное количество продуктов полного горения.

В топках котлов при неблагоприятных условиях (см. § 2.4) возможно появление продуктов неполного горения, в первую очередь появляется CO в количестве, обычно не превышающем 0,5—1 %. При определенных условиях могут появиться и другие продукты неполного горения. С учетом малого их количества при определении объема топочных газов они могут не учитываться. Тогда при разделении продуктов сгорания на *сухие газы и водяные пары* можно записать:

$$V_г = V_{с.г} + V_{H_2O} = V_{RO_2} + V_{CO} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O}, \quad (1.26)$$

где V_{RO_2} — объем трехатомных газов:

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}; \quad (1.27)$$

$V_{с.г}$ — объем сухих продуктов сгорания:

$$V_{с.г} = V_{RO_2} + V_{CO} + V_{N_2} + V_{O_2}. \quad (1.28)$$

При коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ и полном сгорании топлива газообразные продукты сгорания не содержат кислорода и состоят из CO_2, SO_2, N_2 и H_2O.

Для твердых и жидких топлив (кроме сланцев) объем трехатомных газов (CO_2 и SO_2) определяется, как и расход окислителя, на основании уравнения соответствующей реакции. Так, при горении углерода ($C + O_2 = CO_2$) из 1 кг C получается $V_{CO_2} = \frac{44}{12 \cdot 1,964} = 1,866$ м³ диоксида углерода (здесь 1,964 — плотность CO_2, кг/м³). Аналогично определяется выход продуктов сгорания, м³/кг, при сжигании серы и водорода. Результаты расчетов приведены в табл. 1.1.

С учетом изложенного *объем трехатомных газов* V_{RO_2}, м³/кг, определяется по формуле

$$V_{RO_2} = 1,866 \frac{C^р}{100} + 0,7 \frac{S^р_{ор+к}}{100} = 0,01866 \left(C^р + 0,375 S^р_{ор+к}\right). \quad (1.29)$$

При сжигании сланцев объем образующихся трехатомных газов, м³/кг, дополнительно включает в себя продукты

разложения карбонатов кальция и магния:

$$V_{(RO_2)к} = V_{RO_2} + к \quad 0{,}509\frac{(CO_2)^р_к}{100}, \qquad (1.30)$$

где $(CO_2)^р_к$ — содержание в топливе карбонатной углекислоты, %; $к$ — поправочный коэффициент на разложение карбонатов (при камерном сжигании $к=1$; при слоевом $к=0{,}7$); 0,509 м³ — выход CO_2 с 1 кг карбонатной углекислоты.

Теоретический объем азота, м³/кг, переходящего в продукты сгорания из воздуха и топлива, определяется по формуле

$$V^0_{N_2} = \frac{100-21}{21}V^0_{O_2} + \frac{N^р}{100\cdot 1{,}251} = 3{,}76V^0_{O_2} + 0{,}008N, \qquad (1.31)$$

или

$$V^0_{N_2} = 0{,}79V^0_в + 0{,}008N^р, \qquad (1.32)$$

где первое слагаемое — азот, переходящий в продукты сгорания из воздуха, а второе слагаемое — из топлива; 1,251 — плотность азота, кг/м³.

Теоретический объем водяного пара, м³/кг, определяется по формуле

$$V^0_{H_2O} = 0{,}111H^р + 0{,}0124W^р + 0{,}00124d_в V^0_в + 1{,}24G_ф, \qquad (1.33)$$

где первое слагаемое — водяной пар, образующийся при сгорании водорода $(8{,}94H^р/(100\cdot 0{,}804))$, второе слагаемое — внесенный влагой топлива $(W^р/(100\cdot 0{,}804))$, третье — внесенный с воздухом $(d_в V^0_в/(1000\cdot 0{,}804))$ и четвертое — форсуночный или дутьевой пар $(G_ф/0{,}804)$. В этой формуле $d_в$ — влагосодержание воздуха, г/м³; $G_ф$ — расход пара на распыл мазута: $G_ф=0{,}3\div 0{,}4$ кг пара/кг топлива; 0,804 — плотность пара, кг/м³. В продуктах сгорания пар может появиться и в связи с возможной подачей его под колосниковую решетку при сжигании антрацита в слое, что делают для улучшения условий работы решетки. В этом случае $G_ф=0{,}2\div 0{,}4$ кг/кг.

Если в соответствии с [1] влагосодержание воздуха принять $d_в=10$ г/кг сухого воздуха или $d_в=13$ г/м³, получим $V^0_{H_2O}$, м³/кг,

$$V^0_{H_2O} = 0{,}111H^р + 0{,}0124W^р + 0{,}0161V^0_в + 1{,}24G_ф. \qquad (1.34)$$

Для газообразного топлива объем трехатомных газов также определяется на основании химических уравнений

реакций горения. Так, при сжигании оксида углерода ($CO+0{,}5\,O_2=CO_2$) на 1 м³ CO получается 1 м³ CO_2. Аналогично определяется выход трехатомных газов, м³/м³, при сжигании сероводорода, метана и других углеводородов (см. табл. 1.1). Содержащийся в газообразном топливе диоксид углерода переходит в продукты сгорания. В результате получаем формулу для определения выхода трехатомных газов:

$$V_{RO_2} = 0{,}01\,(CO_2 + CO + H_2S + \Sigma m C_m H_n). \qquad (1.35)$$

Теоретический объем азота (при $\alpha=1$), м³/м³, определяется по формуле

$$V^0_{N_2} = 0{,}79V^0_в + 0{,}01N_2. \qquad (1.36)$$

Теоретический объем водяных паров, м³/м³,

$$V^0_{H_2O} = 0{,}01\left(H_2 + H_2S + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0{,}124d_г + 0{,}124d_в V^0_в\right), \qquad (1.37)$$

где $d_г$ — влагосодержание газообразного топлива, г/м³ сухого газа; $d_в$ — влагосодержание дутьевого воздуха, г/м³ сухого воздуха. При расчетах можно принимать $d_г = 10$ г/м³; $d_в = 13$ г/м³.

При коэффициенте избытка воздуха $\alpha>1$ продукты сгорания содержат дополнительное количество воздуха и влагу, внесенную этим воздухом, что увеличивает объем сухих газов и объем водяных паров. В связи с этим при $\alpha>1$ для твердого, жидкого и газообразного топлива имеем, м³/кг (м³/м³):

$$V_{с.г} = V_{RO_2} + V^0_{N_2} + (\alpha-1)\,V^0_в; \qquad (1.38)$$

$$V_{H_2O} = V^0_{H_2O} + 0{,}0161\,(\alpha-1)\,V^0_в; \qquad (1.39)$$

$$V_г = V_{с.г} + V_{H_2O}. \qquad (1.40)$$

В формуле (1.39) влагосодержание воздуха принято $d_в = 13$ г/м³. При определении $V_{с.г}$ для сланцев в (1.35) вместо V_{RO_2} подставляют $V_{(RO_2)к}$ в соответствии с (1.30).

Объем сухих газов, м³/кг (м³/м³), можно определить также по составу продуктов сгорания. Из соотношения

$$\frac{V_{с.г}}{V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{CO}} = \frac{100}{CO_2 + SO_2 + CO} \qquad (1.41)$$

с учетом того, что для твердого и жидкого топлив

$$V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{CO} = 1{,}866 \frac{\left(C^p + 0{,}375S^p_{op+к}\right)}{100}, \qquad (1.42)$$

а для газа

$$V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{CO} = \frac{CO_2^т + CO^т + H_2S^т + \Sigma mC_m H_n}{100}, \qquad (1.43)$$

получаем:

для твердого и жидкого топлив

$$V_{с.г} = 1{,}866 \frac{C^p + 0{,}375S^p_{op+к}}{CO_2 + SO_2 + CO}, \qquad (1.44)$$

для газообразного топлива

$$V_{с.г} = \frac{CO_2^т + CO^т + H_2S^т + \Sigma mC_m H_n^т}{CO_2 + SO_2 + CO}. \qquad (1.45)$$

В формулах (1.44) и (1.45) CO_2, SO_2 и CO — содержания в продуктах сгорания диоксида углерода, сернистого газа и оксида углерода, %; $CO_2^т$, $CO^т$, $H_2S^т$, $C_mH_n^т$ — содержания в исходном газообразном топливе диоксида углерода, оксида углерода, сероводорода и различных углеводородов, %.

Для сухих газов, содержащих CO_2, SO_2, O_2, CO, N_2, при замене N_2 через соответствующее ему количество кислорода, т. е. $N_2 = \frac{79}{21}(O_2 + O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{CO} + O_{H_2O})$, можно получить известное соотношение, характеризующее баланс кислорода воздуха:

$$RO_2(1 + \beta) + CO(0{,}605 + \beta) + O_2 = 21\%, \qquad (1.46)$$

где β — характеристика топлива; для твердого и жидкого топлив

$$\beta = 2{,}35 \frac{H^p - 0{,}126O^p + 0{,}038N^p}{C^p + 0{,}375^p_{op+к}}. \qquad (1.47)$$

Значение β зависит от горючей массы топлива, в основном от соотношения в топливе водорода и углерода.

Для газообразных топлив значение характеристики β определяется по формуле

$$\beta = \frac{0{,}209N_2^т + 0{,}395CO^т + 0{,}396H_2^т + 1{,}58CH_4^т + 2{,}389C_m H_n^т - 0{,}791}{CO_2^т + 0{,}994CO^т + 0{,}995CH_4^т + 2{,}001C_m H_n} - 0{,}791, \qquad (1.48)$$

где $N_2^т$, $CO^т$, $CO_2^т$, $H_2^т$, $CH_4^т$, C_mH_n — компоненты газообразного топлива, %.

Топливная характеристика β для твердых и жидких топлив всегда положительна, для газообразного топлива она может быть отрицательной. Последнее связано с тем, что в отдельных видах газообразного топлива (например, доменный газ) имеется значительное количество CO_2.

Из (1.46) можно получить выражение для расчетного определения содержания оксида углерода, %, в продуктах сгорания при отсутствии в них H_2, CH_4 и других продуктов неполного горения:

$$CO = \frac{21 - O_2 - (1 + \beta)\, RO_2}{0{,}605 + \beta}. \qquad (1.49)$$

При $CO=0$ из (1.46) при полном сгорании топлива имеем содержание трехатомных газов, %,

$$RO_2 = (21 - O_2)/(1 + \beta). \qquad (1.50)$$

При $\alpha=1$ и полном сгорании топлива ($O_2=0$) получаем выражение для определения максимально возможного содержания RO_2 в продуктах сгорания, %,

$$RO_2^{макс} = 21/(1 + \beta). \qquad (1.51)$$

Для некоторых топлив β и $RO_2^{макс}$ имеют следующие значения:

Топливо	β	$RO_2^{макс}$, %
Антрацит	0,03	20,39
Бурый уголь	0,08	19,44
Мазут	0,33	15,79
Природный газ	0,84	11,41

При $\alpha>1$ $RO_2<RO_2^{макс}$. При проектировании котла коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_т$ и присосы воздуха по тракту $\Delta\alpha$ принимают по рекомендациям [1].

Для действующей установки коэффициент избытка воздуха α по газовому тракту можно определить по составу продуктов сгорания. Так, учитывая, что объем V_{RO_2}, м³/кг (м³/м³), в продуктах сгорания не зависит от коэффициента избытка воздуха, можно записать:

$$\frac{RO_2^{макс}}{100} V^0_{с.г} = \frac{RO_2}{100}\left[V^0_{с.г} + (\alpha - 1) V^0_в\right]. \qquad (1.52)$$

Принимая, что $V^0_{с.г} \approx V^0_в$, можно из (1.52) получить простейшее выражение для определения α в продуктах полного

сгорания по содержанию в них RO_2, %,

$$\alpha = RO_2^{\text{макс}}/RO_2. \qquad (1.53)$$

Значение α можно определить по содержанию в продуктах сгорания O_2, а также компонентов неполного сгорания — CO, H_2 и др. В простейшем случае, если содержанием азота в топливе пренебречь и считать, что концентрация азота в продуктах сгорания равна концентрации азота в воздухе (79 %), при наличии в продуктах полного сгорания свободного кислорода O_2, %, справедливо соотношение

$$\alpha = 21/(21 - O_2), \qquad (1.54)$$

где 21 % — начальное содержание кислорода в воздухе, поданном для сжигания топлива, а $(21—O_2)$ — часть его, использованная для горения.

При учете изменения в продуктах сгорания содержания азота для случая полного сгорания имеем

$$\alpha = \frac{1}{1 - (79O_2)/(21N_2)}, \qquad (1.55)$$

где содержание азота в продуктах сгорания, %,

$$N_2 = 100 - (CO_2 + SO_2 + O_2).$$

При наличии в продуктах сгорания O_2 и одновременно продуктов неполного сгорания CO, H_2 и других учитывают фактическое уменьшение количества избыточного кислорода, в связи с этим формула (1.55) принимает вид

$$\alpha = \left(1 - \frac{79}{21}\,\frac{O_2 - 0{,}5CO - 0{,}5H_2 - 2CH_4}{N_2}\right)^{-1}. \qquad (1.56)$$

Формула (1.56) пригодна для определения коэффициента избытка воздуха в продуктах сгорания котла при сжигании твердых, жидких и газообразных топлив, для которых содержание азота мало.

В общем виде при учете азота топлива $N_2^т$ формула для определения α имеет вид

$$\alpha = \left(1 - \frac{79}{21}\,\frac{O_2 - 0{,}5CO - 0{,}5H_2 - 2CH_4}{N_2 - N_2^т/V_{с.г}}\right)^{-1}. \qquad (1.57)$$

При расчете котла, например при расчете теплообмена между продуктами сгорания и поверхностями нагрева, используются данные о парциальном давлении трехатомных газов, обладающих способностью излучения теплоты. Парциальные давления диоксида углерода и сернистого газа,

а также водяных паров в продуктах сгорания $V_г$ определяются по формулам

$$p_{RO_2} = p\frac{V_{RO_2}}{V_г}; \quad p_{H_2O} = p\frac{V_{H_2O}}{V_г}, \tag{1.58}$$

где p — общее давление газов; при отсутствии наддува $p=0{,}1013$ МПа.

Энтальпия продуктов сгорания. При расчетах котельной установки используются зависимости между температурой и энтальпией продуктов сгорания. В общем случае энтальпия продуктов сгорания, отсчитываемая от 0 °С, является суммой энтальпий газов и золы, МДж/кг (МДж/м³),

$$H = H_г + H_{зл}. \tag{1.59}$$

Энтальпия газообразных продуктов сгорания при $\alpha>1$ с учетом возможных продуктов неполного горения, МДж/кг (или МДж/м³),

$$H_г = \Sigma V_г c_г t_г = V_{CO_2}(ct)_{CO_2} + V_{SO_2}(ct)_{SO_2} +$$
$$+ V_{N_2}(ct)_{N_2} + V_{O_2}(ct)_{O_2} + V_{H_2O}(ct)_{H_2O} + V_{CO}(ct)_{CO} + \ldots, \tag{1.60}$$

где V_{CO_2}, V_{SO_2}, V_{N_2}... — объемы диоксида углерода, сернистого газа, азота и т. д., м³/кг (или м³/м³); $(ct)_{CO_2}$, $(ct)_{SO_2}$, $(ct)_{N_2}$ ... — энтальпии 1 м³ диоксида углерода, сернистого газа, азота и т. д., МДж/м³.

Энтальпия золы, содержащейся в продуктах сгорания, МДж/кг,

$$H_{зл} = \frac{A^р}{100} a_{ун} (ct)_{зл}, \tag{1.61}$$

где $a_{ун}$ — доля золы топлива, уносимой газами; $(ct)_{зл}$ — энтальпия 1 кг золы.

Энтальпия золы относительно мала, поэтому она учитывается лишь при сжигании пылевидных многозольных топлив (отходы углеобогащения, сланцы и др.), для которых приведенный унос золы из топки $a_{ун}A^п > 1{,}43$ % кг/МДж. При меньших значениях $a_{ун}A^п$ энтальпией золы можно пренебречь

Поскольку коэффициент избытка воздуха изменяется по газоходам котла, энтальпию газообразных продуктов сгорания целесообразно представить в виде суммы, МДж/кг (или МДж/м³),

$$H_г = H_г^0 + (\alpha - 1) H_в^0, \tag{1.62}$$

где $H_г^0$ — этальпия газов при $\alpha=1$ и температуре t, °С:

$$H_г^0 = V_{RO_2}(ct)_{RO_2} + V_{N_2}^0(ct)_{N_2} + V_{H_2O}^0(ct)_{H_2O}; \qquad (1.63)$$

$H_в^0$ — энтальпия теоретически необходимого воздуха:

$$H_в^0 = V_в^0(ct)_в, \qquad (1.64)$$

здесь $(ct)_в$ — энтальпия 1 м³ влажного воздуха, МДж/м³.

При определении $H_г^0$ в (1.63) учтено, что в продуктах сгорания содержание SO_2 обычно относительно мало, поэтому для сухих трехатомных газов V_{RO_2} (включая условно и оксид углерода) значение энтальпии принимается таким же, как для CO_2.

Средние значения энтальпии 1 м³ диоксида углерода, азота, водяных паров и 1 кг золы приведены в [1].

По указанным формулам могут быть вычислены энтальпии для разных α и построена H, t-диаграмма, существенно облегчающая прикидочные расчеты.

Учитывая, что в топочной камере, газоходах пароперегревателя, экономайзера, воздушного подогревателя имеются присосы воздуха (при работе под разрежением), а продукты сгорания имеют относительно ограниченный интервал температур, H, t-диаграмму (и таблицу) целесообразно рассчитывать для соответствующих интервалов температур и коэффициентов избытка воздуха. Примерный характер H, t-диаграммы показан на рис. 1.2.

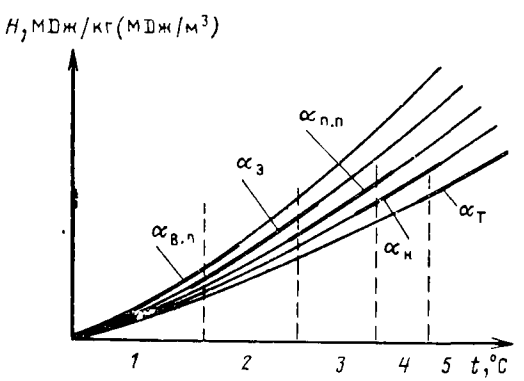


Рис. 1.2. Примерный характер H, t-диаграммы:
1 — область температур для воздухоподогревателя; *2* — для экономайзера; *3* — для пароперегревателя; *4* — для котельного пучка (фестона); *5* — для топки

Расчеты энтальпии воздуха и продуктов сгорания при различных коэффициентах избытка воздуха в широком диапазоне изменения температур целесообразно проводить с использованием ЭВМ.

1.3. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС НАГРЕВАЕМОЙ СРЕДЫ

В котельных установках промышленных предприятий получают водяной пар, используемый для производства электрической энергии и технологических нужд, горячую воду, другие высокотемпературные водяные и неводяные теплоносители. Пример материального баланса для водопарового тракта котла показан на рис. 1.1.

Для удаления нелетучих примесей воды, вводимых с питательной водой, из котла предусматривается удаление — продувка некоторого количества воды с загрязняющими ее примесями (см. гл. 12). В связи с этим в приходную часть материального баланса входит поступающая в котел питательная вода количеством $D_{п.в}$, кг/с, а в расходную часть — количества полученного водяного пара D и продувки $D_{пр}$, кг/с,

$$D_{п.в} = D + D_{пр}. \tag{1.65}$$

Для случая дополнительной выдачи потребителю помимо перегретого еще и насыщенного пара уравнение материального баланса для нагреваемого рабочего вещества имеет вид

$$D_{п.в} = D + D_{нас} + D_{пр}, \tag{1.66}$$

где $D_{нас}$ — производительность по дополнительно вырабатываемому насыщенному пару, кг/с.

Глава вторая
ТЕПЛОВОЙ И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНСЫ КОТЛА

2.1. ОБЩЕЕ УРАВНЕНИЕ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА

В котельной установке при сжигании органического топлива происходит преобразование химической энергии топлива в тепловую энергию продуктов сгорания. Выделившаяся теплота за вычетом потерь передается рабочему веществу — теплоносителю, в результате получается полезная продукция, например водяной пар. Эффективность энерго-

использования в котельной установке, а также направления его совершенствования устанавливаются тепловым (энергетическим) балансом.

При установившемся состоянии баланс потоков рабочего вещества и энергии для котельной установки в целом и отдельных ее частей или элементов можно записать так:

уравнение сохранения вещества

$$D_{\text{прих}} - D - D_{\text{пот}} = 0; \tag{2.1}$$

уравнение сохранения энергии

$$Q_{\text{прих}} - Q - Q_{\text{пот}} = 0, \tag{2.2}$$

где $D_{\text{прих}}$, $Q_{\text{прих}}$ — количества поступившего вещества (например, воды) и энергии (теплоты); D, Q — количества полезно преобразованного вещества (полученного пара) и энергии (теплоты пара); $D_{\text{пот}}$, $Q_{\text{пот}}$ — потери вещества и энергии.

При нестационарных режимах равенство между притоками и стоками (вещества и энергии) нарушается с изменением внутренней энергии (см. гл. 29).

Тепловой баланс котла, как и любого другого теплотехнологического агрегата, характеризует равенство между приходом и расходом теплоты:

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}}. \tag{2.3}$$

Составляющие теплового баланса для теплотехнологических установок в общем случае могут быть выражены отношением количества затраченной теплоты на единицу полученного продукта, например в мегаджоулях на килограмм технологического продукта, или количеством теплоты в единицу времени — в мегаджоулях в секунду (мегаваттах), или количеством теплоты на единицу топлива — в мегаджоулях на килограмм для твердого и жидкого топлива или мегаджоулях на кубический метр для газообразного топлива. Для котельных установок тепловой баланс составляют на 1 кг твердого или жидкого топлива или 1 м^3 газа при 273 К и 0,1013 МПа.

Приходная часть теплового баланса (располагаемая теплота $Q_{\text{р}}^{\text{р}}$, МДж/кг или МДж/м^3) в общем случае записывается в виде

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{р}}^{\text{р}} = \Sigma Q_{\text{хим}} + \Sigma Q_{\text{физ}} + Q_{\text{эл}}, \tag{2.4}$$

где внесенная химическая теплота

$$\Sigma Q_{\text{хим}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} + (Q_{\text{экз}} - Q_{\text{энд}}),$$

а внесенная физическая теплота

$$\Sigma Q_{\text{физ}} = Q_{\text{ф.т}} + Q_{\text{ф.в}} + Q_{\text{пар}} + Q_{\text{о.г}}.$$

Рассмотрим *составляющие приходной части* теплового баланса. $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — низшая рабочая теплота сгорания единицы топлива, МДж/кг или МДж/м³ — для твердого и жидкого или газа, не учитывающая, как известно, теплоту образования водяных паров. Это согласуется с тем, что температура продуктов сгорания, покидающих котел, обычно не ниже 110—120 °С, при такой температуре содержащийся в них водяной пар не конденсируется. При охлаждении же продуктов сгорания до температуры, при которой на поверхности нагрева возможна конденсация водяных паров, расчеты следует выполнять с учетом высшей теплоты сгорания топлива $Q_{\text{в}}^{\text{р}}$.

Член $Q_{\text{экз}}$ учитывают при использовании теплоты *экзотермических реакций,* возможных при осуществлении некоторых технологических процессов. В качестве примера можно указать на экзотермический процесс обжига колчедана в кипящем слое с установкой в последнем теплоиспользующих элементов для получения пара. Процесс обжига проходит без дополнительного использования топлива, поэтому в этом случае в выражении для определения $\Sigma Q_{\text{хим}}$ теплота сгорания топлива $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ отсутствует.

Член $Q_{\text{энд}}$ учитывает затраты теплоты на возможные *эндотермические реакции.* Например, при сжигании сланцев, когда часть выделяющейся теплоты затрачивается на разложение карбонатов,

$$Q_{\text{энд}} = Q_{\text{карб}} = 4{,}05\kappa \frac{(CO_2)_{\text{к}}^{\text{р}}}{100}, \qquad (2.5)$$

где 4,05 — теплота разложения 1 кг карбонатной золы, МДж/кг; $\kappa = 1$ — коэффициент разложения карбонатов при камерном сжигании сланцев, $\kappa = 0{,}7$ — при слоевом сжигании; $(CO_2)_{\text{к}}^{\text{р}}$ — углекислота карбонатов.

Входящий в выражение для определения $\Sigma Q_{\text{физ}}$ член $Q_{\text{ф.т}}$, МДж/кг (или МДж/м³), учитывает *физическую теплоту (энтальпию) топлива:*

$$Q_{\text{ф.т}} = c_{\text{т}} t_{\text{т}}, \qquad (2.6)$$

где $c_{\text{т}}$ — теплоемкость рабочего топлива, МДж/(кг·К) или МДж/(м³·К); $t_{\text{т}}$ — температура топлива, °С.

При поступлении в котел твердое топливо имеет обычно

малую температуру, приближающуюся к нулю, а теплоемкость сухой массы топлива находится в пределах от $c_т^с = 0{,}92 \cdot 10^{-3}$ (антрацит) до $c_т^с = 1{,}3 \cdot 10^{-3}$ МДж/(кг·К) (фрезерный торф). В связи с этим $Q_{ф.т}$ невелико по значению. Энтальпию твердого топлива учитывают в случае предварительного его подогрева вне котла посторонним источником теплоты (при сушке в разомкнутой системе пылеприготовления, паровых сушилках и т. п., см. гл. 7). При этом температуру и влажность топлива принимают по состоянию его перед топкой.

Жидкое топливо (мазут) для снижения вязкости и улучшения распыла поступает в топку подогретым до 80—120 °С. Теплоемкость мазута при этом $c_т^р = 1{,}94 \cdot 10^{-3} \div 2{,}04 \cdot 10^{-3}$ МДж/(кг·К) и $Q_{ф.т}$ составляет (0,4—0,63) % $Q_н^р$. Теплоемкость мазута $c_т^р$, МДж/(кг·К), определяется по формуле

$$c_т^р = (1{,}738 + 0{,}0025 t_т) \cdot 10^{-3}. \qquad (2.7)$$

Учет $Q_{ф\,т}$ целесообразен при сжигании газообразного топлива с низкой теплотой сгорания (например, доменного газа) при условии специального нагрева его до относительно высокой температуры (200—300 °С), когда $Q_{ф.т}$ составляет 7—10 % $Q_н^р$.

Теплоемкость газообразного топлива (на 1 м³ сухого газа), МДж/(м³·К), определяется по формуле

$$c_т = 0{,}01 (c_{CH_4} CH_4 + c_{CO_2} CO_2 + c_{H_2} H_2 + c_{CO} CO + \ldots) \cdot 10^{-3} + \\ + 0{,}0052 c_{H_2O} d_г \cdot 10^{-3}, \qquad (2.8)$$

где CH_4, CO_2, H_2, CO — содержания соответствующих компонентов в газообразном топливе, %; c_{CH_4}, c_{CO}, c_{H_2}, c_{CO} — теплоемкости газов, МДж/(м³·К); $d_г$ — влагосодержание газообразного топлива, г/м³.

При сжигании газообразного топлива с высокой теплотой сгорания (например, природного газа) имеет место повышенное соотношение массы воздуха и газа (примерно 10 : 1) В этом случае топливо — газ обычно не подогревают.

Член $Q_{ф\,в}$ учитывает *энтальпию воздуха,* как поступившего в котел через воздушный подогреватель, так и присосанного через газоходы котла.

Энтальпию горячего воздуха учитывают лишь при подогреве его вне агрегата, до воздушного подогревателя котла за счет постороннего источника теплоты (подогрев

в паровом калорифере отборным или отработанным паром, подогрев в автономном подогревателе при сжигании дополнительного топлива). В этом случае теплота, внесенная воздухом, МДж/кг (или МДж/м³),

$$Q_{ф.в} = \beta (H^{0'}_{в.п} - H^{0}_{х.в}), \qquad (2.9)$$

где β — отношение количества воздуха на входе в котел (воздухоподогреватель) к теоретически необходимому; $H^{0'}_{в.п} = V^{0}_{в} c_в t'_{в.п}$ и $H^{0}_{х.в} = V^{0}_{в} c_в t_{х.в}$ — энтальпия теоретически необходимого количества подогретого перед воздушным подогревателем воздуха до $t'_{в.п}$ и холодного воздуха с температурой $t_{х.в}$.

Член $Q_{пар}$, МДж/кг, учитывает теплоту, *вносимую в агрегат паром* при паровом распыливании мазута или при подаче под решетку пара для улучшения ее работы при слоевом сжигании антрацита,

$$Q_{пар} = G_п (h_п - 2{,}51), \qquad (2.10)$$

где $G_п$ — удельный расход дутьевого пара, кг/кг. При паровом распыливании мазута $G_п = 0{,}3 \div 0{,}35$ кг/кг, при слоевом сжигании антрацита и подаче пара под решетку $G_п = 0{,}2 \div 0{,}4$ кг/кг; $h_п$ — энтальпия дутьевого пара, МДж/кг; 2,51 МДж/кг — примерное значение энтальпии водяного пара в продуктах сгорания, уходящих в атмосферу.

Для котла, использующего в качестве источника теплоты *энтальпию отходящих газов* теплотехнологического устройства $Q_{о.г}$ (котел-утилизатор), при отсутствии в газах продуктов неполного горения

$$Q_{прих} = Q_{о.г}.$$

При наличии в отходящих газах и горючих составляющих (газообразных или твердых) при условии сжигания их под котлом в приходной части баланса учитывают и их химическую теплоту.

Член $Q_{эл}$ включают в уравнения баланса при выработке пара с использованием в качестве источника теплоты *электроэнергии*. В этом случае для электрокотла $Q_{прих} = Q_{эл}$.

Таким образом, в общем выражении приходной части теплового баланса котла (2.4) для конкретных случаев ряд членов может отсутствовать.

При составлении теплового баланса для котла, работающего на органическом топливе, при отсутствии выработки пара за счет теплоты экзотермических технологиче-

ских реакций ($Q_{экз}=0$) и с учетом замечаний о значениях других составляющих приходную часть баланса в расчете на 1 кг (м^3) топлива можно принять:

$$Q_{прих} = Q_р^р = Q_н^р \text{ (или } Q_н^с). \qquad (2.11)$$

Расходная часть теплового баланса в расчете на 1 кг (м^3) топлива в общем случае может содержать теплоту, затраченную на выработку пара (или горячей воды) и различные потери:

$$Q_{расх} = Q_{пол} + H_{у.г} + Q_{х.н} + Q_{м.н} + Q_{н.о} + \\ + Q_{ф.ш} + Q_{охл} \pm Q_{акк}. \qquad (2\ 12)$$

В простейшем случае (без учета продувки, возможной дополнительной выработки насыщенного пара и др.) *теплота, полезно затраченная на выработку перегретого пара,* МДж/кг (или МДж/м^3), составит

$$Q_{пол} = \frac{D}{B}(h_{п.п} - h'_{п.в}), \qquad (2.13)$$

где D — выход пара, кг/с; B — расход топлива, кг/с (или м^3/с); $h_{п.п}$, $h'_{п.в}$ — энтальпии перегретого пара и питательной воды, МДж/кг.

Остальные слагаемые в (2.12) представляют собой следующие *тепловые потери,* подробно рассматриваемые далее:

$H_{у.г}$ — энтальпия уходящих из котла газов, МДж/кг (или МДж/м^3);

$Q_{х.н}$, $Q_{м.н}$ — потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлива, МДж/кг (или МДж/м^3);

$Q_{н.о}$ — потери теплоты от наружного охлаждения внешних ограждений котла, МДж/кг (или МДж/м^3);

$Q_{ф.ш}$ — потеря с физической теплотой шлаков, МДж/кг;

$Q_{охл}$ — потеря теплоты с охлаждаемыми балками, панелями топки, не включенными в циркуляционную систему агрегата;

$Q_{акк}$ — расход (знак «+») или приход теплоты «знак «—»), связанный с неустановившимся тепловым режимом работы котла, МДж/кг (или МДж/м^3). При установившемся тепловом состоянии $Q_{акк}=0$.

Схема теплового баланса котла при установившемся тепловом режиме показана на рис. 2.1.

На рис. 2.2 для рассматриваемого простейшего случая приведена принципиальная схема поступления и движения рабочих веществ в котле (воздух, топливо, продукты сго-

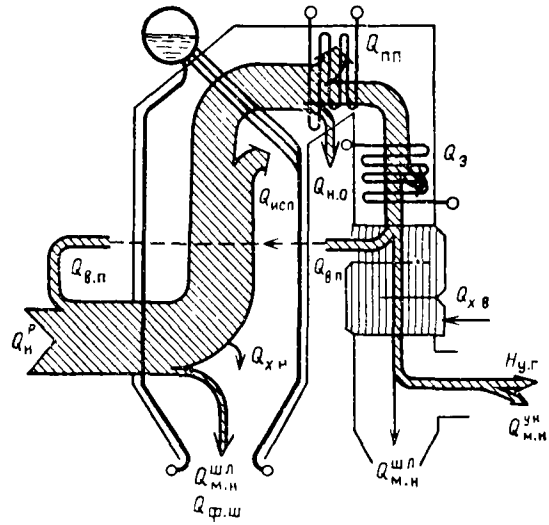


Рис. 2.1. Тепловой баланс котла

рания, вода, пар), включающая топочную камеру с радиационными испарительными элементами, в которой сжигается топливо в количестве B, кг/с (или м^3/с), с $Q_н^р$, МДж/кг (или МДж/м^3); испарительные поверхности; пароперегреватель, в котором насыщенный пар перегревается с $t_{п.п}$ ($h_{н.п}$) до $t_{п.п}$ ($h_{п.п}$); экономайзер, где питательная вода нагревается с $h'_{п.в}$ до $h''_{п.в}$, МДж/кг; воздушный подогреватель, в котором необходимый для горения топлива воздух подогревается от $t_{х.в}$ до $t_{г.в}$, °С.

В котел извне поступают, если считать на единицу массы (объема) сожженного топлива: химическая теплота топлива $Q_н^р$, теплота холодного воздуха (в воздухоподогреватель) $\alpha_т H^0_{х.в}$; кроме того, в газоходы котла из окружающей среды поступает также теплота с присосанным воздухом $(\alpha_{у.г}-\alpha_т)H^0_{х.в}$.

Как следует из рис. 2.1 и 2.2, расходными (выходными) статьями являются теплота, полезно затраченная на получение пара $Q_{пол}$, а также теплота (энтальпия) уходящих из котла газов $H_{у.г}$ и другие тепловые потери.

С учетом изложенного для установившегося теплового состояния котла можно записать следующее балансовое

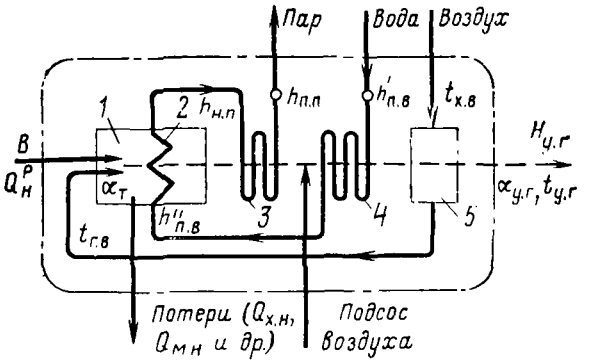


Рис. 2.2. Принципиальная схема котла:

1 — топочная камера; *2* — испарительные поверхности нагрева; *3* — пароперегреватель; *4* — экономайзер; *5* — воздухоподогреватель

уравнение для 1 кг (м³) сожженного топлива:

$$Q_н^р + \alpha_т H^0_{х.в} + (\alpha_{у.г} - \alpha_т) H^0_{х.в} = \frac{D}{B}(h_{п.п} - h'_{п.в}) + H_{у.г} + \\ + Q_{х.н} + Q_{м.п} + Q_{н.о} + Q_{ф.ш} + Q_{охл},$$

из которого получим:

$$Q_н^р = \frac{D}{B}(h_{п.п} - h'_{п.в}) + (H_{у.г} - \alpha_{у.г} H^0_{х.в}) + Q_{п.о} + Q_{ф.ш} + Q_{охл}. \quad (2.14)$$

Величина $\alpha_{у.г}H^0_{х.в}$ представляет собой теплоту холодного воздуха, поступившего из окружающей среды в систему котла: организованно в воздушный подогреватель и с присосом в газоходы. Разница между энтальпией уходящих газов $H_{у.г}$ и теплотой, поступившей в котел с воздухом из окружающей среды $\alpha_{у.г}H^0_{х.в}$, представляет собой *потерю теплоты с уходящими газами*, МДж/кг (или МДж/м³),

$$Q_{у.г} = H_{у.г} - \alpha_{у.г} H^0_{х.в}. \quad (2.15)$$

С учетом теплоты холодного воздуха *общее уравнение теплового баланса котла* при установившемся тепловом состоянии можно записать в виде равенства, МДж/кг (или МДж/м³),

$$Q_н^р = \frac{D}{B}(h_{п.п} - h'_{п.в}) + Q_{у.г} + Q_{х.н} + Q_{м.н} + \\ + Q_{п.о} + Q_{ф.ш} + Q_{охл}. \quad (2.16)$$

Отношение количества теплоты, полезно затраченной на выработку пара $D(h_{\text{п.п}}-h'_{\text{п.в}})$, МВт, к теплоте топлива $BQ^{\text{р}}_{\text{н}}$, МВт, является коэффициентом полезного действия (КПД) котла, %,

$$\eta_{\text{к}} = \frac{D\left(h_{\text{п.п}} - h'_{\text{п.в}}\right)}{BQ^{\text{р}}_{\text{н}}}\ 100. \qquad (2.17)$$

По существу выражение (2.17) является коэффициентом полезного использования теплоты топлива.

Расход топлива, кг/с (или м³/с), определяется по формуле

$$B = \frac{D\left(h_{\text{п.п}} - h'_{\text{п.в}}\right)}{Q^{\text{р}}_{\text{н}}\eta_{\text{к}}}\ 100. \qquad (2.18)$$

Из (2.16) видно, что работа воздушного подогревателя в общем уравнении теплового баланса прямого отражения не находит. Последнее связано с тем, что поступающий в топочную камеру воздух (рис. 2.2) подогревается в воздушном подогревателе за счет теплоты продуктов сгорания, образующихся в самом котле. Балансовое уравнение (2.16) учитывает только приход теплоты в систему извне и его расход (рис. 2.1). Из этого, однако, не следует, что воздушный подогреватель вообще не оказывает влияния на работу котла. При отсутствии воздухоподогревателя и увеличении в связи с этим температуры уходящих газов для достижения заданной паропроизводительности потребовалось бы увеличить расход топлива пропорционально тепловосприятию воздухоподогревателя:

$$Q_{\text{в.п}} = \alpha_{\text{т}}\left(H^0_{\text{г.в}} - H^0_{\text{х.в}}\right). \qquad (2.19)$$

Кроме того, при работе на горячем воздухе улучшается процесс горения топлива и повышается температурный уровень в топочной камере, что открывает возможность использования более низкокачественных влажных топлив.

Если принять $Q^{\text{р}}_{\text{н}}$ за 100 %, то из (2.12) и (2.16) получим

$$100 = q_{\text{пол}} + q_{\text{у.г}} + q_{\text{х.п}} + q_{\text{м.н}} + q_{\text{н.о}} + q_{\text{ф.ш}} + q_{\text{охл}} \pm q_{\text{акк}}, \qquad (2.20)$$

где

$$q_{\text{пол}} = \eta_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{и}}^{\text{р}}}\,100;$$

$$q_{\text{у.г}} = \frac{Q_{\text{у.г}}}{Q_{\text{и}}^{\text{р}}}\,100; \quad q_{\text{х.и}} = \frac{Q_{\text{х.и}}}{Q_{\text{и}}^{\text{р}}}\,100 \text{ и т. д.} \qquad (2.21)$$

Завершая рассмотрение общего уравнения теплового баланса, следует отметить, что в [1] и других литературных источниках составляющие теплового баланса котла обозначают обычно цифрами: $q_{\text{пол}} = q_1$; $q_{\text{у.г}} = q_2$; $q_{\text{х.и}} = q_3$; $q_{\text{м.и}} = q_4$; $q_{\text{н.о}} = q_5$; $q_{\text{охл}} = q_6$.

2.2. ТЕПЛОТА, ПОЛЕЗНО ЗАТРАЧЕННАЯ НА ПРОИЗВОДСТВО ПАРА. РАСХОД ТОПЛИВА И КПД КОТЛА

При выработке пара в котле рабочее вещество — вода обычно проходит последовательно водонагревательные, испарительные и пароперегревательные поверхности. В отдельных случаях котел может не иметь экономайзера или пароперегревателя.

Теплота, воспринятая водой в экономайзере, МДж/кг (или МДж/м^3), составляет

$$Q_{\text{э}} = \frac{D}{B}\left(h''_{\text{п.в}} - h'_{\text{п.в}}\right), \qquad (2.22)$$

где $h'_{\text{п.в}}$, $h''_{\text{п.в}}$ — энтальпии питательной воды на входе и выходе экономайзера, МДж/кг.

Тепловосприятие испарительных поверхностей, если условно считать пар сухим насыщенным,

$$Q_{\text{исп}} = \frac{D}{B}\left(h_{\text{и.п}} - h''_{\text{п.в}}\right). \qquad (2.23)$$

Тепловосприятие пароперегревателя

$$Q_{\text{п.п}} = \frac{D}{B}\left(h_{\text{п.п}} - h_{\text{н.п}}\right). \qquad (2.24)$$

Суммарное количество теплоты, пошедшей на выработку пара, МДж/кг (или МДж/м^3),

$$Q_{\text{пол}} = Q_{\text{э}} + Q_{\text{исп}} + Q_{\text{п.п}} = \frac{D}{B}\left(h_{\text{п.п}} - h'_{\text{п.в}}\right). \qquad (2.25)$$

С учетом продувки из котла части воды для поддержания определенного ее солесодержания, а также при нали-

чии в котельной установке передачи части насыщенного пара на сторону и при дополнительном пароперегревателе для вторичного перегрева пара полезно затраченная теплота на единицу сжигаемого топлива, МДж/кг (или МДж/м³), составит

$$Q_{\text{пол}} = \frac{D}{B}\left(h_{\text{п п}} - h'_{\text{п в}}\right) + \frac{D_{\text{пр}}}{B}\left(h_{\text{к в}} - h'_{\text{п в}}\right) + \\ + \frac{D_{\text{нас}}}{B}\left(h_{\text{н.п}} - h'_{\text{п в}}\right) + \frac{D_{\text{вт.п}}}{B}\left(h''_{\text{вт п}} - h'_{\text{вт п}}\right), \qquad (2.26)$$

где $D_{\text{пр}}$, $D_{\text{нас}}$ и $D_{\text{вт.п}}$ — расходы продувочной воды, насыщенного пара и пара через вторичный пароперегреватель, кг/с; $h_{\text{к в}}$, $h'_{\text{вт п}}$, $h''_{\text{вт п}}$ — энтальпии продувочной воды, пара на входе и выходе вторичного пароперегревателя, МДж/кг.

Расход продувки $D_{\text{пр}}$ для котельных установок промышленных предприятий доходит до 5—10 % его паропроизводительности D; для котлов конденсационных электростанций он не превышает 1—2 % D. При определении затрат теплоты на выработку пара $Q_{\text{пол}}$, если $p = \frac{D_{\text{пр}}}{D}100 \leqslant$ $\leqslant 2$ %, продувка может не учитываться.

При расходе топлива B в единицу времени, кг/с (или м³/с), полезно затраченная теплота, МВт, составляет

$$BQ_{\text{пол}} = D\left(h_{\text{п п}} - h'_{\text{п в}}\right) + D_{\text{пр}}\left(h_{\text{к в}} - h'_{\text{п в}}\right) + \\ + D_{\text{нас}}\left(h_{\text{н п}} - h'_{\text{п в}}\right) + D_{\text{вт п}}\left(h''_{\text{вт п}} - h'_{\text{вт п}}\right). \qquad (2.27)$$

По определению $\eta_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q^{\text{р}}_{\text{р}}}100\,\%$.

С учетом выработки перегретого и насыщенного пара, наличия продувки воды и вторичного перегрева пара КПД котла, %, подсчитывается по формуле

$$\eta_{\text{к}} = \frac{D\left(h_{\text{п п}} - h'_{\text{п в}}\right) + D_{\text{пр}}\left(h_{\text{к в}} - h'_{\text{п в}}\right) +}{BQ^{\text{р}}_{\text{р}}} \rightarrow \\ \rightarrow \frac{+ D_{\text{нас}}\left(h_{\text{нас}} - h'_{\text{п в}}\right) + D_{\text{вт п}}\left(h''_{\text{вт п}} - h'_{\text{вт п}}\right)}{BQ^{\text{р}}_{\text{р}}}100. \qquad (2.28)$$

Расход топлива в кг/с (или м³/с) при этом составляет

$$B = \frac{D\left(h_{\text{п п}} - h'_{\text{п в}}\right) + D_{\text{пр}}\left(h_{\text{к в}} - h'_{\text{п в}}\right) + D_{\text{нас}}\left(h_{\text{нас}} - h'_{\text{п в}}\right) +}{Q^{\text{р}}_{\text{р}}\eta_{\text{к}}} \rightarrow$$

$$+\frac{D_{\text{вт.п}}\left(h''_{\text{вт.п}}-h'_{\text{вт.п}}\right)}{Q^{\text{р}}_{\text{р}}\eta_{\text{к}}}100. \qquad (2.29)$$

Определение КПД котла по (2.28) как отношение полезно затраченной теплоты к располагаемой теплоте топлива — это определение его по *прямому балансу*. КПД котла можно определить и по *обратному балансу* — через тепловые потери. Из (2.20) и (2.21) для установившегося теплового состояния получаем

$$\eta_{\text{к}} = 100 - (q_{\text{у.г}} + q_{\text{х.н}} + q_{\text{м.н}} + q_{\text{н.о}} + q_{\text{ф.ш}}); \qquad (2.30)$$

$$\eta_{\text{к}} = q_{\text{пол}} = 100 - \Sigma q_{\text{пот}}. \qquad (2.30\text{а})$$

КПД котла, определяемый по (2.28) или по (2.30), не учитывает затрат электрической энергии и теплоты на собственные нужды (на приводы насосов, вентиляторов, дымососов, механизмов топливоподачи и пылеприготовления, работы обдувочных аппаратов и т. д.). Такой КПД котла называют *КПД брутто* и обозначают $\eta_{\text{бр}}$ или $\eta_{\text{к}}$.

Если потребление энергии в единицу времени на указанное вспомогательное оборудование составляет $\Sigma N_{\text{с}}$, МДж, а удельные затраты топлива на выработку электроэнергии b, кг/МДж, то КПД котельной установки с учетом потребления энергии вспомогательным оборудованием (*КПД нетто*), %,

$$\eta_{\text{к.у}} = \frac{D\left(h_{\text{п.н}} - h'_{\text{п в}}\right) + D_{\text{п р}}\left(h_{\text{к.в}} - h'_{\text{п.в}}\right) + \cdots}{Q^{\text{р}}_{\text{р}}\left(B + \Sigma N_{\text{с}}\, b\right)}100. \qquad (2.31)$$

Иногда $\eta_{\text{к.у}}$ называют *энергетическим КПД* котельной установки.

Для котельных установок промышленных предприятий затраты энергии на собственные нужды составляют около 4 % вырабатываемой энергии.

2.3. ПОТЕРЯ ТЕПЛОТЫ С УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ

Потеря теплоты с уходящими газами $Q_{\text{у.г}}$ ($q_{\text{у.г}}$) возникает из-за того, что физическая теплота (энтальпия) газов $H_{\text{у.г}}$, покидающих котел при температуре $t_{\text{у.г}}$, превышает физическую теплоту поступающих в котел воздуха $\alpha_{\text{у.г}}H^0_{\text{х.в}}$ и топлива $c_{\text{т}}t_{\text{т}}$.

Если пренебречь малым значением энтальпии топлива, а также теплотой золы (для твердого топлива), содержащейся в уходящих газах, потеря теплоты с уходящими

газами, МДж/кг (или МДж/м³), может быть подсчитана по (2.15) или по формуле

$$Q_{у.г} = (V_{CO_2} c_{CO_2} + V_{SO_2} c_{SO_2} + V_{N_2} c_{N_2} + V_{CO} c_{CO} + \ldots + V_{H_2O} c_{H_2O}) t_{у.г} - \alpha_{у.г} V^0_в c_в t_{х.в}. \quad (2.32)$$

Если температура окружающей среды равна нулю ($t_{х.в}=0$), то потеря теплоты с уходящими газами равна энтальпии уходящих газов: $Q_{у.г}=H_{у.г}$.

Потеря теплоты с уходящими газами занимает обычно основное место среди тепловых потерь котла, составляя 5—12 % располагаемой теплоты топлива, и определяется объемом и составом продуктов сгорания, существенно зависящих от балластных составляющих топлива и от температуры уходящих газов:

$$Q_{у.г} = f(V^0_г/Q^р_н, \alpha_{у.г}, t_{у.г}). \quad (2.33)$$

Отношение $V^0_г/Q^р_н$, характеризующее *качество топлива,* показывает относительный выход газообразных продуктов сгорания (при $\alpha=1$) на единицу теплоты сгорания топлива и зависит от содержания в нем балластных составляющих (влаги $W^р$ и золы $A^р$ для твердого и жидкого топлива, азота N_2, диоксида углерода CO_2 и кислорода O_2 для газообразного топлива). Так, например, для доменного газа, содержащего повышенное количество балластных составляющих ($N_2=58{,}5$ %; $CO_2=10{,}2$ %) и имеющего теплоту сгорания 4 МДж/м³, отношение $V^0_г/Q^р_н$ на 40 % больше, чем для природного газа с высокой теплотой сгорания 35,7 МДж/м³ ($N_2=1{,}2$ %; $CO_2=0{,}1$ %). С увеличением содержания в топливе балластных составляющих и, следовательно, $V^0_г/Q^р_н$, потеря теплоты с уходящими газами (при прочих равных условиях) соответственно возрастает.

Одним из возможных направлений снижения потери теплоты с уходящими газами является *уменьшение коэффициента избытка воздуха* в уходящих газах $\alpha_{у.г}$, который зависит от коэффициента расхода воздуха в топке $\alpha_т$ и балластного воздуха, присосанного в газоходы котла, находящиеся обычно под разрежением:

$$\alpha_{у.г} = \alpha_т + \Delta\alpha. \quad (2.34)$$

В котлах, работающих под давлением, присосы воздуха отсутствуют.

С уменьшением $\alpha_т$ потеря теплоты $Q_{у.г}$ ($q_{у.г}$) снижается, однако при этом в связи с уменьшением количества воз-

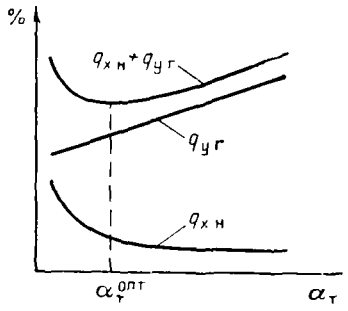


Рис. 2.3. К определению коэффициента избытка воздуха в топке котла

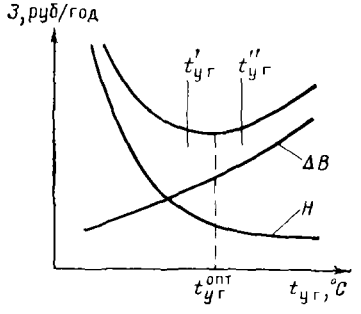


Рис. 2.4. К определению температуры уходящих газов

духа, подаваемого в топочную камеру, возможно появление другой потери теплоты — от химической неполноты сгорания топлива $Q_{х.н}$ ($q_{х.н}$) — см. § 2.4. Оптимальное значение $\alpha_т$ выбирается с учетом достижения минимального суммарного значения $q_{у.г}+q_{х.н}$ (рис. 2.3).

Возможность уменьшения $\alpha_т$ зависит от рода сжигаемого топлива и типа топочного устройства. При более благоприятных условиях контактирования топлива и воздуха избыток воздуха $\alpha_т$, необходимый для достижения наиболее полного горения, может быть уменьшен. При сжигании газообразного топлива, когда условия для эффективного перемешивания компонентов горения достаточно благоприятны, коэффициент избытка воздуха в топке принимают $\alpha_т \leqslant 1{,}1$, при сжигании мазута $\alpha_т = 1{,}1$, пылевидного топлива $\alpha_т = 1{,}2$, кускового топлива $\alpha_т = 1{,}3 \div 1{,}7$. Рекомендации по выбору $\alpha_т$ даны в [1].

Присосы воздуха по газовому тракту котла $\Delta\alpha$ в пределе могут быть сведены к нулю. Однако полное уплотнение мест прохода труб через обмуровку, уплотнение лючков и гляделок, имеющихся в газоходах и работающих под разрежением, затруднено и практически $\Delta\alpha = 0{,}15 \div 0{,}3$.

Балластный воздух в продуктах сгорания помимо увеличения потери теплоты $Q_{у.г}$ приводит также к дополнительным затратам электроэнергии на дымосос. Допустимые присосы воздуха в отдельных элементах котла даны в [1].

Важнейшим фактором, влияющим на $Q_{у.г}$, является *температура уходящих газов* $t_{у.г}$. Ее снижение достигается установкой в хвостовой части котла теплоиспользующих элементов (экономайзера, воздухоподогревателя). Чем ниже

температура уходящих газов и соответственно меньше температурный напор Δt между газами и нагреваемым рабочим телом (например, воздухом), тем бóльшая площадь поверхности H требуется для такого же охлаждения газа. Повышение же температуры уходящих газов приводит к увеличению потери с $Q_{у.г}$ и, следовательно, к дополнительным затратам топлива ΔB на выработку одного и того же количества пара, горячей воды или другого теплоносителя. В связи с этим *оптимальная температура* $t_{у.г}$ определяется на основе технико-экономических расчетов при сопоставлении годовых затрат для теплоиспользующих элементов и топлива для различных значений $t_{у.г}$ (рис. 2.4).

Оптимальная $t_{у.г}$ характеризуется *минимальным значением расчетных затрат*, руб/год,

$$З = S + EK, \tag{2.35}$$

где K — единовременные капитальные затраты на металл теплоиспользующих элементов, E — нормативный коэффициент эффективности, равный 0,12 1/год; S — годовые эксплуатационные расходы, которые определяются следующими основными составляющими:

$$S = S_{топл} + S_{ам} + S_{т.р} + S_{э}, \tag{2.36}$$

здесь первое слагаемое — затраты на топливо, второе — амортизационные отчисления, третье — затраты на текущий ремонт и четвертое — затраты на электроэнергию.

Затраты на топливо, руб/год, определяются по формуле

$$S_{топл} = B\left(1 + \frac{d_{п}}{100}\right) Ц_{т}, \tag{2.37}$$

где B — годовой расход топлива, т/год; $d_{п}$ — потери топлива при транспортировке (0,5—1 %); $Ц_{т}$ — цена топлива, руб/т.

Амортизационные отчисления, руб/год,

$$S_{ам} = aK, \tag{2.38}$$

где a — норма амортизации, 1/год.

Затраты на текущий ремонт, руб/год,

$$S_{т.р} = \beta S_{ам}, \tag{2.39}$$

где β — доля затрат на текущий ремонт от амортизационных отчислений (0,15—0,25).

Затраты на электроэнергию, руб/год,

$$S_{э} = Э_{год} Ц_{э}^{ср}, \tag{2.40}$$

где $Э_{год}$ — годовой расход электроэнергии, кВт·ч/год; $Ц_{э}^{ср}$ — средний тариф на электроэнергию, руб/(кВт·ч).

На рис. 2.4 можно выделить область температур (от $t'_{у.г}$ до $t''_{у.г}$), в которой расчетные затраты отличаются незначительно. Это дает основание для выбора в качестве наиболее целесообразной температуры $t''_{у.г}$, при которой, как это видно из рис. 2.4, начальные капитальные затраты будут меньше.

В ряде случаев снижение $t_{у.г}$ ограничивается возможностью *внешней коррозии* хвостовых поверхностей нагрева (воздушного подогревателя, экономайзера) из-за конденсации на них водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания. В связи с этим выбор $t_{у.г}$ зависит также от температуры питательной воды, температуры воздуха на входе в воздушный подогреватель и других факторов.

Для комбинированных энерготехнологических агрегатов (см. гл. 18), вырабатывающих технологическую и энергетическую продукцию, температура уходящих газов выбирается с учетом требований технологического процесса. Так, при обжиге колчедана уходящие газы, содержащие SO_2, SO_3 и др., имеют высокую температуру точки росы (более 200—220 °С). В связи с этим температура газа после теплоиспользующих элементов выбирается не ниже 320—350 °С, чтобы исключить коррозию поверхностей нагрева и обеспечить нормальную работу электрофильтров. При производстве обесфторенных фосфатов в циклонных энерготехнологических агрегатах (см. гл. 18) температуру газов после теплоиспользующих элементов принимают 220—240 °С (по условиям нормальной работы последующих технологических аппаратов).

Температура уходящих газов промышленных котлов в зависимости от их производительности и времени использования, качества и стоимости сжигаемого топлива, температуры питательной воды и поступающего воздуха принимается 110—170 °С и выше. При работе котла на относительно дорогом топливе применяют более глубокое охлаждение уходящих газов. При относительно дешевом топливе повышают температуру уходящих газов. При этом следует напомнить, что стоимость топлива в различных районах страны различна. Рекомендации по выбору $t_{у.г}$ приведены в [1].

С увеличением тепловой нагрузки котельной установки (увеличением расхода топлива B и выхода пара D) потеря теплоты с уходящими газами $q_{у.г}$ в ней возрастает (рис. 2.5). Это связано с тем, что с увеличением нагрузки соответственно увеличивается количество выделяемой теплоты

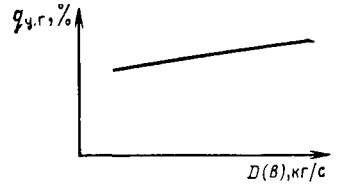


Рис. 2.5. Изменение температуры уходящих газов с изменением нагрузки

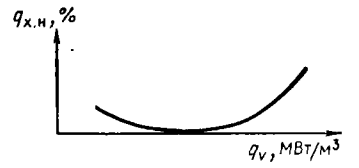


Рис. 2.6. Зависимость потери теплоты от химической неполноты сгорания от объемной плотности тепловыделения

в топке. Одновременно увеличиваются объем продуктов сгорания и их скорость в газоходах котла. При этом теплоотдача к конвективным поверхностям нагрева возрастает пропорционально увеличению скорости лишь в степени 0,6—0,8. Таким образом, тепловыделение превышает тепловосприятие, и температура уходящих газов с увеличением нагрузки увеличивается.

Заканчивая рассмотрение потери теплоты с уходящими газами, необходимо отметить, что при работе котла на твердом топливе, а также при работе энерготехнологических агрегатов *поверхности нагрева могут загрязняться* золой топлива и технологическим уносом. Это приводит к существенному снижению коэффициента теплопередачи от продуктов сгорания к рабочему телу и, следовательно, к повышению $t_{у.г}$. При этом для сохранения заданной паропроизводительности котельной установки приходится идти на увеличение расхода топлива. Занос поверхностей нагрева приводит также к увеличению сопротивления газового тракта котла, и при недостаточной мощности дымососа нагрузка котла снижается. В связи с этим для обеспечения нормальной эксплуатации агрегата требуется систематическая очистка его поверхностей нагрева (см. гл. 25).

При определении потери теплоты с уходящими газами, %, в соответствии с [1] учитывают уменьшение объема газов, обусловленное механической неполнотой сгорания топлива (§ 2.5), введением поправки $\frac{100 - q_{м.н}}{100}$. Тогда с учетом (2.15) получаем

$$q_{у.г} = \frac{Q_{у.г}}{Q_р^р} 100 = \frac{\left(H_{у.г} - \alpha_{у.г} H^0_{х.в}\right)\left(100 - q_{м.н}\right)}{Q_р^р}. \quad (2.41)$$

2.4. ПОТЕРЯ ТЕПЛОТЫ ОТ ХИМИЧЕСКОЙ НЕПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ

Потеря теплоты от химической неполноты сгорания (химического недожога) $Q_{х.н}$ ($q_{х.н}$) возникает при неполном сгорании топлива в пределах топочной камеры котла и появления в продуктах сгорания горючих газообразных составляющих (CO, H_2, CH_4, C_mH_n...). Догорание же этих горючих газов за пределами топки практически невозможно из-за относительно низкой их температуры.

Химическая неполнота сгорания топлива может явиться следствием: 1) общего недостатка воздуха; 2) плохого смесеобразования; 3) малых размеров топочной камеры, что определяет недостаток времени для завершения химических реакций; 4) низкой температуры в топочной камере, что приводит к снижению скорости выгорания топлива; 5) высокой температуры, что может привести к диссоциации продуктов сгорания.

При достаточном для полного сгорания топлива количестве воздуха и хорошем смесеобразовании $q_{х.н}$ зависит от *объемной плотности тепловыделения* в топке. Характер зависимости $q_{х.н}$ от видимой (условной) объемной плотности тепловыделения $q_V = BQ_н^р/V_т$ показан на рис. 2.6. В области низких значений q_V (левая часть кривой), т. е. при малых расходах топлива B, потеря $q_{х.н}$ увеличивается в связи со снижением температурного уровня в топочной камере t, что определяется относительным увеличением потери теплоты от наружного охлаждения (см. § 2.6) при уменьшении расхода топлива B. Повышение объемной плотности тепловыделения (с увеличением расхода топлива) приводит к увеличению температурного уровня в топке и снижению $q_{х.н}$. Однако после определенного значения q_V (правая часть кривой) дальнейшее увеличение расхода топлива приводит к увеличению $q_{х.н}$ из-за уменьшения времени пребывания газов в объеме топки и невозможности в связи с этим завершения реакции горения.

Оптимальное отношение $BQ_н^р/V_т$, при котором потеря $q_{х.н}$ имеет минимальное значение, зависит от вида топлива, способа его сжигания и конструкции топки. Для современных топочных устройств потеря теплоты от химической неполноты сгорания составляет 0—2 % при $q_V = 0{,}1 \div 0{,}3$ МВт/м^3. В топочных устройствах, в которых обеспечиваются благоприятные условия для интенсивного горения топлива, например в циклонных топках (см. § 8.6), значение

q_v достигает 3—10 МВт/м³ и более при отсутствии химической неполноты сгорания.

При обработке материалов испытания котельной установки потерю теплоты от химической неполноты сгорания, МДж/кг (или МДж/м³), определяют по зависимости

$$Q_{х.н} = V_{CO} Q_{CO} + V_{H_2} Q_{H_2} + V_{CH_4} Q_{CH_4} + \ldots \qquad (2.42)$$

Объемы горючих газов V_{CO}, V_{H_2}, V_{CH_4} и т. д. в продуктах сгорания в кубических метрах на единицу сжигаемого топлива, м³/кг (или м³/м³), определяют по анализу газов на выходе из топки на содержание в них H_2, %, CO, %, CH_4, %, и т. д. по формулам

$$V_{CO} = V_{с.г} \frac{CO}{100}; \qquad (2.43)$$

$$V_{H_2} = V_{с.г} \frac{H_2}{100}; \qquad (2.43а)$$

$$V_{CH_4} = V_{с.г} \frac{CH_4}{100}. \qquad (2.43б)$$

Объем сухих газов при сжигании твердого и жидкого топлив определяют с учетом полученной ранее формулы (1.43):

$$V_{с.г} = 1{,}866 \frac{C^р + 0{,}375 S^р_{ор+к}}{CO_2 + SO_2 + CO + CH_4},$$

а при сжигании газового топлива — формулы (1.44):

$$V_{с.г} = \frac{CO_2^т + CO^т + H_2S^т + CH_4^т + \Sigma m C_m H_n}{CO_2 + SO_2 + CO + CH_4 + \ldots}.$$

Теплоты сгорания горючих газов в (2.42) имеют следующие значения: $Q_{CO} = 12{,}64$ МДж/м³; $Q_{H_2} = 10{,}79$ МДж/м³; $Q_{CH} = 35{,}82$ МДж/м³. Теплоты сгорания других горючих газов приводятся в [1].

Заканчивая рассмотрение потери $q_{х.н}$, следует отметить, что при наличии условий для появления продуктов неполного сгорания в первую очередь появляется более трудно сжигаемая CO, а затем H_2. Это означает, что если в продуктах сгорания отсутствует CO, то в них нет также и H_2.

Для снижения потери теплоты от химической неполноты сгорания в топочной камере стремятся повысить температурный уровень, применяя, в частности, подогрев воздуха, а также всемерно улучшая перемешивание компонентов горения, для чего в ряде топочных устройств применяют так называемое «острое дутье» (см. § 6.4). В правильно

сконструированной и эксплуатируемой топке потери $q_{х.н}$ могут быть практически сведены к нулю.

При проектировании новых котельных установок потеря теплоты от химической неполноты сгорания может быть принята по рекомендациям [1].

2.5. ПОТЕРЯ ТЕПЛОТЫ ОТ МЕХАНИЧЕСКОЙ НЕПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ

Потеря теплоты от механической неполноты сгорания $Q_{м\,н}(q_{м\,н})$ связана с недожогом твердого топлива в топочной камере. Часть его в виде горючих частиц, содержащих углерод, водород, серу, может уноситься газообразными продуктами сгорания, часть — удаляться вместе со шлаком. При слоевом сжигании возможен также провал части топлива через отверстия колосниковой решетки. Таким образом, потеря теплоты от механической неполноты сгорания, МДж/кг, в общем случае состоит из трех слагаемых — потерь *с провалом, со шлаком и с уносом:*

$$Q_{м\,н} = Q^{пр}_{м\,н} + Q^{шл}_{м\,н} + Q^{ун}_{м\,н}, \qquad (2.44)$$

или относительно располагаемой теплоты, %,

$$q_{м\,н} = \frac{Q_{м\,н}}{Q^р_р}\,100 = q^{пр}_{м\,н} + q^{шл}_{м\,н} + q^{ун}_{м\,н}. \qquad (2.45)$$

При сжигании твердого топлива потеря $q_{м.н}$ является второй основной потерей в тепловом балансе и для промышленных котлов может доходить до 10—12 % и более. При слоевом сжигании основными составляющими потери $q_{м\,н}$ являются потери со шлаком и провалом, а при камерном сжигании — потеря с уносом.

Потеря теплоты с провалом $q^{пр}_{м\,н}$, %, зависит от сорта сжигаемого топлива и содержания в нем мелочи, спекаемости топлива и, главное, от конструкции колосниковой решетки Современные колосниковые решетки имеют живое сечение (отношение площади прозоров для прохода воздуха к площади решетки) 3—7 %, а конструкция их часто выполняется «беспровальной». В связи с этим значение $q^{пр}_{м\,н}$ обычно не превышает 0,5—1 %

При определении $q_{м\,н}$ на основе данных испытания котельной установки значения $Q^{пр}_{м\,н}$, МДж/кг, подсчитывают по формуле

$$Q^{пр}_{м\,н} = \frac{G_{пр}}{B} Q_{пр}, \qquad (2.46)$$

где $G_{пр}$ — выход провала, кг/с; $Q_{пр}$ — теплота сгорания провала, МДж/кг, которую подсчитывают с учетом содержания горючих в провале $\Gamma_{пр}$, %.

Потеря теплоты со шлаком $q_{м.н}^{шл}$, %, связана с тем, что в образующемся в процессе горения топлива шлаке (в твердом или жидком состоянии) могут содержаться невыгоревшие частицы топлива. В слоевых топках потеря теплоты со шлаком $q_{м.н}^{шл}$ увеличивается с увеличением зольности топлива, ростом плотности теплового потока через зеркало горения q_R и с уменьшением выхода летучих. Она зависит также от метода удаления шлака (в твердом или жидком виде) и от размеров кусков (сортированности) топлива.

В камерных топках (см. § 8.4) с учетом того, что значительное количество золы топлива (85—95 %) уносится дымовыми газами, потеря $q_{м.н}^{шл}$ незначительна, она возрастает с увеличением зольности топлива, с угрублением помола пыли, с уменьшением выхода летучих, а также зависит от конструктивных и режимных особенностей топки.

Значение $Q_{м.н}^{шл}$, МДж/кг, определяется по формуле

$$Q_{м.н}^{шл} = \frac{G_{шл}}{B} Q_{шл}, \qquad (2.47)$$

где $G_{шл}$ — выход шлака, кг/с; $Q_{шл}$ — теплота сгорания шлака, МДж/кг, подсчитываемая с учетом содержания горючих в шлаке $\Gamma_{шл}$, %.

Потеря теплоты с уносом $q_{м.н}^{ун}$, %, связана с выносом из топки несгоревших (или частично сгоревших) частиц топлива.

Для слоевых топок $q_{м.н}^{ун}$ увеличивается с уменьшением реакционной способности топлива, возрастает при работе на несортированном угле, при форсировке зеркала горения q_R и топочного объема q_V. Для факельных топок $q_{м.н}^{ун}$ увеличивается при форсировке процесса горения, угрублении помола и уменьшении реакционной способности топлива.

Характер зависимости $q_{м.н}$ от объемной плотности тепловыделения q_V подобен зависимости, показанной на рис. 2.5. Как и для химической неполноты сгорания, потери теплоты $q_{м.н}$ в области низких значений q_V возрастают в связи со снижением температуры в топочной камере, а в области высоких нагрузок увеличиваются в связи с уменьшением времени пребывания частиц в топке.

Значение потери с уносом $Q^{ун}_{м.н}$, МДж/кг, определяется по формуле

$$Q^{ун}_{м.н} = \frac{G_{ун}}{B} Q_{ун}, \qquad (2.48)$$

где $G_{ун}$ — масса уноса, кг/с; $Q_{ун}$ — теплота сгорания уноса, МДж/кг, определяемая с учетом содержания горючих в уносе $Г_{ун}$, %.

При испытаниях котельной установки непосредственное определение массы уноса $G_{ун}$, кг/с, для выявления потери теплоты от механической неполноты сгорания в отличие от $G_{пр}$ и $G_{шл}$ практически невозможно.

Значение $G_{ун}$ может быть определено из уравнения золового баланса, учитывающего в общем случае распределение золы топлива между провалом, шлаком и уносом:

$$B\frac{А^р}{100} = G_{пр}\frac{А_{пр}}{100} + G_{шл}\frac{А_{шл}}{100} + G_{ун}\frac{А_{ун}}{100}, \qquad (2.49)$$

где $А^р$, $А_{пр}$, $А_{шл}$, $А_{ун}$ — зольности топлива, провала, шлака и уноса, %.

В уравнении (2.49) известными величинами являются $G_{пр}$, $G_{шл}$, $А_{пр}$, $А_{шл}$. Значение $А_{ун}$ определяется из пробы уноса, отобранной из уходящих газов. Таким образом, удельный выход уноса, кг/кг,

$$g_{ун} = \frac{G_{ун}}{B} = \frac{А^р - g_{пр}А_{пр} - g_{шл}А_{шл}}{А_{ун}}, \qquad (2.50)$$

где $g_{пр} = G_{пр}/B$; $g_{шл} = G_{шл}/B$ — удельные выходы провала и шлака, кг/кг.

Потеря теплоты от механической неполноты сгорания может быть подсчитана по формуле

$$q_{мн} = \frac{Q_{м.н}}{Q^р_р}100 = \left(\frac{a_{шл+пр}Г_{шл+пр}}{100 - Г_{шл+пр}} + \right.$$

$$\left. + \frac{a_{ун}Г_{ун}}{100 - Г_{ун}}\right) А^р\, 32{,}65\,(Q^р_р)^{-1}, \qquad (2.51)$$

где $Г_{шл+пр}$ и $Г_{ун}$ — содержания горючих в шлаке, провале и уносе, %; $a_{шл+пр}$ и $a_{ун}$ — доли золы топлива в шлаке, провале и уносе; $Q^р_р$ — располагаемая теплота, МДж/кг; $А^р$ — зольность на рабочую массу топлива, %; 32,65 МДж/кг — условная теплота сгорания углерода.

При проектировании новых котельных установок потеря теплоты от механической неполноты сгорания может быть принята по рекомендациям [1].

При сжигании газового и жидкого топлива потеря $q_{м.н}$ отсутствует. При сжигании пыли в смеси с газообразным топливом или мазутом потеря теплоты от механической неполноты сгорания равна $aq_{м.н}$, где $q_{м.н}$ принимается как для твердого топлива, а a — коэффициент, зависящий от доли газа или мазута в смеси (по теплоте), обычно $a=0{,}7 \div 1{,}4$.

2.6. ПОТЕРЯ ТЕПЛОТЫ ОТ НАРУЖНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Потеря теплоты от наружного охлаждения $Q_{н.о}$ ($q_{н.о}$) возникает потому, что температура наружной поверхности котла (обмуровки, трубопроводов, барабана и др.) превышает температуру окружающей среды.

В общем случае потеря $Q_{н.о}$, МДж/кг (или МДж/м^3), может быть определена по формуле, учитывающей передачу теплоты конвекцией и излучением:

$$Q_{н.о} = \frac{\Sigma F_к}{B}\left\{\alpha_к (t_{ст} - t_{х.в}) + C\left[\left(\frac{T_{ст}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{о.п}}{100}\right)^4\right]\right\}, \quad (2.52)$$

где $\Sigma F_к$ — суммарная наружная площадь поверхности котла, м^2; $t_{ст}$ ($T_{ст}$), $t_{х.в}$, $T_{о.п}$ — температуры наружных стен котла, холодного воздуха, окружающих предметов, °С (К); $\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией, МВт/(м^2·К); C — коэффициент излучения, МВт/(м^2·К^4); B — расход топлива, кг/с (или м^3/с).

Расчет значения $Q_{н.о}$ по (2.52) с предварительным экспериментальным определением необходимых для этого составляющих представляет определенные трудности. Учитывая, что $q_{н.о} = \frac{Q_{н.о}}{Q_р^р}100$ мало по значению и уменьшается с увеличением мощности котла, при проектировании котла для определения $q_{н.о}$ пользуются рекомендациями [1]. На рис. 2.7 приведена зависимость $q_{н.о}$ от производительности котла. Характер зависимости определяется снижением отношения площади наружной поверхности котла к тепловыделению (производительности) с увеличением мощности котла.

Распределение суммарной потери от наружного охлаждения по отдельным газоходам котла (топки, пароперегревателя и т. д.) производится пропорционально количеству теплоты, отдаваемой газами в соответствующих газоходах,

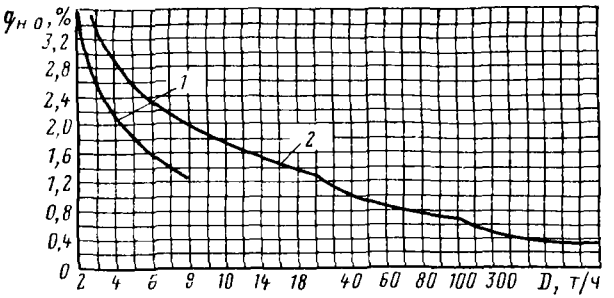


Рис 2 7 Зависимость потери теплоты от наружного охлаждения от паропроизводительности котла без хвостовых поверхностей (*1*) и с ними (*2*)

и учитывается введением коэффициента сохранения теплоты

$$\varphi = 1 - \frac{q_{н.о}}{\eta_к + q_{н.о}}. \qquad (2.53)$$

Абсолютная потеря теплоты от наружного охлаждения $BQ_{н.о}$ мало меняется с изменением нагрузки, поэтому относительная потеря изменяется практически обратно пропорционально нагрузке:

$$q_{н.о} = q_{н.о}^{ном} \frac{D_{ном}}{D}, \qquad (2.54)$$

где $q_{н.о}^{ном}$, %, — потеря теплоты от наружного охлаждения при номинальной нагрузке $D_{ном}$, кг/с; $q_{н.о}$, % — потеря теплоты от наружного охлаждения при нагрузке D, кг/с.

При проведении испытаний котельной установки при установившемся тепловом состоянии значение $q_{н.о}$ определяется обычно как остаточный член теплового баланса в уравнении (2.20).

2.7. ПОТЕРЯ С ФИЗИЧЕСКОЙ ТЕПЛОТОЙ ШЛАКОВ. ПОТЕРЯ ТЕПЛОТЫ С ОХЛАЖДАЮЩИМИ ПАНЕЛЯМИ, БАЛКАМИ И ДРУГИМИ КОНСТРУКЦИЯМИ

Потеря с физической теплотой шлака $Q_{ф.ш}$ ($q_{ф.ш}$) возникает потому, что при сжигании твердого топлива удаляемый нз топки шлак имеет высокую температуру. Это в первую очередь относится к топкам с жидким шлакоудалением, для которых, $q_{ф.ш} = 1 \div 2$ %, а также к слоевым топкам.

Потеря теплоты, %, определяется по формуле

$$q_{\text{ф.ш}} = \frac{Q_{\text{ф.ш}}}{Q_{\text{р}}^{\text{р}}} 100 = \frac{a_{\text{шл}} A^{\text{р}} (ct)_{\text{зл}}}{Q_{\text{р}}^{\text{р}}}, \qquad (2.55)$$

где $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$; $(ct)_{\text{зл}}$ — энтальпия золы, МДж/кг; при высоких температурах, обеспечивающих расплавление золы, при определении $(ct)_{\text{зл}}$ учитывается теплота плавления.

Для топок с жидким шлакоудалением температура шлака принимается равной температуре нормального жидкого шлакоудаления $t_{\text{н.ш}}$, указываемой в таблице топлив, а при твердом шлакоудалении — равной 600 °С.

При камерном сжигании топлива и твердом шлакоудалении потеря $q_{\text{ф.ш}}$ учитывается только для топлив с большим содержанием золы $\left(A^{\text{п}} > \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{100}\right)$.

В некоторых случаях в котлах имеются потери теплоты на охлаждение различных элементов, не включенных в циркуляционную систему (например, панелей и балок в слоевых топках). Эту потерю, %, определяют по формуле

$$q_{\text{охл}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{Q_{\text{р}}^{\text{р}}} 100, \qquad (2.56)$$

или приближенно

$$q_{\text{охл}} = \frac{0{,}116 H_{\text{охл}}}{B Q_{\text{пол}}} 100, \qquad (2.57)$$

где $H_{\text{охл}}$ — площадь лучевоспринимающей поверхности охлаждаемых деталей, обращенная в топку, м^2; 0,116 — принимаемая плотность теплового потока на охлаждаемые поверхности, МВт/м^2; $BQ_{\text{пол}}$ — количество теплоты, полезно затраченной в котле, МВт; находят по (2.27).

2.8. ПОТЕРЯ ТЕПЛОТЫ ОТ НЕУСТАНОВИВШЕГОСЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ КОТЛА

При неустановившемся тепловом состоянии котла (растопке, переходе на другую, большую нагрузку) возникают дополнительные потери теплоты на нагрев кладки, металла, рабочего вещества. В этом случае в расходной части уравнения теплового баланса (2.12) и (2.20) член $Q_{\text{акк}}$ ($q_{\text{акк}}$) имеет положительное значение, т. е. является потерей теплоты.

При снижении нагрузки, а также при останове котла,

когда теплота, аккумулированная в его элементах, в значительной мере отдается продуктам горения, член $Q_{акк}$ ($q_{акк}$) отрицательный, т. е. может рассматриваться как приходная статья баланса.

Расчеты теплового баланса котла проводят обычно для установившегося теплового состояния, поэтому принимают $Q_{акк}$ ($q_{акк}$) $=0$. При экспериментальном определении составляющих теплового баланса испытание котла проводят также при установившемся тепловом состоянии, для чего перед испытаниями он должен проработать на заданной нагрузке определенное время (см. § 30.2).

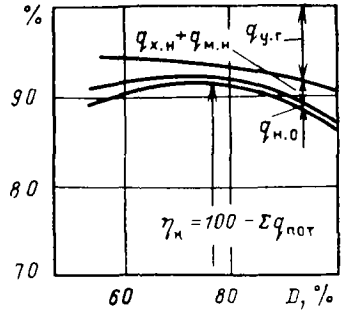


Рис. 2.8. Изменение КПД котла с изменением нагрузки

2.9. ЗАВИСИМОСТЬ КПД КОТЛА ОТ НАГРУЗКИ

Как уже отмечалось, коэффициент использования теплоты топлива — КПД котла наряду с определением его по прямому балансу может быть определен и по обратному балансу с учетом тепловых потерь.

На рис. 2.8 показано изменение $\eta_к$ в зависимости от нагрузки (D, B). Для получения указанной зависимости по оси ординат от 100 % последовательно откладываются и суммируются тепловые потери котла в зависимости от нагрузки. На рисунке показаны потери $q_{у.г}+q_{х.н}+q_{м.н}+q_{н.о}$. Таким образом, получаем

$$\eta_к = 100 - \Sigma q_{пот}.$$

Как это следует из рис. 2.8, значение $\eta_к$ с изменением нагрузки меняется. При определенной нагрузке $\eta_к$ имеет максимальное значение. Работа котла при этой нагрузке наиболее экономична.

2.10. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС КОТЛА

Для оценки эффективности теплотехнических процессов, в том числе и в котлах, все большее применение находят методы, основанные на совместном использовании *первого и второго законов термодинамики*. Это связано

с тем, что обычно применяемая система КПД, базирующаяся на *первом законе термодинамики,* в соответствии с уравнением теплового баланса учитывает лишь *количество* теплоты и не рассматривает ее *качество.* Однако при оценке целесообразности и эффективности использования теплоносителя весьма существен и учет его качества.

Действительно, одинаковая энтальпия продуктов сгорания, например $Q = V_г c_г t_г = 1000$ МВт, может быть получена при температуре газов 50 °С и при температуре 1000 °С, следовательно, при различных количествах газов. Однако ясно, что для практического использования газы, имеющие более высокую температуру, обладают большей ценностью, чем низкотемпературные, несмотря на значительно большее количество последних. По этой же причине окружающая нас среда, обладающая неисчерпаемыми запасами низкопотенциальной теплоты, не имеет практической ценности.

Для термодинамической оценки эффективности котла применим *метод эксергетических балансов.* Под эксергией, как известно, понимают максимальную работу, которая может быть совершена при обратимом переходе какой-либо термодинамической системы из состояния с заданными параметрами в состояние равновесия с окружающей средой.

Работоспособность (эксергия) теплоты Q, МВт, при температуре T, К, может быть определена из соотношения, справедливого для обратимого цикла Карно:

$$L = E_т = Q(1 - T_0/T), \qquad (2.58)$$

где T_0 — абсолютная температура окружающей среды.

Коэффициент $(1-T_0/T)$ учитывает качество теплоты при температуре окружающей среды T_0. При температуре теплоносителя $T = T_0$ эксергия ее равна нулю. Чем выше температура теплоносителя T, тем больше эксергия, тем больше ценность этой теплоты.

Эксергия потока $E_м$, МВт, при условии, что кинетической и потенциальной энергией можно пренебречь, определяется по формуле

$$E_м = H - H_0 - T_0(S - S_0), \qquad (2.59)$$

где H и H_0 — энтальпии потока и окружающей среды; $S-S_0$ — изменение энтропии горячего источника, равное приросту энтропии окружающей среды.

Эксергетический КПД, %, представляет собой отношение полезно усвоенной эксергии к эксергии затраченной

и определяется по формуле

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{E_{\text{пол}}}{E_{\text{затр}}} = \frac{E_{\text{затр}} - E_{\text{пот}}}{E_{\text{затр}}} 100. \qquad (2.60)$$

Эксергетический баланс применительно к котлу дает возможность не только оценить качество полезно затраченной теплоты и всех потерь, найденных из теплового баланса, но и выявить потери, которые в тепловом балансе вообще не находят отражения. Такими потерями, в частности, являются потери из-за необратимости горения топлива, из-за необратимости теплообмена, при смешении.

Потери эксергии вследствие необратимости процесса горения топлива, МВт, можно определить, исходя из равенства

$$E^{\text{гор}} = E_{\text{топ}} + E_{\text{в}} - E_{\text{п.с}}, \qquad (2.61)$$

где $E_{\text{топ}} = eB$; $E_{\text{в}}$; $E_{\text{п с}}$ — соответственно эксергии топлива (химическая и физическая), воздуха и продуктов сгорания. Удельная эксергия топлива e близка по значению к теплоте сгорания топлива, $e \approx Q_{\text{н}}^{\text{р}}$, МДж/кг (или МДж/м³).

Эксергия продуктов сгорания определяется для адиабатной температуры. При подогреве воздуха, идущего для горения топлива, потери эксергии от необратимости горения уменьшаются. Это объясняется бо́льшим повышением эксергии продуктов сгорания $E_{\text{п с}}$ (вследствие повышения температуры горения) по сравнению с повышением эксергии горячего воздуха $E_{\text{в}}$.

Потери эксергии от необратимого теплообмена, МВт, можно определить по формуле

$$E^{\text{т}} = (E_1 - E_2) - (E_4 - E_3) - E_{\text{пот}}^{\text{н.о}}, \qquad (2.62)$$

где E_1 и E_2 — эксергии греющего потока теплоносителя на входе и на выходе рассматриваемого участка; E_4 и E_3— эксергия нагреваемого потока на выходе и на входе рассматриваемого участка; $E_{\text{пот}}^{\text{н.о}} = Q_{\text{н.о}}(1 - T_0/T_{\text{ср}})$ — потери эксергии рассматриваемым участком от наружного охлаждения.

Потери эксергии от смешения потоков с различной температурой (T_1 и T_2), МВт, что имеет место, например, при подсосе воздуха в котел, можно определить по формуле

$$E^{\text{см}} = E_{T_1} + E_{T_2} - E_{\text{см}}, \qquad (2.63)$$

где E_{T_1}, E_{T_2} — эксергии смешивающихся потоков; $E_{см}$ — эксергия потока после смешения.

Для примера рассмотрим тепловой и эксергетический балансы для котла паропроизводительностью $D=230$ т/ч (64 кг/с). Давление пара $p=10$ МПа, перегрев пара до $t_{п.п}=510$ °С, топливо — природный газ с $Q_н^с=35{,}8$ МДж/м³. Расход топлива $B=4{,}87$ м³/с, температура уходящих газов $t_{у.г}=150$ °С, температура холодного воздуха $t_{х.в}=20$ °С.

При определении прихода эксергии с топливом удельная эксергия природного газа принята $e \approx Q_н^с$, МДж/м³. В этом случае эксергия топлива составит

$$E_{топл} = E_{затр} = eB = 35{,}8 \cdot 4{,}87 = 174{,}7 \text{ МВт}.$$

Эксергетический баланс котла приведен в табл. 2.1, где для сравнения дан также его тепловой баланс. При составлении эксергетического баланса использованы зависимости (2.58)—(2.63).

Как следует из табл. 2.1, эксергетический КПД котла, определяемый отношением полезно использованной эксергии (эксергия пара) и затраченной (эксергия топлива), составляет

$$\eta_к^{экс} = \frac{E_{пол}}{E_{затр}} 100 = 46{,}1\%,$$

что значительно ниже коэффициента использования теплоты топлива (90,9 %) по тепловому балансу котла. Такой относительно низкий эксергетический КПД котла обусловлен значительными потерями, возникающими в процессе передачи теплоты от топлива, обладающего химической энергией высокого потенциала, к низкопотенциальному.

Значение потери с уходящими газами по эксергетическому балансу составляет 1,3 вместо 7,2 % по тепловому

Таблица 2.1 **Тепловой и эксергетический балансы котла** ($D=64$ кг/с; $p=10$ МПа; $t_{п.п}=510$ °С)

Статьи	Приход			
	Теплота		Эксергия	
	МВт	%	МВт	%
Топливо	174,7	100	174,7	100
Итого	174,7	100	174,7	100

Продолжение табл. 2.1

Расход				
Статьи	Теплота		Эксергия	
	МВт	%	МВт	%
Передано пару	158,9	90,9	80,5	46,1
Потеря с уходящими газами	12,5	7,2	2,3	1,3
Потеря от химической неполноты сгорания	2,5	1,4	2,6	1,5
Потеря от наружного охлаждения	0,8	0,5	0,6	0,3
Потеря от необратимости горения	—	—	42,3	24,2
Потеря при теплообмене	—	—	42,7	24,5
Потеря с присосом воздуха	—	—	3,7	2,1
Итого	174,7	100	174,7	100

балансу, что объясняется низким температурным потенциалом уходящих газов, а следовательно, и относительно малой их ценностью.

Низкотемпературные потери от наружного охлаждения в эксергетическом и тепловом балансах имеют примерно одинаковые значения (0,3—0,5 %).

Отсутствующие в тепловом балансе котла потери от необратимости горения и потери при теплообмене в эксергетическом балансе имеют значения каждая соответственно 24,2 и 24,5 %. Присосы воздуха в котел определяют потери эксергии 2,1 %.

Эксергетический анализ процесса в котле указывает, например, на пути повышения его термодинамической эффективности. Так, повышение температуры подогрева воздуха вызывает повышение температуры горения, что в свою очередь приводит к снижению потери эксергии при горении. Повышение параметров пара приводит к уменьшению потерь от необратимости теплообмена. При этом эксергетический КПД котла увеличится.

Глава третья

КЛАССИФИКАЦИЯ ТОПОЧНЫХ ПРОЦЕССОВ И ТОПОК ДЛЯ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВ

3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТОПОК И ОБЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССОВ

На промышленных предприятиях получение различных теплоносителей (технологического и энергетического пара, горячей воды, высококипящих жидкостей и др.) осуществляется в котельных установках при сжигании различных органических топлив, а также, как уже отмечалось, при использовании других источников энергии — отходящих технологических газов, экзотермических технологических реакций и др. (см. 1.1).

Сжигание топлива в котлах и в различных технологических аппаратах осуществляется в *топочных устройствах (топках)*. При использовании в качестве источника энергии физической и химической теплоты отходящих газов промышленных печей для подвода к котлу такого теплоносителя применяют различные устройства.

Общая классификация топочных устройств показана на рис. 3.1. По назначению все топки можно разделить на *тепловые, силовые и технологические.* Тепловые топки предназначаются для преобразования химической энергии

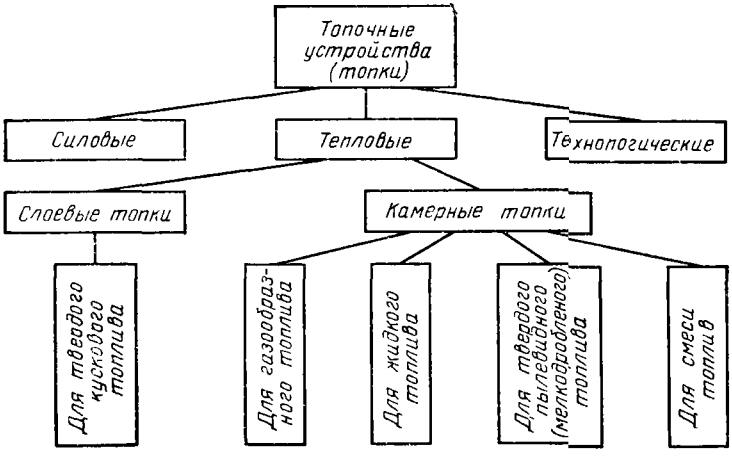


Рис 3.1. Общая классификация топочных устройств

топлива в физическую теплоту высокотемпературных газов для последующей передачи теплоты этих газов через поверхности нагрева нагреваемой среде (воде, пару). Силовые топки служат для получения продуктов сгорания не только с высокой температурой, но и с повышенным давлением. Эти продукты сгорания используются непосредственно для силовых целей в газовых турбинах, соплах реактивных двигателей и т. п. В технологических топках сжигание топлива или протекание экзотермических реакций при переработке сырья совмещается с использованием в элементах котла выделяющейся при этом теплоты В настоящем курсе рассматриваются в основном тепловые топки котлов, а также некоторые непосредственно к ним относящиеся топочные устройства технологического назначения.

Как это показано на рис. 3.1, тепловые топки подразделяют на *слоевые* для сжигания кускового топлива и *камерные* — для сжигания газообразного и жидкого топлива, твердого топлива в пылевидном (мелкодробленом) состоянии, а также для сжигания смеси топлив. Слоевые и камерные топки, в свою очередь, могут быть классифицированы по ряду признаков (см. гл. 6 и гл. 8).

Независимо от схемы организации горения *полное время сгорания* любого топлива в топке $\tau_г$ складывается из времени, необходимого для подвода окислителя к топливу (смесеобразование), $\tau_{см}$, времени нагрева компонентов горения до температуры воспламенения $\tau_н$ и времени, необходимого для протекания самой химической реакции горения, $\tau_х$, т. е.

$$\tau_г = \tau_{см} + \tau_н + \tau_х. \qquad (3.1)$$

Этапы смешения и нагрева являются здесь *физической* стадией процесса $\tau_ф$, а реакции горения — *химической* $\tau_х$.

Если $\tau_ф \ll \tau_х$, то процесс находится, как известно, в кинетической области. Полное время сгорания топлива определяется в этом случае скоростью (кинетикой) химического процесса. Для *кинетической области* $\tau_г \approx \tau_х$.

При $\tau_х \ll \tau_ф$, т. е. когда время транспортировки окислителя к горючему значительно больше времени, необходимого для осуществления собственно химической реакции горения, процесс находится в *диффузионной области*, для которой $\tau_г \approx \tau_ф$.

Если время протекания химической реакции соизмеримо со временем физической стадии ($\tau_х \approx \tau_ф$), то процесс

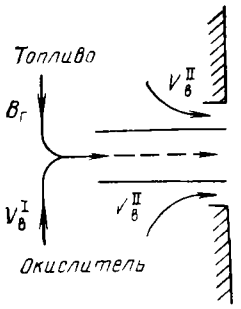


Рис 3 2 Схема подачи в топку газа и окислителя

$B_г$ — подача топлива $V_в^{I}$ — воздух подаваемый совместно с топливом $V_в^{II}$ — воздух подаваемый раздельно

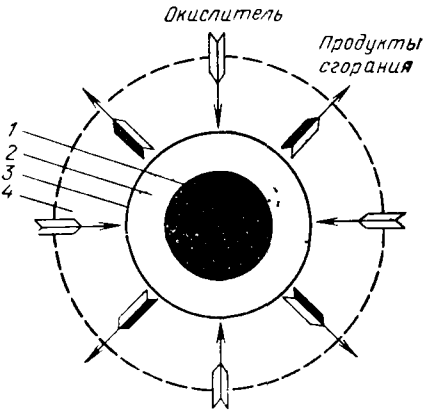


Рис 3 3 Схема горения капли жидкого топлива

1 — жидкость *2* — пары топлива *3* — зона горения *4* — область диффузии окислителя и продуктов сгорания

находится в *промежуточной области* и полное время сгорания топлива $\tau_г$ определяется скоростью наиболее медленного этапа

При сжигании газообразного топлива (см гл 4) физическими стадиями процесса являются образование горючей смеси из газа и окислителя (воздуха) и прогрев ее до температуры воспламенения Горение газовоздушной смеси протекает с достаточно интенсивным тепловыделением, поэтому на прогрев ее до воспламенения требуется незначительное время Кроме того, прогрев часто проходит параллельно с завершением смесеобразования, поэтому он не требует дополнительного времени Таким образом, практически из подготовительных этапов физической стадии определяющим является этап смешения, т е $\tau_ф \approx \tau_{см}$

Время $\tau_{см}$ зависит от способа подачи в топку газа — топлива и окислителя (рис 3 2) При подаче в топку через горелку предварительно перемешанной газовоздушной смеси ($V_в^{I} = V_в$, $V_в^{II} = 0$) имеем $\tau_{см} = 0$ В этом случае имеет место так называемый *кинетический принцип* организации процесса горения топлива. При раздельной подаче в топку горючего газа и окислителя ($V_в^{I} = 0$, $V_в^{II} = V_в$), когда $\tau_{см}$ имеет наибольшее значение, реализуется *диффузионный принцип,* а при подаче в топку частично перемешанной сме-

си ($V_в^I > 0$, $V_в^{II} > 0$) — *смешанный принцип* организации процесса горения газообразного топлива.

При сжигании в камерной топке жидкого топлива (гл. 5) физическими стадиями процесса являются этапы предварительного тонкодисперсного распыления топлива на мелкие капли, прогрев их, испарение и образование горючей смеси. Химической стадией процесса является этап горения этой смеси. Схема горения капли жидкого топлива показана на рис. 3.3.

Процесс горения твердого топлива также состоит из ряда последовательных этапов. В первую очередь происходят *смесеобразование и тепловая подготовка топлива,* включающая подсушку и выделение летучих. Получающиеся при этом горючие газы и коксовый остаток при наличии окислителя далее сгорают с образованием дымовых газов и твердого негорючего остатка — золы. Наиболее длительным оказывается *этап сгорания кокса* — углерода, который является основной горючей составляющей любого твердого топлива. Так, например, для антрацитов содержание углерода на горючую массу составляет 93—95, а для дров и торфа 50—60 %. Поэтому механизм горения твердого топлива в значительной степени определяется горением углерода.

Горение углерода является сложным физико-химическим процессом. В принципе возможны следующие *первичные реакции,* записываемые в результативном виде:

$$C + O_2 = CO_2 + Q_1; \qquad (3.2)$$

$$2C + O_2 = 2CO + Q_2 \; (Q_2 < Q_1), \qquad (3.3)$$

а также *вторичные* химические реакции

$$2CO + O_2 = 2CO_2 + Q_3; \qquad (3.4)$$

$$CO_2 + C = 2CO - Q_4. \qquad (3.5)$$

Реакции (3.2)—(3.4) характеризуют окислительную (кислородную) зону горения, а реакция (3.5) — восстановительную.

При осуществлении топочного процесса стремятся максимально развить *окислительные реакции* с получением продуктов полного сгорания. При газификации топлива стремятся по возможности развивать *восстановительные реакции* с получением продуктов неполного сгорания.

На направление и интенсивность протекания реакций горения существенное влияние, как известно, оказывают физические факторы — *температурный и гидродинамический,* т. е. скорость подвода окислителя и отвода продуктов сгорания от поверхности реагирования. В отличие от горения газового топлива горение твердого топлива (углерода) является *гетерогенным процессом:* горючее и окислитель находятся здесь в различных агрегатных состояниях. Так, в приведенных реакциях

(3.2), (3.3) и (3.5) горючее — твердое вещество, а окислитель — газ. Реакция (3.4) является *гомогенной.*

При гетерогенном горении химической реакции взаимодействия горючего с окислителем должен предшествовать подвод окислителя к поверхности частицы, являющейся поверхностью раздела фаз. В связи с этим скорость процесса горения в целом зависит как от скорости самой химической реакции, протекающей на поверхности реагирования, так и от скорости подвода к ней окислителя. Результативная скорость горения будет определяться скоростью наиболее медленного процесса.

Скорость химической реакции в общем случае зависит от химической природы и концентрации реагирующих веществ, а также от физических факторов — температуры и давления. Для большинства топочных процессов, протекающих при давлении, близком к атмосферному, наиболее существенным физическим фактором является температура. Влияние давления на скорость процесса горения оказывается лишь в специальных установках, работающих под давлением.

При относительно низкой температуре (ниже 900—1000 °С) скорость химической реакции при $\alpha \geqslant 1$ меньше скорости диффузии окислителя к поверхности реагирования. Это означает, что окислитель имеется в достаточном количестве и условия его подвода существенного *значения не имеют, градиент концентрации окислителя на* поверхности реагирования и в окружающей среде здесь мал. При указанных условиях скорость горения в целом определяется кинетикой химической реакции на поверхности (кинетическая область реагирования). Кинетическая область горения показана на рис. 3.4, *а*. С увеличением температуры скорость горения растет экспоненциально пропорционально росту константы скорости химической реакции k, определяемой по уравнению Аррениуса

$$k = k_0 e^{-E/RT}, \qquad (3.6)$$

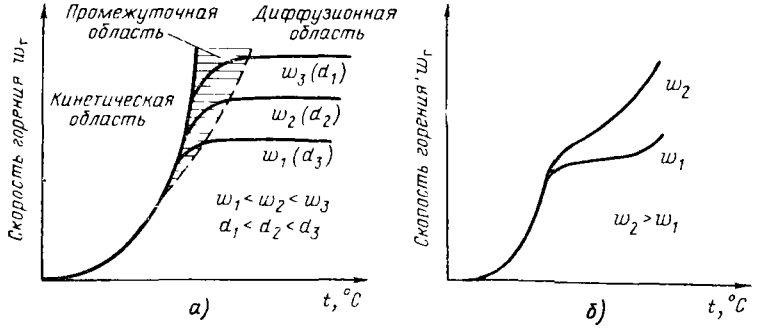


Рис. 3.4. Области реагирования при гетерогенном горении:
а — при некоторых допущениях; *б* — горение реальной частицы

где k_0 — предэкспоненциальный множитель; E — энергия активации; R — универсальная газовая постоянная.

Подобное увеличение скорости горения при повышении температуры длится до тех пор, пока скорость химической реакции не станет соизмеримой со скоростью подвода (диффузии) окислителя к поверхности реагирования. При дальнейшем повышении температуры скорость химической реакции становится настолько значительной, что процесс горения уже лимитируется поступлением окислителя к поверхности реагирования. Весь подведенный окислитель незамедлительно вступает в химическую реакцию с горючим, поэтому на поверхности реагирования концентрация окислителя приближается к нулю. В этом случае скорость горения определяется условиями подвода окислителя, т. е. *гидродинамическими факторами:* относительной скоростью потока и размером частиц (диффузионная область реагирования).

Соотношение кинетической и диффузионной областей реагирования показано на рис. 3.4, *а*. Скорость диффузионного горения растет с увеличением относительной скорости газового потока w и уменьшением размеров частиц d.

Кинетическая и диффузионная области в чистом виде являются предельными областями реагирования. Между ними находится промежуточная область, для которой скорость химической реакции и скорость диффузии окислителя к поверхности реагирования соизмеримы.

При определенных условиях возможно смещение горения из одной области реагирования в другую. Так, уменьшение размеров частичек топлива или увеличение относительной скорости газового потока при неизменной температуре перемещает горение из диффузионной области реагирования в промежуточную или даже кинетическую. Понижение температуры также сдвигает горение в область кинетического реагирования.

В большинстве промышленных топочных устройств процесс горения твердого топлива характеризуется скоростью реакции, лежащей в промежуточной области.

Для установившегося гетерогенного горения количество окислителя, прореагировавшего на поверхности горючего, равняется диффузионному его потоку к этой поверхности. Таким образом, скорость горения $w_г$, кг/(м²·с), выраженную через скорость химической реакции и диффузионный поток реагирующего газа, представляют выражением

$$w_г = kC_п = \alpha_{диф}(C - C_п), \qquad (3.7)$$

где k — константа скорости химической реакции, м/с; C и $C_п$ — концентрации окислителя в потоке и на поверхности реагирования; $\alpha_{диф}$ — константа скорости диффузии (коэффициент массообмена), м/с.

Константа скорости химической реакции k зависит от температуры и определяется по закону Аррениуса. Константа скорости диффузии

$\alpha_{диф}$, м/с, входит в соотношение

$$Nu_{диф} = \alpha_{диф} d/D, \tag{3.8}$$

где $Nu_{диф}$ — число Нуссельта для диффузионного потока; D — коэффициент диффузии, м^2/с; d — характерный размер обтекаемого тела, м.

Константа скорости диффузии $\alpha_{диф}$ изменяется почти пропорционально относительной линейной скорости газового потока и обратно пропорционально, но в значительно меньшей степени, изменению размера частиц.

Из уравнения (3.7) имеем

$$w_г = \frac{C}{1/k + 1/\alpha_{диф}} = k_р C, \tag{3.9}$$

причем

$$k_р = \frac{1}{1/k + 1/\alpha_{диф}}, \tag{3.10}$$

где $k_р$ — результирующая константа скорости процесса, учитывающая физико-химические условия реагирования.

Величины $1/\alpha_{диф}$ и $1/k$ представляют собой соответственно физическое и химическое сопротивления процессу горения. При $1/k \gg 1/\alpha_{диф}$ процесс идет в кинетической области реагирования, где $k_р \approx k$, а при $1/\alpha_{диф} \gg 1/k$ — в диффузионной, где $k_р \approx \alpha_{диф}$.

В промежуточной области физическое и химическое сопротивления процессу горения соизмеримы. Поэтому результирующую константу скорости процесса $k_р$ определяют по формуле (3.10) с учетом физического и химического сопротивлений.

При рассмотренном здесь анализе гетерогенного горения твердого топлива принят ряд допущений. Так, предполагается, что химическая реакция протекает только на поверхности частицы и концентрация окислителя по всей поверхности одинакова. Предполагается также, что в результате реакции образуются только конечные продукты горения, а вторичные реакции отсутствуют.

Горение реальной углеродной частицы (кокса) происходит в более сложных условиях. Каждая частица кокса обладает определенной пористостью, поэтому химическая реакция в принципе возможна не только на поверхности, но и в порах, т. е. в объеме частицы. Наиболее вероятно реагирование внутри частицы тогда, когда процесс горения протекает в кинетической области, т. е. при низкой температуре. В этом случае концентрация окислителя у поверхности частицы достаточно велика и близка к концентрации окислителя в потоке. Избыток окислителя может поэтому легко диффундировать в поры, вызывая горения и внутри частицы. При высокой температуре, когда концентрация окислителя вблизи поверхности стремится к нулю и условия проникновения

его в поры ухудшены, горение можно рассматривать как чисто поверхностное.

При горении углеродной частицы концентрация окислителя может распределяться по поверхности неравномерно. Сравнительно равномерное распределение окислителя по поверхности имеет место лишь при малой относительной скорости потока и ламинарном режиме движения. При скорости более 1—2 м/с выгорание частицы происходит неравномерно: интенсивно с лобовой стороны и малозаметно в тыльной части.

Процесс горения реальной углеродной частицы осложнен также образованием и горением CO вблизи реакционной поверхности, а также восстановлением CO_2 на раскаленной поверхности углерода. При этом с повышением температуры реакция $CO_2+C \rightleftarrows 2\,CO$, как известно, сдвигается в сторону образования CO.

Характер горения реальной углеродной частицы в зависимости от температуры и интенсивности ее обдувания показан на рис. 3.4, *б*. При температуре до 900—1000 °C процесс реагирования протекает в кинетической области, как и на графике на рис. 3.4, *а*. Здесь скорость горения с повышением температуры интенсивно возрастает. При дальнейшем повышении температуры наблюдается замедление увеличения скорости процесса, особенно при малых значениях скорости обдувания, и горение переходит в диффузионную область. Однако при температуре выше 1300—1400 °C скорость реагирования вновь начинает увеличиваться, что объясняется восстановлением углекислоты на поверхности раскаленного углерода.

Горение натурального твердого топлива отличается от горения чистого углерода наличием стадии тепловой подготовки топлива перед горением, а также наличием в нем негорючей части — золы. В период тепловой подготовки происходит прогрев частицы, испарение влаги и выделение летучих. Эти процессы эндотермические и требуют подвода теплоты. Влага из топлива удаляется при температуре около 100 °C. Образующийся водяной пар увеличивает объем продуктов сгорания и снижает температуру горения.

После подсушки топлива начинается *выделение летучих*. Температура начала выхода летучих зависит от химического возраста топлива. Так, выход летучих торфа начинается при температуре 100—110 °C, бурого угля — около 150—170 °C, газового угля — при 210 °C, тощих углей и антрацита — при 380—400 °C. Наибольшее количество летучих выделяется в интервале изменений температуры 200—400 °C и продолжается до температуры 1000—1100 °C и выше. Состав летучих также зависит от химического возраста топлива. Летучие антрациты состоят в основном из инертных компонентов — влаги и углекислоты. У молодых углей в состав летучих входят также различные горючие газы: H_2, CO, H_2S, CH_4 и другие углеводороды.

Летучие оказывают влияние на горение твердого остатка — кокса.

Горючие летучие после смешения с окислителем воспламеняются первыми, и горение их вблизи частиц кокса способствует прогреву частиц и дальнейшему выделению летучих. Доступ окислителя к поверхности частиц кокса в связи с горением летучих, однако, несколько затрудняется.

Горение коксового остатка начинается обычно после выгорания значительной части летучих. В дальнейшем фазы горения летучих и коксового остатка несколько перекрывают друг друга. Период горения летучих составляет примерно около 10 % общего времени горения частицы.

Существенное влияние на процесс горения оказывает негорючая часть топлива — зола. Зола, так же как и влага топлива, снижает теплоту сгорания $Q_н^р$. Однако на температуру горения зольность топлива практически не влияет. Содержание золы уменьшает горючую часть топлива, что соответственно уменьшает и выход продуктов горения. Вместе с тем зола, особенно при значительном ее количестве (более 30—35 %), затрудняет диффузию окислителя к горючему.

Если температура процесса горения превышает температуру плавления золы, частицы горючего ошлаковываются, что еще больше затрудняет доступ окислителя к поверхности реагирования. Наличие золы и шлакование при горении топлива существенно усложняют эксплуатацию котельной установки.

Более подробно вопросы тепловой подготовки топлива и обеспечение бесшлаковой работы излагаются при рассмотрении топочных устройств для слоевого и камерного сжигания углей (см. гл. 6 и 8).

Принципиальные схемы организации сжигания твердого топлива в котлах в плотном и кипящем слое, в факельном прямоточном и вихревом процессах показаны на рис. 3.5. В основу указанной классификации положены признаки аэродинамического характера, наиболее важные потому, что ими определяется подвод окислителя к реагирующей поверхности, что в наибольшей мере влияет на удельную производительность и экономичность топочного процесса.

Сжигание в плотном фильтрующем слое. При слоевом процессе свободно лежащее на решетке топливо продувается снизу воздухом (рис. 3.5, *а*). Скорость газовоздушного потока в слое такова, что устойчивость слоя не нарушается. Для обеспечения этого необходимо, чтобы сила тяжести топливных частиц была больше создаваемой газовым потоком подъемной силы (см. § 6.3).

Аэродинамической характеристикой слоевого процесса является неравенство

$$G_ч > CF\frac{w_c^n}{2}\rho_д, \qquad (3.11)$$

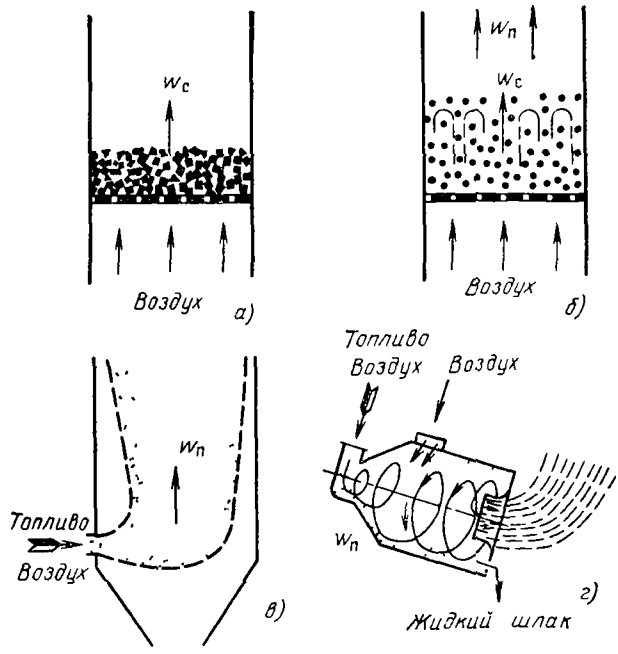


Рис 3 5 Схемы организации сжигания твердого топлива
а — в плотном фильтрующем слое *б* — в кипящем слое, *в* — факельный прямоточный процесс, *г* — вихревой (циклонный) процесс

где $G_ч$ — сила тяжести частицы, равная для шара $\frac{\pi d_ч^3}{6}\rho_ч g$; w_c — действительная скорость потока в слое, м/с; $\rho_ч$, $\rho_п$ — соответственно плотность частицы топлива и газового потока в слое, кг/м^3, $d_ч$ — диаметр частицы, м, F — миделево сечение частицы, м^2, C — коэффициент сопротивления при внешнем обтекании частицы, зависящий от числа Рейнольдса При $n=f(\mathrm{Re})$ в выражении (3 11) $n=2$.

Для повышения устойчивости слоя и уменьшения потери с уносом было бы целесообразно увеличение размеров топливных частиц Однако это приведет к уменьшению относительной площади поверхности реагирования и снижению скорости сгорания топлива На практике в слоевых топках сжигают твердое топливо с частицами 20—30 мм и более

При слоевом процессе количество горящего топлива на решетке составляет около 700—1000 кг на 1 м^3 объема слоя.

Значительный запас топлива на решетке, часто вполне соизмеримый с часовым его расходом, определяет как большую тепловую инерцию, так и устойчивость слоевого процесса.

Для горящего слоя характерны высокая температура, а также преобладание в нем крупных частиц, поэтому процесс горения в слоевых топках находится преимущественно в диффузионной области, где скорость горения определяется скоростью подвода окислителя, т. е. скоростью обтекания частиц воздушным потоком. Поэтому, несмотря на значительную тепловую инерцию слоевых топок, удается регулировать их нагрузку в первую очередь изменением количества подаваемого воздуха.

Процесс в кипящем слое. При увеличении скорости дутья создаваемая потоком подъемная сила может достигнуть значения, равного силе тяжести частиц, и устойчивость частиц в слое нарушается; соответствующая этому скорость дутья называется *критической*. С дальнейшим увеличением интенсивности дутья начинается *«кипение»* слоя (рис. 3.5, *б*), состоящее в том, что основная масса топливных частиц поднимается над решеткой и совершает возвратно-поступательное движение вверх и вниз; при этом происходит интенсивное перемешивание топлива с окислителем.

В кипящем слое скорость дутья превышает предел устойчивости плотного слоя, однако средняя скорость газа в топке над слоем далека от скорости витания основной массы частиц, т. е. скорости, при которой частицы оказываются взвешенными в потоке (см. § 6.4).

По сравнению с исходным (плотным) слоем при кипении слой увеличивается в объеме в 1,5—2 раза. В 1 м^3 кипящего слоя одновременно находится и реагирует около 400—600 кг топлива. Частицы топлива совершают в слое возвратно-поступательные движения до тех пор, пока их масса не уменьшится настолько, что они выносятся из слоя газовым потоком и догорают в потоке газов над слоем.

Аэродинамической характеристикой кипящего слоя является выражение

$$CF\frac{w_{\text{с}}^n}{2}\rho_{\text{п}} \geqslant G_{\text{ч}} > CF\frac{w_{\text{п}}^n}{2}\rho_{\text{п}}, \qquad (3.12)$$

где $w_{\text{с}}$ — действительная скорость потока в слое, м/с; $w_{\text{п}}$ — действительная скорость потока над слоем, м/с. При этом $w_{\text{п}} < w_{\text{с}}$.

На практике процессы в кипящем слое осуществляются

для материалов с возможно более равномерным составом мелких частиц. Топки с кипящим слоем применяют для котлов малой и средней мощности. Широкое применение они находят также при обжиге различных серосодержащих материалов (колчедана, медной и цинковой руд и др.).

Факельный прямоточный процесс. При скорости газового потока в топочной камере, превышающей скорость витания частиц, последние оказываются взвешенными в газовоздушном потоке и вместе с ним начинают перемещаться, сгорая в полете в пределах топочной камеры (рис. 3.5, *в*). Такой топочный процесс называют *факельным*. Так как время пребывания газа в топочной камере весьма ограничено, то для обеспечения выгорания за короткое время применяют топливо, измельченное до пылевидного состояния (размер пылинок — десятки микрометров).

Аэродинамической характеристикой факельного процесса со взвешенными в газовом потоке мельчайшими частицами топлива является закон Стокса

$$G_{ч} = 3\pi d_{ч} \mu w_{п}, \qquad (3.13)$$

где $d_{ч}$ — диаметр частицы, м; μ — динамическая вязкость газовой среды, Н·с/м^2; $w_{п}$ — скорость потока в камере, м/с.

Закону Стокса подчиняются частицы размельченного топлива при значении числа Рейнольдса $Re \leqslant 1$.

Измельчение топлива при факельном процессе горения увеличивает площадь поверхности реагирования и облегчает транспорт топливных частиц по топочному объему Вместе с тем относительная скорость пылинок в газовом потоке здесь ничтожно мала, что ухудшает условия горения топлива.

В отличие от процессов с плотным и кипящим слоем при факельном прямоточном процессе в топочной камере находится и одновременно сгорает ничтожное количество твердого топлива — всего около 20—30 г на 1 м^3 объема. В связи с этим факельный процесс весьма чувствителен к различным нарушениям теплового режима (см. § 8.5 и 8.6).

Факельным процессом осуществляется также сжигание газообразного и жидкого топлив. Газообразное топливо поступает в камеру вместе с воздухом (или раздельно) через специальное устройство — горелку. При прохождении через топочную камеру газовоздушная смесь сгорает. Жидкое топливо поступает в топку через форсунки в пульверизованном виде. Мельчайшие его капельки испаряются, смешиваясь в топке с воздухом, и сгорают в полете.

Вихревой (циклонный) процесс. При циклонном топочном процессе (рис. 3.5, *г*) транспорт частиц твердого топлива, как и при факельном процессе, осуществляется газовоздушным потоком. Скорость несущего потока здесь значительно больше критической (см. § 8.6).

Аэродинамической характеристикой циклонного процесса является неравенство

$$G_{\text{ч}} < CF \frac{w_{\text{п}}^n}{2} \rho_{\text{п}}. \qquad (3.14)$$

При циклонном процессе в отличие от факельного частица циркулирует по организованному обтекаемому контуру столько, сколько необходимо для ее сгорания, или выносится в камеру догорания. Циркуляция газового потока в циклонной топке сопровождается организацией на внутренней ее поверхности за счет центробежных сил подвижного уплотненного слоя, подверженного интенсивному обдуванию. В результате имеют место интенсивное выгорание частиц топлива (кокса), а также весьма эффективная сепарация жидкого шлака. В циклонной камере улавливается 80—95 % золы топлива. При циклонном процессе время пребывания и интенсивность обдувания частицы газовоздушным потоком увеличены, поэтому здесь могут быть использованы более крупные частицы (2—5 мм). Применение для горения более крупных частиц топлива приводит к снижению расхода энергии на его размол.

Количество одновременно горящего топлива при циклонном процессе в топке меньше, чем при слоевом, однако больше, чем при факельном. Это придает относительно большую устойчивость циклонному процессу по сравнению с факельным при переменном режиме работы установки.

В циклонной камере может быть осуществлено также сжигание газообразного и жидкого топлив. Газообразное топливо подается в циклонную камеру вместе с воздухом (возможна и раздельная подача) и интенсивно сгорает в циклонном потоке. Жидкое топливо через форсунки подается в циклонную камеру в пульверизированном виде, испаряется, перемешивается с воздухом и интенсивно выгорает.

Для оценки возможностей и пределов интенсификации горения твердого топлива для различных процессов можно воспользоваться выражением для скорости выгорания углерода, кг/(м³·с),

$$\frac{dC}{d\tau} = k_{\text{р}} C S_V, \qquad (3.15)$$

где $k_р$ — результирующая константа скорости реакции, м/с; C — концентрация окислителя, кг/м^3; S_V — относительная поверхность топлива в единице объема топки, занятого горящим топливом, м^2/м^3.

Величина S_V зависит от массовой концентрации топлива в объеме топки, кг/м^3, и удельной площади поверхности топлива, т. е. от степени его размола, м^2/кг.

Наибольшего значения S_V достигает при слоевом процессе. Так, в 1 м^3 слоя при крупности частиц 20 мм общая площадь поверхности топлива составляет 150 м^2, а в 1 м^3 объема топки при факельном процессе при средней крупности частиц 40 мкм и концентрации топлива 20—40 г/м^3 общая площадь поверхности топлива составляет всего 1,5—3 м^2.

Результирующая константа скорости реакции $k_р$ зависит от температурного уровня процесса и относительной скорости потока. Для слоевого процесса, когда неподвижная частица обдувается воздухом, значение $w_{отн}$ составляет 1—2 м/с. Пределом повышения скорости горения путем увеличения интенсивности дутья для слоевого процесса является нарушение устойчивости слоя. Для факельного процесса, где частицы взвешены в газовом потоке, величина $w_{отн}$ наименьшая и приближается к нулю.

Чрезмерное повышение температуры при слоевом процессе вызывает шлакование слоя плавящейся золой, что затрудняет эксплуатацию топки и увеличивает потерю теплоты от недожога топлива. При факельном процессе повышение температуры в топочной камере ограничивается опасностью шлакования (заноса) поверхостей нагрева на выходе из топки.

Таким образом, интенсификация выгорания углерода в топочной камере связана с повышением результирующей константы скорости реакции $k_р$, которая зависит от температурного уровня процесса и размеров сжигаемых частиц, а также с повышением концентрации окислителя у поверхности реагирования C и площади реакционной поверхности топлива в единице объема топки S_V.

Если источником энергии для котлов на промышленном предприятии являются *отходящие газы* промышленных печей, то, как уже отмечалось, для подвода греющего теплоносителя к поверхности нагрева котла (котла-утилизатора) применяются различные устройства. Классификация таких устройств для подвода греющего теплоносителя дана на рис. 3.6. Используются как низкотемпературные (меньше

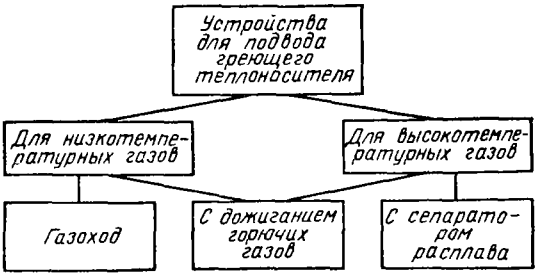


Рис. 3 6 Классификация камер для подвода греющего теплоносителя

600—800 °С), так и высокотемпературные (больше 900—1100 °С) газы. В ряде случаев отходящие газы промышленных печей содержат горючие составляющие — CO, H_2 и др. Высокотемпературные отходящие газы могут содержать мелкодисперсный расплавленный вынос. В этом случае в устройствах для подачи греющего теплоносителя организуется дожиг горючих компонентов, а также улавливание технологического выноса.

3.2. ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

К современным топочным устройствам котлов предъявляется ряд требований: топочное устройство должно обеспечить заданную тепловую мощность установки с получением теплоносителя требуемых параметров; оно должно быть надежным в условиях длительной эксплуатации, безопасным и простым в обслуживании; при работе топки сгорание топлива должно быть по возможности более полным с минимальными потерями от химической и механической неполноты сгорания; должна иметься возможность изменения нагрузки котла в достаточно широком диапазоне; топка должна иметь относительно небольшой расход энергии на собственные нужды; должна быть предусмотрена возможность применения резервного топлива.

Основными показателями топочного устройства являются:

1) пригодность для сжигания данного топлива;

2) тепловая производительность, МВт,

$$Q = B_р Q^р_р; \qquad (3.16)$$

3) коэффициент избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_т$;

4) потеря теплоты от химической неполноты сгорания $q_{х.н}$, %;

5) потеря теплоты от механической неполноты сгорания $q_{м.н}$, %;

6) видимая объемная плотность тепловыделения в топке q_V, МВт/м^3, характеризующая возможность сжигания в единице объема топки топлива $B_р$, кг/с (или м^3/с), при располагаемой теплоте $Q^р_р$, МДж/кг (или МДж/м^3), с минимально допустимыми значениями $q_{х.н}$ и $q_{м.н}$:

$$q_V = B_р Q^р_р / V_т; \qquad (3.17)$$

7) видимая плотность теплового потока зеркала горения (для слоевых топок) q_R, МВт/м^2, характеризующая возможность сжигания на решетке площадью R, м^2, топлива в количестве $B_р$, кг/с, с теплотой сгорания $Q^р_н$, МДж/кг, при минимально допустимых значениях $q_{х.н}$ и $q_{м.н}$:

$$q_R = B_р Q^р_н / R; \qquad (3.18)$$

8) видимая плотность теплового потока, МВт/м^2, через сечение топки площадью $F_т$

$$q_F = B_р Q^р_р / F_т; \qquad (3.19)$$

9) доля золы, уносимой газами из топки, $a_{ун}$;

10) необходимое давление воздуха перед топкой p, Па;

11) температура дутьевого воздуха $t_в$, °С.

Большинство из приводимых показателей относится к камерным топкам, некоторые характерны лишь для твердого топлива ($a_{ун}$), другие — только для слоевого его сжигания (q_R) и т. п. До рассмотрения особенностей и оптимальных схем сжигания различных топлив отметим, что выбор соответствующих характеристик топочного устройства связан с качеством сжигаемого топлива и принятым способом его сжигания. Рекомендуемые характеристики для различных топочных устройств и топлив см. в [1].

Рассмотрение топочных устройств для сжигания топлив начнем с относительно более простого случая сжигания газообразного топлива. Сжигание газообразного топлива не осложнено, как у твердого топлива, наличием значительного балласта (золы и влаги) и выделением летучих или необходимостью предварительного испарения, как у пульверизированного жидкого топлива. Более того, горение газов, полученных в результате тепловой подготовки исходного топлива, является завершающим этапом сжигания твердого и жидкого топлив.

Глава четвертая

СЖИГАНИЕ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА

4.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Основными горючими составляющими большинства газообразных топлив являются оксид углерода CO, водород H_2, метан CH_4 и — значительно реже — высокомолекулярные углеводороды C_mH_n.

При расчетах горения газообразного топлива обычно используют результативные реакции соединения горючих составляющих топлива и окислителя, приведенные в гл. 1. Эти реакции дают представление только о конечных результатах сгорания отдельных составляющих топлива, не отражая фактического хода процесса горения. В действительности механизм горения газа более сложен и характеризуется наличием ряда *промежуточных химических преобразований,* протекающих в определенных физических условиях. Напомним, что горение основных составляющих газов протекает по *разветвленным цепным реакциям.*

Суммарная скорость реакции горения водорода определяется зависимостью, характерной для реакции $H+O_2 \rightarrow OH+O$, протекающей медленнее других:

$$w = kC_H C_{O_2}, \tag{4.1}$$

где C_H, C_{O_2} — концентрации атомарного водорода и молекулярного кислорода; k — константа скорости химической реакции.

Скорость реакции горения оксида углерода выражается зависимостью

$$w = kC_{CO} C_{H_2O}, \tag{4.2}$$

где C_{CO} — концентрация CO в зоне реагирования; C_{H_2O} — начальная концентрация водяных паров в смеси.

Скорость реакции цепного горения метана CH_4 и других углеводородов также зависит от концентрации в зоне реагирования атомарного водорода, кислорода и водяных паров.

При расчетах горения газов расход воздуха определяют по формулам (1.22) и (1.23); выход продуктов сгорания — по (1.35) — (1.40), а теплоту сгорания топлива — по (1.7).

Полнота, интенсивность и устойчивость горения газов в первую очередь зависят от *физических* факторов — температуры и условий смешения горючего с окислителем. По-

вышение температуры газовоздушной смеси согласно закону Аррениуса вызывает увеличение скорости реакции и определяет тепловыделение, пропорциональное величине $e^{-E/RT}$. Если теплопотери зоны горения, связанные с теплообменом с окружающей средой, превышают тепловыделение, то горение невозможно. Для отдельных горючих газов и газообразных топлив имеется *температура воспламенения,* существенно зависящая от условий протекания процесса (теплоотдачи). Температура воспламенения водорода составляет 410—630, оксида углерода 610—660, метана 630—790 °С. Температура воспламенения природного и доменного газов около 530 °С.

Газовоздушные (газокислородные) смеси при некоторых соотношениях газа и окислителя не горят. Для каждого конкретного горючего газа имеется *нижний и верхний концентрационные пределы* распространения пламени, зависящие от ряда факторов (температуры, давления, содержания примесей и т. п.). Для H_2 в газовоздушной смеси они равны соответственно 4 и 74,2 %; для CO — 12,5 и 74,2 %, для CH_4 — 5 и 15 % (при температуре 20 °С).

Обогащение воздуха кислородом, используемым для горения газа, расширяет концентрационные пределы воспламенения. Так, для водорода в смеси с кислородом пределы воспламенения 4,65—93,9, для оксида углерода — 15,5—93,9, для метана — 5,4 — 59,2 %.

Для некоторых газообразных топлив нижний и верхний концентрационные пределы воспламенения в смеси с воздухом примерно таковы: природный газ — 4 и 14; доменный газ — 46 и 68; генераторный газ — 20 и 74; коксовый газ — 5 и 30 %.

Повышение температуры смеси расширяет концентрационные пределы воспламенения и увеличивает скорость распространения пламени.

Влияние температуры на процесс воспламенения и интенсивность горения газов дает возможность сделать следующие практические выводы:

1) температура в топке котла должна быть выше температуры воспламенения горючей смеси, в противном случае горение будет неустойчивым;

2) предварительный нагрев горючей смеси (компонентов горения) ускоряет зажигание и интенсифицирует процесс горения.

На интенсивность и полноту горения, а также на характеристику факела (размеры, светимость, температурный уровень) первостепенное влияние оказывает *фактор смешения* газового топлива с окислителем. При недостаточном перемешивании горючего газа с воздухом окислительные реакции тормозятся. При этом возможно появление

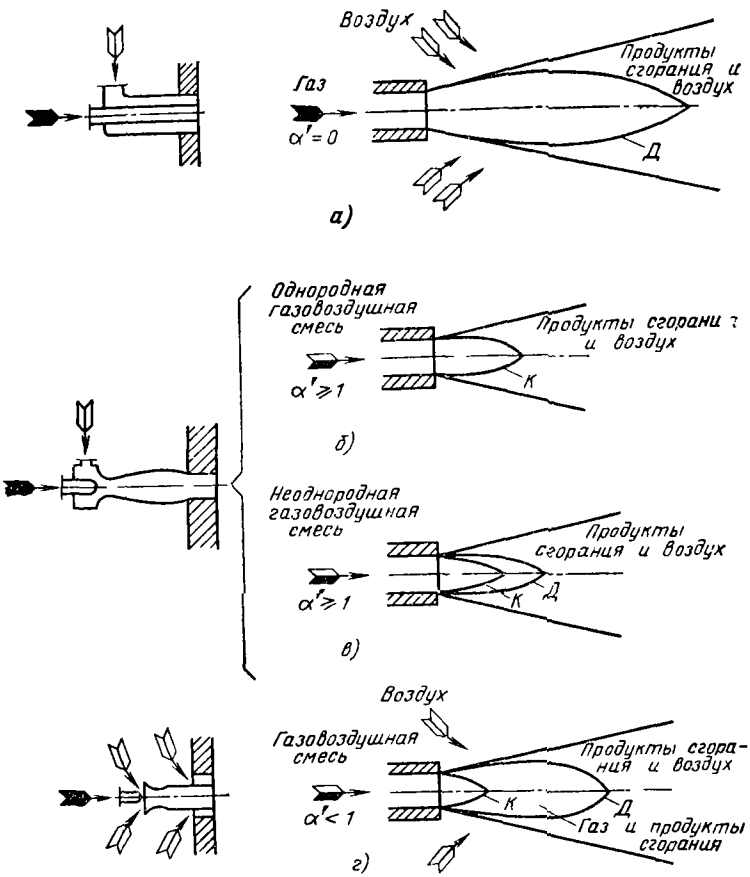


Рис. 4.1. Принципы организации сжигания газового топлива:

а — без предварительного смешения газа и окислителя, *б* — с полным предварительным смешением с образованием однородной смеси, *в* — с неполным предварительным смешением без образования однородной смеси, *г* — с частичным предварительным смешением с недостатком окислителя, *К* — фронт кинетического горения, *Д* — фронт диффузионного горения

продуктов неполного горения (химический недожог), а при сжигании углеводородистых газов также и продуктов их термического разложения. Устранение химической неполноты горения при плохом перемешивании требует увеличения коэффициента избытка воздуха в топке $\alpha_т$, что приводит к увеличению потери теплоты с уходящими газами.

В зависимости от способа подачи в топочную камеру

газов и воздуха (окислителя) и условий их смешения различают следующие варианты *организации процесса горения* (рис. 4.1): с внешним (после горелки) смешением газа и воздуха (рис. 4.1, *а*), условно называемым диффузионным принципом горения; с полным предварительным (в горелке) смешением с образованием однородной смеси (рис. 4.1, *б*), условно называемым кинетическим принципом горения; с неполным предварительным смешением без образования однородной смеси (рис. 4.1, *в*) и с частичным предварительным смешением с образованием однородной смеси, но с недостатком окислителя в начальной смеси (рис. 4.1, *г*); последние два случая организации процесса горения газа относятся к смешанному диффузионно-кинетическому принципу горения.

В зависимости от относительного содержания так называемого первичного воздуха в начальной хорошо перемешанной газовоздушной смеси $\alpha = V_{см}/V_в^0$ (отношение количества воздуха в смеси к теоретически необходимому для горения) можно осуществить сжигание по одной из указанных схем. Так, при $\alpha = 0$ имеет место диффузионное, при $\alpha \geqslant 1$ — кинетическое, а при $\alpha < 1$ — смешанное диффузионно-кинетическое горение. Смешанное горение происходит и при $\alpha > 1$, но при недостаточно эффективном перемешивании.

Содержание воздуха в исходной газовоздушной смеси оказывает существенное влияние на *пределы устойчивости работы горелки*. Нормальная ее работа характеризуется устойчивым факелом, стабилизировавшимся в определенном объеме и не изменяющим своего пространственного расположения. Неустойчивая работа горелки связана с возможными явлениями *пульсационного затягивания* (*проскоком*) *пламени* в горелку или, наоборот, *с отрывом пламени*.

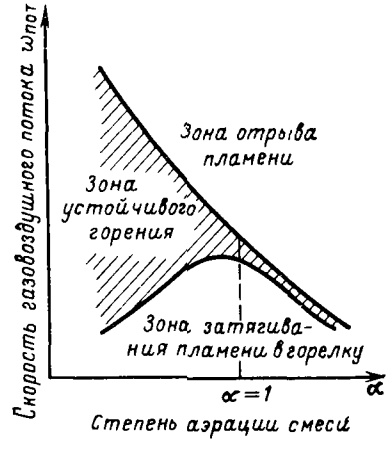


Рис. 4.2. Кривые устойчивости пламени

На рис. 4.2 показаны примерные границы устойчивости пламени в за-

висимости от α и скорости газовоздушной смеси на выходе из горелки. Нижний предел устойчивого горения изменяется по кривой, напоминающей кривую изменения скорости горения в зависимости от концентрации газовоздушной смеси. Верхний предел устойчивого горения с увеличением α круто снижается. Таким образом, горение оказывается устойчивым в широком диапазоне скоростей лишь при малом количестве первичного воздуха в исходной горючей смеси. Устойчивость горения в этом случае связана с хорошим источником воспламенения — диффузионным факелом, возникающим в камере при горении газа за счет вторичного воздуха.

С увеличением α пределы устойчивого горения сокращаются, так как влияние диффузионного фронта воспламенения уменьшается. При $\alpha = 1$ диффузионное горение вообще отсутствует и горение смеси устойчиво лишь в весьма узких пределах. Чтобы в этих условиях предотвратить отрыв пламени от горелки, стремятся повысить температурный уровень в зоне горения для обеспечения непрерывного воспламенения газовоздушной смеси. Последнее, например, решается путем установки керамических туннелей между горелкой и топкой, а также путем осуществления мероприятий, обеспечивающих подсос раскаленных продуктов горения к корню факела. С увеличением диаметра горелки увеличивается возможность проскока пламени в горелку.

В зависимости от организации процесса сжигание газа может осуществляться в *коротком* или *длинном факеле*. Если газ и окислитель подаются в топочную камеру раздельно, то сгорание газа может происходить в растянутом факеле по мере смешения газа с воздухом. Факел при этом часто получается светящимся (при сжигании газа с большим содержанием C_mH_n и местном недостатке воздуха). При сжигании предварительно приготовленной газовоздушной смеси факел получается коротким, несветящимся. При этом значительно повышается полнота горения и уменьшается потребный избыток воздуха.

Процесс смешения горючего с окислителем оказывает, таким образом, определяющее влияние на характер горения газов.

Перемешивание параллельных потоков газа и окислителя улучшается при увеличении их относительной скорости; большой эффект на процесс смешения оказывает подача потоков под углом друг к другу; условия смесеобразования существенно улучшаются при дроблении смешива-

ющихся потоков на отдельные струи, что широко используется в газовых горелках; перемешивание улучшается, если смешивающиеся потоки встречают на своем пути преграду в виде стенки, плохо обтекаемого тела или суживающегося сечения (канала); перемешивание также улучшается при применении так называемого «острого» дутья, т. е. при вводе с большой скоростью дополнительных струй воздуха, турбулизирующих основной поток.

Из изложенного следует, что *условиями рационального сжигания* газообразного топлива являются:

1) хорошее (желательно предварительное, до топки) перемешивание газа с окислителем;

2) повышение температурного уровня процесса, что достигается подогревом компонентов горения, а также снижением (в определенных пределах) коэффициента избытка воздуха, приводящими к увеличению скорости распространения пламени;

3) создание хороших очагов воспламенения и стабилизации горения, что достигается подсасыванием в корень факела горячих продуктов горения и воздействием раскаленной обмуровки на факел;

4) увеличение поверхности фронта горения, что достигается турбулизацией факела и делением газовоздушной струи на ряд мелких потоков.

4.2. ТОПКИ, КЛАССИФИКАЦИЯ ГОРЕЛОК ДЛЯ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА

Газообразное топливо сжигается в камерных топках. Если сжигаются только газы (или вместе с жидким топливом), камера может иметь очертания, показанные на рис. 4.3, *а*. При сжигании газа совместно с угольной пылью в нижней части топочной камеры предусматривается воронка для удаления твердых очаговых остатков, выпадающих из горящего факела (рис. 4.3, *б*).

В топочную камеру газ и окислитель подаются через *горелки*. Назначением горелки, кроме ввода в топку необходимых для достижения заданной производительности агрегата количеств газа и окислителя, является организация смесеобразования и создание у ее устья устойчивого фронта воспламенения для зажигания выходящей из горелки газовой смеси.

Для сжигания газов применяется большое число различных типов горелок, отличающихся как по принципу ра-

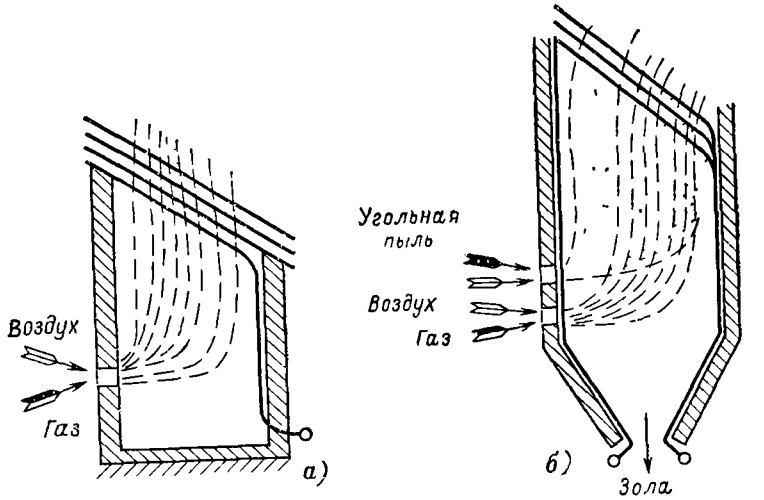


Рис 4 3 Схемы топочных камер для сжигания газа
а — при сжигании газа или газа совместно с жидким топливом *б* — при сжигании газа и угольной пыли

боты, так и по конструктивному оформлению. Существующий парк промышленных горелочных устройств имеет в настоящее время более 1,5 млн единиц не менее 250 типов.

По *способу организации перемешивания компонентов горения* горелки можно разделить на горелки *без предварительного смешения,* горелки *с полным предварительным смешением,* горелки *с неполным предварительным смешением* и горелки *с частичным предварительным смешением.*

Горелки без предварительного смешения и с частичным предварительным смешением, а также горелки с неполным предварительным смешением при сжигании газов, содержащих углеводороды, дают растянутый видимый светящийся факел Более длинный факел характерен для горелок без предварительного смешения. Горелки, дающие при работе видимый факел, называют *факельными* Горелки с полным предварительным смешением газа и окислителя дают очень короткий невидимый факел. Такие горелки условно называют *беспламенными.*

Горелки иногда классифицируют и по другим признакам Так, *по способу подачи воздуха* горелки делят на две группы *с принудительной подачей воздуха* от вентилятора *и с подачей воздуха путем эжектирования его газовой струей или за счет разрежения в топке.* В свою очередь горел-

ки с принудительной подачей воздуха от вентилятора (дутьевые горелки) по характеру истекающих потоков делятся на *прямоточные и вихревые*. В прямоточных горелках структура факела зависит от формы устья горелки, которая может быть прямоугольной, щелевой или круглой. Вихревые горелки могут быть с простым тангенциальным, с улиточным тангенциальным, а также с лопаточным тангенциальным или аксиальным подводами воздуха.

По способу регулирования крутки потока применяют горелки с изменением сечения входного патрубка или живого сечения лопаточных завихрителей, с изменением угла наклона лопаток, с перепуском части воздушного потока мимо завихрителей. Способ подвода воздуха в дутьевых горелках оказывает решающее влияние на форму факела и угол его раскрытия, размеры зон рециркуляции газов, интенсивность турбулентного перемешивания и т. п.

По давлению газа горелки можно разделить на горелки низкого давления (перепад давления в горелке до 500 Па), среднего давления (до критического перепада давлений) и высокого давления (сверхкритического перепада давлений).

По скорости истечения продуктов сгорания из горелки их можно разделить на горелки с низкой (около 5 м/с), средней (около 20 м/с) и высокой (около 100 м/с) скоростью истечения.

Различают горелки и *по степени автоматизации их управления* — горелки с ручным управлением, полуавтоматические, автоматические.

Для котлов малой производительности, а также для отопительных установок находят применение однопроводные инжекционные горелки (атмосферные горелки) частичного и полного смешения. Инжекционные горелки, работающие на газе среднего давления, обеспечивают полное перемешивание газа и воздуха в смесителе и сжигание газа при небольших избытках воздуха. Недостатками таких горелок являются значительные их размеры и шум при работе.

Наибольшее применение в котельных установках нашли рассматриваемые далее *дутьевые горелки* с принудительной подачей воздуха и газа.

Конструктивные особенности горелок зависят от характеристики сжигаемого газа (теплота сгорания, запыленность и др.) и располагаемых давлений газа и воздуха. Важным показателем, влияющим на предварительное смесеобразование и оформление горелки, является *соотноше-*

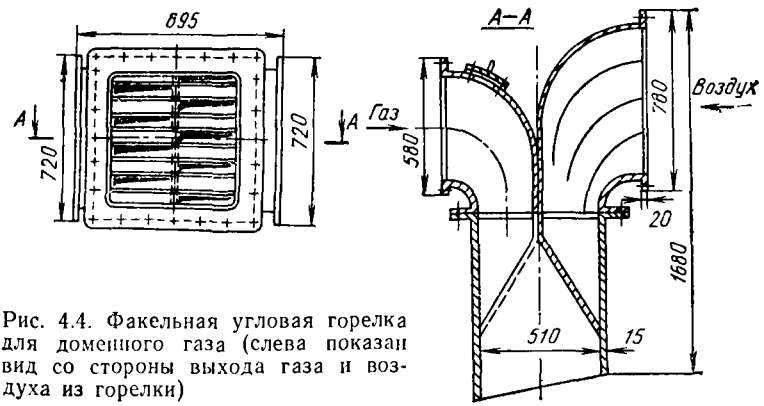


Рис. 4.4. Факельная угловая горелка для доменного газа (слева показан вид со стороны выхода газа и воздуха из горелки)

ние количества сжигаемого газа и необходимого для этого окислителя. Так, на 1 м³ доменного газа с низкой теплотой сгорания ($Q_н^c$ =3,75 МДж/м³) при $\alpha_т$ = 1,05 требуется около 0,8 м³ холодного или 1,6 м³ горячего воздуха ($t_в \approx 270$ °С), а на 1 м³ природного газа ($Q_н^c$ = 36,8 МДж/м³) — 9,81 м³ холодного или около 20 м³ горячего воздуха.

4.3. СЖИГАНИЕ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА С НИЗКОЙ ТЕПЛОТОЙ СГОРАНИЯ

К газообразному топливу с низкой теплотой сгорания, применяемому на промышленных предприятиях для сжигания в котлах, относится доменный газ — газ доменных печей, работающих на коксе с добавкой природного газа. Газ подземной газификации и генераторные газы для котлов сейчас практически не используются.

При сжигании доменного газа, как это было указано ранее, газ и воздух поступают в горелку в соизмеримых количествах, этим облегчается организация смесеобразования. На практике при сжигании доменного газа нашли применение в основном *факельные горелки.*

На рис. 4.4 показана *диффузионная факельная горелка* с послойной подачей доменного газа и воздуха.

Доменный газ является буферным топливом для котельных установок металлургических заводов. Это означает, что в зависимости от режима работы технологических установок газ направляется для сжигания только тогда,

когда он имеется в избытке. Доменный газ часто сжигается совместно с твердым топливом (угольной пылью) — см. гл. 8.

4.4. СЖИГАНИЕ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА С ВЫСОКОЙ ТЕПЛОТОЙ СГОРАНИЯ

К газообразным топливам с высокой теплотой сгорания, применяемым на промышленных предприятиях для сжигания в котлах, относится природный газ ($Q_н^с = 28 \div 41$ МДж/м^3). В отдельных случаях используется и газ коксовых печей ($Q_н^с = 17$ МДж/м^3).

Характерной особенностью сжигания газов с высокой теплотой сгорания, как уже отмечалось, является *необходимость смешения больших объемов окислителя с малым количеством газа.* Применительно к природным газам при подогретом воздухе это соотношение составляет около 20 : 1. Для сравнения напомним, что для доменного газа оно составляет всего 1,6 : 1.

Сжигание хорошо предварительно перемешанной смеси газа с высокой теплотой сгорания и воздуха затруднений не представляет. Этапом, определяющим интенсивность горения, является период смешения газа и воздуха. Интенсификация процесса смешения обеспечивается в большинстве случаев подачей газа тонкими струйками с большой скоростью (около 100 м/с) в массу воздуха, подаваемого со скоростью 15—40 м/с.

Интенсификация перемешивания газа с воздухом достигается также турбулизацией газовоздушного потока путем его закручивания, что требует, однако, некоторого повышения давления воздуха перед горелкой по сравнению с давлением при прямоточном потоке. Указанные способы интенсификации перемешивания газа и воздуха реализованы в горелках (рис. 4.5), применяемых для сжигания природного газа. Так, в горелке, изображенной на рис. 4.5, *а*, газ поступает в центральную трубу и выходит в камеру смешения через ряд мелких отверстий. Воздух поступает по межтрубному пространству вращательно благодаря тангенциальному подводу к горелке, а также направляющим лопаткам. В другой горелке (рис. 4.5, *б*) газ из двух газоподводящих трубок выходит со скоростью 50 м/с через большое количество мелких отверстий, пересекая воздушный поток.

В зависимости от условий смесеобразования газа и воз-

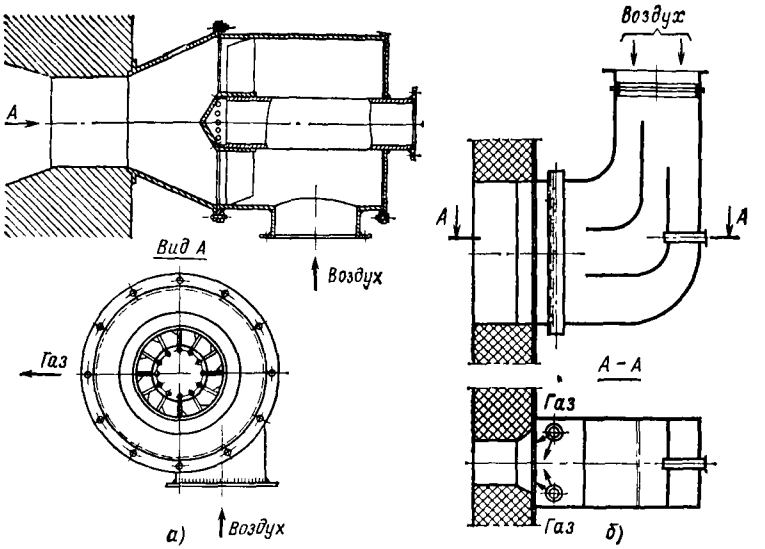


Рис. 4.5. Горелки для природного газа:
а — вихревая; *б* — щелевая

духа при сжигании газообразного топлива можно получить в топочной камере продукты сгорания с различной степенью светимости. Улучшение процесса смешения приводит к интенсификации горения топлива, повышению эффективной температуры факела, особенно в начальной его части, при этом факел имеет малую светимость. Ухудшение смесеобразования замедляет горение и приводит к сажеобразованию, в связи с чем повышается светимость факела, но зато снижается его температура. Указанную особенность сжигания газа используют для регулирования теплообменных характеристик факела в зависимости от требований теплотехнологического процесса. Так, например, применяют газовые горелки специальной конструкции, позволяющие изменять светимость факела. Изменение температурных характеристик по высоте топки (что иногда используется для регулирования температуры перегрева пара) может быть достигнуто применением реверсивных горелок, позволяющих изменять направление вращения газового потока и др.

4.5. СЖИГАНИЕ ГАЗА СОВМЕСТНО С ДРУГИМИ ВИДАМИ ТОПЛИВА

Газ находит все возрастающее применение в быту, где он становится основным топливом. В связи с неравномерным использованием газа в быту по временам года для многих промышленных котлов и паровых котлов электростанций газ является буферным топливом. При недостатке газообразного топлива, а также при аварийном прекращении его подачи котлы должны переходить на резервное топливо — мазут или уголь. Переход с одного вида топлива на другое должен производиться без прекращения работы установки.

Расположение на топке ряда автономных газовых и мазутных или пылеугольных горелок приводит к значительному усложнению топливных и воздушных коммуникаций и затрудняет эксплуатацию. Кроме того, для защиты от обгорания неработающих горелок через их амбразуры приходится подавать воздух, что ухудшает воздушный режим в топке. В связи с этим на практике находят применение *комбинированные газомазутные* или *пылегазовые горелки.* Такие горелки обычно разрабатываются на основе проверенной практикой газовой горелки, в которую встраивается мазутная форсунка. При разработке пылегазовой горелки за основу обычно принимается освоенная пылеугольная горелка, в которую встраивается газораспределительное устройство. Не рассматривая здесь конструкций комбинированных горелок (они будут даны в гл. 5 и 8), отметим лишь, что при наличии резервного топлива и комбинированных горелок сжигание различных топлив осуществляют раздельно. Практикой установлено, что совместное сжигание топлив приводит к увеличению потерь теплоты от химического и механического недожога, что связано, в частности, со снижением концентрации окислителя в зоне горения топлива.

4.6. ВОПРОСЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГАЗОВЫХ ТОПОК. ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ И УМЕНЬШЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ

При работе на газе значительно улучшаются эксплуатационные показатели котельных установок. Так, отпадает необходимость в громоздких устройствах топливоподготовки, топливоподачи и золоудаления. Упрощается обслужи-

вание агрегата, улучшаются санитарно-гигиенические условия труда. Вместе с тем следует иметь в виду и некоторые отрицательные особенности газообразного топлива. В первую очередь это относится к тому, что большинство горючих газов *ядовиты,* а также *взрывоопасны.* В связи с этим при эксплуатации газовых топок необходимо следить, чтобы ие было утечек горючего газа, а также продуктов сгорания в помещение. Концентрация вредных газов в воздухе не должна превышать определенных значений. Так, в соответствии с утвержденными Минздравом СССР и Госстроем СССР нормами предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в атмосфере воздуха на уровне дыхания человека не должны превышать: для оксида углерода CO — среднесуточной 1, максимальной (за 20 мин) — 3 мг/м^3, для сероводорода H_2S — 0,005, для сернистого ангидрида SO_2 соответственно 0,05 и 0,5, для диоксида азота NO_2 — 0,085 мг/м^3. Газопроводы, арматура и все измерительные приборы должны содержаться в исправном состоянии, а помещение должно хорошо вентилироваться.

Газовоздушная смесь, как отмечалось, является взрывоопасной. Взрыв может произойти, если содержание газа в смеси выше нижнего и ниже верхнего пределов воспламенения. Взрывоопасная газовоздушная смесь может образоваться в газопроводах, газоходах, а также в помещении. При появлении источника огня газовоздушная смесь может взорваться. Так, например, в остановленном агрегате при неплотном отключении горелок в топку и газоходы может проникнуть газ и образовать с воздухом взрывчатую смесь. При внесении в топку огня произойдет мгновенное воспламенение смеси, т. е. взрыв, который может явиться причиной человеческих жертв и серьезного разрушения оборудования. В связи *с этим должны строго соблюдаться правила безопасной эксплуатации* газовых устройств. В частности, перед растопкой котла необходимо тщательно продуть газопровод и провентилировать газоходы котла. Только после продувки газопровода (если он не находился под давлением) и вентиляции топки и газоходов можно подать газ в горелки и зажечь его, что осуществляется при помощи запальника (газового или электрического), который предварительно подносится к устью включаемой горелки. Если газ при этом не загорится, то подачу его в горелку следует прекратить, вновь провентилировать топку и газоходы и только после этого приступить к повторной растопке.

Важным вопросом является снижение вредных выбросов из котельной установки в атмосферу, в частности снижение концентрации оксидов азота в уходящих газах, которая при сжигании газа доходит до 2 г/м³. Для этого стремятся к снижению температуры топочных газов, особенно локальных ее значений, что достигается сжиганием топлива с коэффициентом расхода воздуха, близким к $\alpha = 1$, заменой вихревых горелок прямоточными и организацией двухступенчатого сжигания топлива (ступенчатый подвод воздуха). Понижение температуры в топке может быть достигнуто также путем снижения температуры подогрева воздуха, организацией рециркуляции топочных газов и др. Следует, однако, иметь в виду, что ухудшение перемешивания топлива с воздухом и снижение температуры подогрева воздуха могут привести к ухудшению технико-экономических показателей установки.

4.7. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК И ТОПОК

Для существующей горелки, если заданы располагаемые давления газа и воздуха, расчет производится для определения производительности горелки. Возможен также случай, когда необходимо определить давления газа и воздуха, достаточные для достижения определенной производительности горелки.

При проектировании новой горелки первоначально выбирают желаемый тип горелки, обеспечивающий получение длинного или короткого, светящегося или несветящегося факела. Далее при заданном давлении газа и воздуха рассчитывают скорость их выхода из горелки и определяют размеры проходных сечений, обеспечивающих необходимую тепловую производительность горелки. Если давление газа и воздуха требуется определить, то задаются скоростью их выхода из горелки.

При реализации диффузионного принципа сжигания, т. е. когда газ и окислитель из горелки выходят раздельно (см. рис. 4.1, *а*), скорости выхода газа и воздуха из горелки выбирают из соображений наилучшего их перемешивания в топочной камере. Так, при сжигании доменного газа рекомендуемая скорость воздуха и газа для щелевых горелок находится в пределах 20—30 м/с, для угловых горелок (см. рис. 4.4) — 30—40 м/с.

При реализации кинетического (см. рис. 4.1, *б*) или смешанного (см. рис. 4.1, *в* и *г*) принципов сжигания, ког-

да газ и воздух предварительно полностью, не полностью или частично смешиваются в горелке, скорость выхода из нее газовоздушной смеси должна быть больше скорости распространения пламени в этой смеси при данных условиях. Соблюдение указанного правила необходимо, чтобы избежать проскок пламени в горелку.

Видимая скорость распространения пламени, применяемая при расчетах горелочных устройств, зависит от состава газовоздушной смеси и тем больше, чем больше в ней водорода и выше ее температура. Она зависит также от скоростного поля смеси и увеличивается при увеличении диаметра горелки и разогреве стенок ее выходной части. Чтобы исключить проскок пламени в горелку, скорость истечения из нее газовоздушной смеси при сжигании газа с низкой теплотой сгорания принимается не ниже 10—15, а с высокой теплотой сгорания — не ниже 20—30 м/с.

Для оценки необходимой по условиям смесеобразования длины факела применяют различные полуэмпирические соотношения. Отметим лишь, что длина факела уменьшается с уменьшением выходного размера горелки. Увеличение теплоты сгорания газа приводит к увеличению необходимой длины факела, так как на единицу топлива приходится бóльшее значение $V_в^0$ и для перемешивания газа и воздуха требуется бóльший путь. Повышение концентрации окислителя в воздухе приводит к уменьшению значения $V_в^0$, что определяет и получение более короткого факела.

Длина факела в ламинарной области $Re < Re_{кр}$ увеличивается пропорционально тепловой нагрузке (скорости выхода газа из горелки), в турбулентной же области $Re > Re_{кр}$ длина факела мало зависит от нагрузки. Подогрев газа приводит к увеличению скорости его выхода (увеличению количества движения), что ускоряет процесс перемешивания и укорачивает факел. Увеличение скорости воздушного (облегающего) потока и повышение его температуры также приводят к сокращению длины факела.

Горелки с предварительным смешением газа с воздухом (см. рис. 4.1, *б*), в которых имеет место полное или частичное подсасывание одной среды другой, рассчитывают как обычные струйные аппараты.

Значительное распространение получили газовые горелки, в которых воздушный поток поперечно пересекается мелкими газовыми струями как при центральной (рис. 4.5, *а*), так и при периферийной (см. рис. 4.5, *б*) раздаче газа. Для улучшения смесеобразования развитие газовых

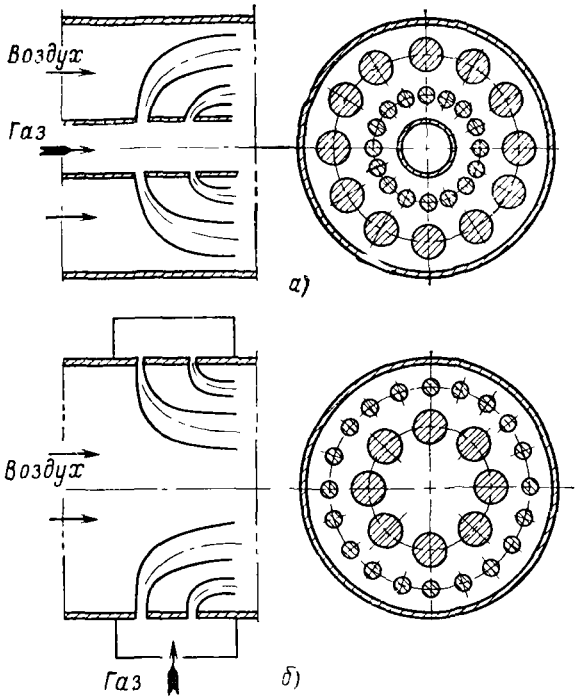


Рис. 4 6. Развитие газовых струй в воздушном потоке:
а — центральная раздача газа; *б* — периферийная

струй в воздушном потоке может быть организовано в два-три слоя (рис. 4.6).

Желаемая относительная глубина проникновения газовых струй в воздушный поток может быть определена по формуле

$$h = d_{\text{г}} \frac{K_s w_{\text{г}}}{\eta w_{\text{в}}} \sqrt{\frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}}}, \qquad (4.3)$$

где $d_{\text{г}}$ — диаметр отверстий для выхода газа, м; $w_{\text{г}}$ — действительная скорость газа на выходе из отверстий, м/с; $w_{\text{в}}$ — действительная скорость воздушного потока, м/с; $\rho_{\text{г}}$ и $\rho_{\text{в}}$ — плотности газа и воздуха при данных условиях, кг/м^3; K_s — коэффициент пропорциональности, зависящий от отношения шага s между отверстиями к диаметру отверстий $d_{\text{г}}$ [при изменении $s/d_{\text{г}}$ от четырех до бесконечности (одиночная струя) K_s изменяется от 1,6 до 2,2]; η — коэф-

фициент, характеризующий отношение суммарного и набегающего потоков, т. е. массы смеси и массы воздуха:

$$\eta = \frac{V_в \rho_в + B\rho_г}{V_в \rho_в},$$

здесь B и $V_в$ — расходы газа и воздуха, м³/с.

Газообразное топливо может применяться для котлов любой мощности. Общая производительность всех горелок должна обеспечивать полную тепловую мощность установки, т. е. соответствовать расчетному расходу топлива (запас 10—20 %). С увеличением количества горелок единичная их производительность уменьшается. При этом имеется возможность более плавно регулировать производительность установки путем отключения отдельных горелок. Вместе с тем усложняются воздушные и газовые коммуникации и несколько усложняется эксплуатация агрегата.

Для сжигания доменного газа рекомендуется применять щелевые горелки со смесительными кирпичными каналами при встречной установке горелок на боковых или фронтовой и задней стенах топки. Применяют также вихревые и комбинированные горелки. Рекомендуются следующие расчетные характеристики: коэффициент избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_т = 1{,}1$; объемная плотность тепловыделения $q_V = 0{,}2 \div 0{,}25$ МВт/м³; потеря теплоты от химического недожога $q_{х.н} = 1{,}5$ %.

При организации «беспламенного» сжигания доменного газа для установок малой паропроизводительности (до 5,5 кг/с) принимают $\alpha_т = 1{,}05 \div 1{,}1$; $q_V = 0{,}3 \div 0{,}75$ МВт/м³; $q_{х.н} = 0 \div 1$ %.

Для сжигания природного газа применяются горелки с центральной или периферийной подачей газа (рис. 4.5) при встречном, угловом и фронтовом их расположении. Рекомендуются следующие расчетные характеристики процесса: $\alpha_т = 1{,}1$; $q_V = 0{,}35 \div 0{,}47$ МВт/м³; $q_{х.н} = 0{,}5$ %.

Для котельных установок с газоплотными цельносварными экранами расчетный коэффициент избытка воздуха в топке может быть снижен до 1,05. При сжигании газа в неэкранированных топках с целью защиты обмуровки от высокой температуры коэффициент избытка воздуха может быть увеличен до 1,2.

Следует отметить, что значение q_V часто выбирают из условия размещения в топке необходимого количества экранных поверхностей нагрева для снижения температуры газа перед конвективными поверхностями. Применение по-

вышенного напора дутья и специальных устройств для улучшения перемешивания газа с воздухом дает возможность значительно повысить объемную плотность тепловыделения q_V при сохранении высокой экономичности топочного процесса. Примером этого является организация сжигания газа в циклонных камерах, где значение q_V составляет 5—10 МВт/м^3 и более.

Глава пятая

СЖИГАНИЕ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

5.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Жидкое топливо (в основном мазут), несмотря на общую тенденцию к сокращению его использования, находит пока еще достаточно широкое применение в котельных установках промышленных предприятий. Как отмечалось в гл. 3, горение жидкого топлива происходит в основном в парогазовой фазе. Последнее связано с тем, что температура кипения жидких топлив значительно ниже температуры их воспламенения.

Поступившее в топочное пространство жидкое топливо за счет теплоты топочных газов прогревается, а затем испаряется. В первую очередь испаряются его наиболее легкие фракции. Интенсивность испарения увеличивается с ростом относительной его поверхности и усилением подвода теплоты.

При наличии окислителя и достижении температуры воспламенения происходит загорание образовавшейся горючей парогазовой смеси. Выделившаяся при этом теплота способствует еще более интенсивному испарению топлива. Скорость сгорания жидкого топлива определяется скоростью его испарения с поверхности; эта поверхность многократно увеличивается при распыливании жидкого топлива на отдельные мельчайшие капли, для чего и применяются специальные устройства — *форсунки*.

Поскольку интенсивность сжигания жидкого топлива определяется в значительной мере интенсивностью его испарения, важнейшим и первым этапом подготовки жидкого топлива к сгоранию является распыление его на мельчайшие частицы. Например, из капли диаметром 1 мм дроблением может быть получено 10^6 капель диаметром 10 мкм.

Площадь поверхности испарения при этом увеличивается в 600 раз.

При распыливании жидкого топлива получают капли различных размеров — от нескольких до сотен микрометров. Наиболее мелкие капли испаряются и воспламеняются первыми, способствуя испарению и воспламенению более крупных.

При рассмотрении горения жидких топлив следует помнить, что горючая их часть состоит из различных углеводородов, сжигание которых идет с образованием промежуточных соединений и зависит от содержания окислителя в горючей смеси и температуры. При достаточном количестве окислителя образующееся из исходных углеводородов промежуточное соединение — формальдегид HCOH — легко разлагается на водород и оксид углерода

$$HCOH \rightarrow H_2 + CO, \qquad (5.1)$$

которые сгорают с образованием диоксида углерода и водяного пара:

$$HCOH + O_2 \rightarrow CO_2 + H_2O. \qquad (5.2)$$

В реальном факеле отдельные его участки имеют различные избытки окислителя и различную температуру. При недостаточном количестве окислителя после испарения происходит термическое разложение углеводородов. Характер этого процесса зависит от температуры. При относительно низких температурах (до 500—600 °С) разложение сложных углеводородов идет симметрично с образованием простейших углеводородов. Последние сравнительно легко могут быть в дальнейшем окислены до CO_2 и H_2O. При более высоких температурах разложение идет несимметрично с образованием кроме простейших соединений и тяжелых высокомолекулярных углеводородных комплексов вплоть до сажистого углерода включительно:

$$C_m H_n \rightarrow mC + \frac{n}{2} H_2. \qquad (5.3)$$

Высокомолекулярные комплексы и углерод сжигаются плохо, поэтому горючая часть мазутного факела может представлять собой смесь легких паро- и газообразных углеводородов, тяжелых жидких углеводородов и даже твердых частиц (сажи). Следовательно, необходимый для горения воздух надо *подавать в корень факела,* что способствует усилению окислительных реакций и ослабляет несимметричное расщепление углеводородов. Важное значение имеет

при этом быстрое и тщательное смешение горючих компонентов факела с окислителем, т. е. с кислородом подаваемого воздуха.

Мазутный факел представляет собой неизотермическую затопленную струю. По мере развития струи к ней за счет турбулентной диффузии подмешиваются высокотемпературные продукты горения, обеспечивающие прогрев, испарение и воспламенение распыленного жидкого топлива. Зона воспламенения в мазутном факеле устанавливается там, где имеет место равновесие между скоростью распространения пламени и скоростью движения струи. Воспламенение факела начинается в наиболее горячем пограничном турбулентном слое и распространяется в глубь струи. При этом происходит прогрев до температуры воспламенения поступившей в область горения новой паровоздушной смеси.

Форма зоны воспламенения зависит, в частности, от формы выходящей из форсунки струи. Для незакрученной струи зона воспламенения имеет форму конуса, основание которого находится вблизи устья форсунки, а вершина лежит на оси струи на значительном расстоянии от форсунки. При закрученной струе капельки мазута концентрируются в наружных ее слоях. В средней части факела создается разрежение, за счет которого в нее подсасываются высокотемпературные продукты горения. В этом случае наряду с воспламенением внешней поверхности струи происходит также воспламенение и ее внутренней поверхности, что обеспечивает более интенсивное протекание процесса горения.

Из изложенного следует, что процесс сжигания жидкого топлива состоит из следующих последовательных этапов:

1) распыление (пульверизации топлива);

2) образование горючей смеси, состоящей из продуктов испарения и термического разложения углеводородов и окислителя (карбюрация);

3) воспламенение горючей смеси;

4) горение горючей смеси.

Эффективность сжигания жидкого топлива в значительной степени зависит от первых подготовительных этапов, определяемых работой форсунки.

5.2. СХЕМЫ РАСПЫЛИВАНИЯ ЖИДКОГО ТОПЛИВА. МАЗУТНЫЕ ФОРСУНКИ

По способу распыливания жидкого топлива форсунки можно разделить на три основные группы: *механические; с распыливающей средой; комбинированные.*

В механических форсунках распыливание осуществляется главным образом за счет энергии топлива при продавливании его под значительным давлением через малое отверстие — сопло (рис. 5.1, *а*), или за счет центробежных сил, создаваемых при закручивании топлива (рис. 5.1, *б*), или при вращении элементов самой форсунки (рис. 5.1, *в*). Дальнейшее размельчение полученных капель происходит под воздействием давления окружающей среды.

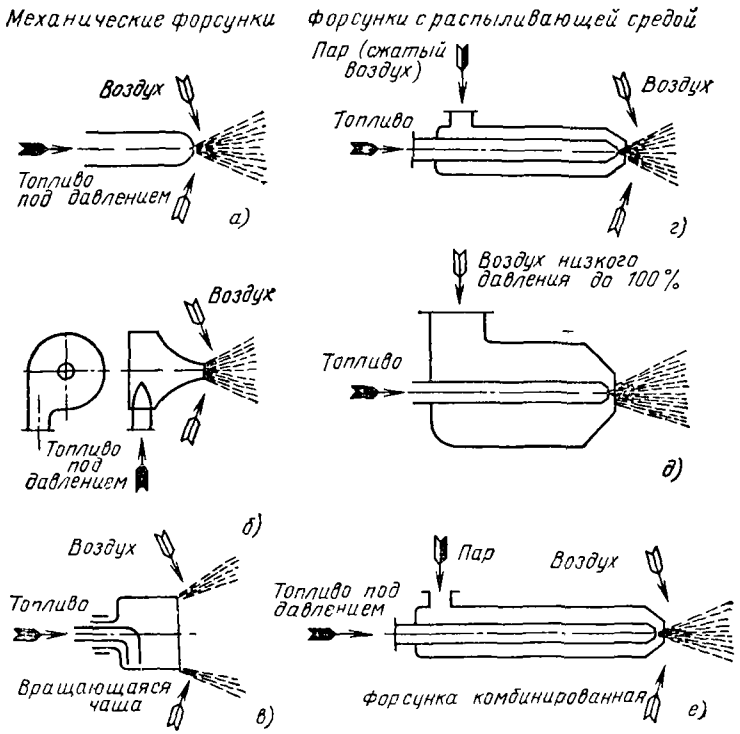


Рис 5 1 Схема форсунок для распыливания жидкого топлива
а — прямоструйная, *б* — центробежная, *в* — с вращающейся чашей, *г* — высокого давления, *д* — низкого давления, *е* — комбинированная

В форсунках с распыливающей средой распыливание топлива осуществляется главным образом за счет энергии движущегося с большой скоростью распылителя — пара или воздуха (рис. 5.1, *г* и *д*).

В комбинированных форсунках (рис. 5.1, *е*) распыливание топлива осуществляется за счет совместного использования энергии топлива, подаваемого под давлением, и энергии распыливающей среды.

Дроблению выходящей из форсунки струи топлива способствуют возникающие в ней пульсации (колебания), интенсивность которых зависит от скорости истечения струи. Волновые колебания благоприятствуют распаду струи на отдельные капли. Дальнейшее дробление капель при их движении происходит вследствие превышения давления окружающей среды над силами поверхностного натяжения, стремящимися сохранить сферическую форму капель.

Для определения среднего диаметра капли $d_{ср}$ используют, в частности, критериальные зависимости вида

$$\frac{d_{ср}}{D} = f\left(\mathrm{We},\ \mathrm{Lp},\ \mathrm{Re},\ \frac{G_г}{G_ж},\ \frac{\rho_г}{\rho_ж},\ \frac{\nu_г}{\nu_ж}\right), \qquad (5.4)$$

где D — характерный геометрический размер (диаметр сопла); $\mathrm{We} = Dw^2\rho_г/\sigma$ — число Вебера (для форсунок с распыливающей средой); w — относительная скорость распылителя и распыливаемой жидкости; $\rho_г$ — плотность распылителя (окружающей среды); σ — коэффициент поверхностного натяжения жидкости; $\mathrm{Lp} = \sigma D/(\nu_ж^2\rho_ж)$ — число Лапласа; $\rho_ж$ — плотность распыливаемой жидкости; $\nu_ж$ — кинематическая вязкость жидкости; $\nu_г$ — кинематическая вязкость распылителя (окружающей среды); $\mathrm{Re} = wD/\nu_ж$ — число Рейнольдса (для механических форсунок); $G_г/G_ж$ — удельный расход распылителя (для форсунок с распыливающей средой).

Число Вебера характеризует соотношение инерционных сил распыляющего потока и сил поверхностного натяжения жидкости, число Лапласа — соотношение сил вязкости и поверхностного натяжения жидкости. При расчетах используют и другие системы критериев.

С повышением температуры распыливаемой жидкости поверхностное натяжение изменяется незначительно. Однако при этом заметно уменьшаются силы внутреннего (вязкостного) трения. Поэтому для уменьшения вязкости и улучшения распыливания мазут перед сжиганием подогревают до 90—120 °С, что облегчает также условия транспорта его по трубопроводам. Для подогретого мазута влияние вязкости на тонину распыливания оказывается несоизмеримо меньшим влияния инерционных сил и сил поверхностного натяжения. Таким образом, размеры получающихся капель зависят от особенностей форсунки

и уменьшаются с уменьшением выходного ее отверстия, с понижением поверхностного натяжения жидкости, с увеличением относительной скорости капли и среды и с увеличением плотности последней.

Для механической центробежной форсунки (рис. 5.1, *б*) тонина распыливания определяется в основном скоростью истечения жидкости, которая зависит от перепада давления на форсунку Δp. Средний размер капель $d_{ср}$ обратно пропорционален перепаду давления $\Delta p^{0,35 \div 0,5}$ и прямо пропорционален диаметру сопла $D^{0,5 \div 1}$. Для форсунки с распыливающей средой важнейшим фактором, определяющим тонину распыливания, является относительная скорость распыливающего потока и жидкости w. Средний размер капель $d_{ср}$ обратно пропорционален относительной скорости $w^{0,9 \div 1,25}$ и прямо пропорционален начальному диаметру сопла (струи) $D^{0,4 \div 0,55}$.

Во избежание застывания мазута в трубопроводах мазутные линии прокладывают вместе с паровыми и снабжают общей изоляцией.

Распыливание мазута механическими форсунками. При механическом распыливании качество последнего в значительной мере зависит от давления мазута, создаваемого насосом. Обычно мазут поступает к форсункам под давлением 2,0—3,5 МПа. Наличие механических примесей в мазуте и малые выходные отверстия форсунок (1,5—3,5 мм) обусловливают необходимость тщательной фильтрации мазута перед сжиганием.

Для механических форсунок вязкость мазута рекомендуется поддерживать около 2,5 °ВУ. Для достижения этой вязкости мазут марок 40 и 40 В рекомендуется подогревать до 90—100 °С, марок 100 и 100 В — до 110—120 °С.

Имеются различные типы механических мазутных форсунок. Широкое распространение получили механические форсунки завода «Ильмарине». На рис. 5.2 показана механическая форсунка типа ОН-547, предназначенная для распыливания топочного мазута по ГОСТ 10585-75 в топках стационарных паровых котлов.

Форсунки выпускаются нескольких типоразмеров. При давлении мазута перед форсункой 2,0 МПа производительность форсунки (типоразмер ОН-547-02) составляет 0,167 кг/с, а при давлении 3,5 МПа — 0,22 кг/с. В пределах одного типоразмера форсунки выпускаются длиной от 400 мм до 4000 мм. К распыливающей головке мазут поступает через ствол, проходит через отверстия распределителя в кольцевой канал, затем по тангенциальным каналам завихрителя попадает в камеру завихрения, приобретая вращательно-поступательное движение, и далее

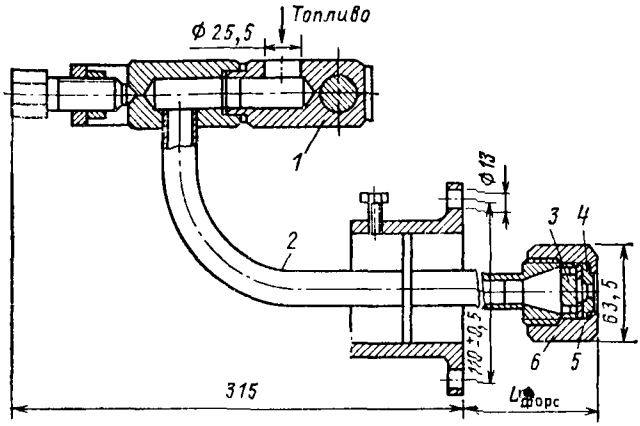


Рис. 5.2. Форсунка механическая средняя типа ОН-547:
1 — колодка с соединительными и крепежными деталями; *2* — ствол; *3* — распределитель; *4* — завихритель; *5* — сопло; *6* — гайка накидная

выбрасывается через сопло в топку в виде пленки, имеющей форму гиперболоида вращения — пелены. Взаимодействуя с окружающей газовой средой за счет возникающих пульсаций, пелена распадается на капли, которые в свою очередь от воздействия среды дробятся на мельчайшие капельки.

Производительность механических форсунок регулируют изменением давления мазута перед форсункой, вследствие чего они имеют *малый диапазон регулирования*. Так, если учесть, что производительность форсунки изменяется примерно в соответствии с соотношением

$$\frac{B_2}{B_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0,5}, \qquad (5.5)$$

то при изменении давления, например, в 3 раза расход изменяется в 1,73 раза. Снижение давления ниже 1—1,2 МПа по условиям обеспечения необходимой тонины распыливания мазута не рекомендуется. В связи с этим более глубокое понижение нагрузки котла может быть осуществлено путем выключения части форсунок.

Следует отметить, что имеются специальные конструкции механических форсунок, позволяющие регулировать производительность в достаточно широком диапазоне (форсунки с рециркуляцией мазута, вращающиеся и др.). Некоторые типы этих форсунок, а также комбинированные форсунки рассматриваются далее (см. рис. 5.4—5.6).

Распыливание мазута форсунками с распыливающей средой. Для распыливания мазута форсунками высокого давления применяют пар или компрессорный воздух (см. рис. 5.1, *г*), а форсунками низкого давления — воздух, подаваемый вентилятором (см. рис. 5.1, *д*). При паровой пульверизации мазута применяют пар давлением 0,5—2,5 МПа. Удельный расход пара при этом составляет 0,3—0,35 кг/кг мазута.

При воздушной пульверизации мазута в форсунках высокого давления воздух, подаваемый компрессором, имеет давление 0,3—0,6 МПа, а его удельный расход составляет 0,6—1 кг/кг мазута. Через форсунку в этом случае поступает всего около 5—10 % воздуха, необходимого для полного сгорания мазута. Остальной воздух подается к корню факела. В форсунках высокого давления относительная скорость распыливающего агента доходит до 1000 м/с, чем обеспечивается хорошее дробление капелек мазута с получением тонкого распыла. Давление мазута перед форсунками с учетом относительно больших размеров их каналов может быть небольшим. Менее жесткие требования предъявляются к очистке мазута.

Перед высоконапорными форсунками с паровым или воздушным распылом вязкость мазута должна быть около 6° ВУ, поэтому при работе на мазуте марки 40 рекомендуется поддерживать его температуру не ниже 85 °С, при работе на мазуте марки 100—105 °С.

Паровые высоконапорные форсунки характеризуются значительным потреблением энергии — на распыливание мазута расходуется до 5 % выработки пара котлом.

При сжигании мазута с паровым и воздушным распыливанием применяют форсунки различных конструкций. На рис. 5.3 показана мазутная форсунка парового распыливания типа ФП завода «Ильмарине».

Из входного штуцера мазут попадает в кольцевой канал ствола форсунки между внутренней и наружной трубками. Пар поступает во внутреннюю трубу и выходит через расширяющееся сопло с высокой скоростью. Мазут, пройдя кольцевой канал, попадает в поток пара через кольцевую щель, образуемую отрезком сопла паровой трубы и внутренней конической поверхностью диффузора, где и распыливается. Качество распыливания мазута зависит от скорости истечения пара. Имеющийся на выходе форсунки насадок предназначен для увеличения угла раскрытия конуса распыливаемого мазута. Паровые форсунки типа ФП выпускаются различных типоразмеров производительностью по

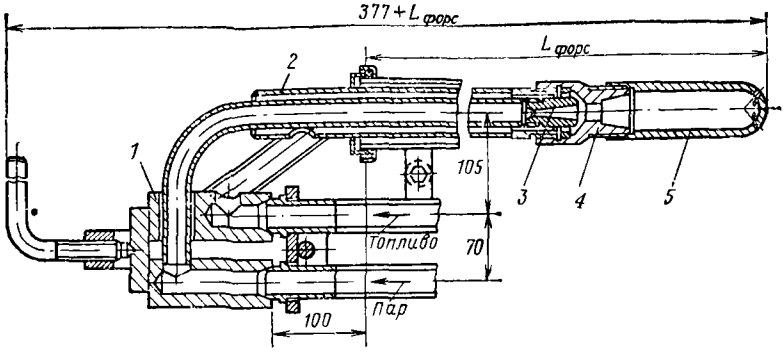


Рис. 5.3. Форсунка паровая типа ФП:
1 — колодка; *2* — ствол; *3* — сопло; *4* — диффузор; *5* — насадка

мазуту до 0,5 кг/с (1800 кг/ч). Давление пара перед форсункой 0,4—2,5 МПа, давление мазута — 0,4—0,5 МПа. Относительный расход пара на распыл мазута 0,4 кг/кг. Для улучшения взаимодействия пара и мазута применяются также форсунки с многосопловым распылителем.

Паровые форсунки характеризуются высоким качеством распыливания. Регулирование производительности осуществляется в широких пределах. Однако паровое распыливание мазута приводит к потере конденсата, к увеличению содержания водяных паров в продуктах сгорания и к повышенным потерям с уходящими газами, а также к усилению коррозии поверхностей нагрева. Работа таких форсунок отличается повышенным шумом.

В высоконапорных форсунках с воздушным распыливанием мазута воздух не только распыливает топливо, но и интенсифицирует горение. Для высоконапорного воздушного распыливания (давление воздуха 0,5—2,5 МПа) могут быть использованы форсунки, предназначенные для парового распыливания.

В форсунках с распыливающей средой низкого давления (см. рис. 5.1, *д*) применяют воздух под давлением 0,002—0,007 МПа. Через форсунку подают 50—100 % воздуха, необходимого для сгорания мазута, поэтому такие форсунки имеют относительно большие размеры. Мазут к форсунке поступает под небольшим давлением (0,03—0,2 МПа).

Сравнительная оценка форсунок механических и с распыливающей средой. Как следует из рассмотренного, механические форсунки по сравнению с форсунками с распы-

ливающей средой требуют более тонкой очистки мазута, что усложняет мазутное хозяйство предприятия. По сравнению с высоконапорными паровыми механические форсунки дают более грубое распиливание. Так, при давлении мазута около 2 МПа средний размер капелек составляет около 40 мкм, а при распиливании паром с давлением 1 МПа — около 2 мкм.

Важнейшим преимуществом механических форсунок перед паровыми является значительно меньший (примерно в 10 раз) расход энергии на собственные нужды. Они создают при работе значительно меньший шум, более компактны. Работа механических форсунок не вызывает увеличения содержания водяных паров в продуктах сгорания, как это имеет место при паровых форсунках. Механические форсунки дают более короткий факел с большим углом раскрытия.

Существенным недостатком обычных механических форсунок является относительно малый диапазон изменения их производительности (80—100 % по сравнению с 20—100 % у паровых форсунок).

С учетом изложенного для котлов средней и большой производительности при постоянной работе на мазуте применяют механические форсунки как наиболее экономичные. Паровые форсунки используют для установок малой мощности и в качестве растопочных.

Распыливание мазута комбинированными форсунками. Устранение основного недостатка механических форсунок — малого диапазона регулирования производительности — достигается применением *комбинированного паромеханического распыливания мазута.* Используемые для этого форсунки (рис. 5.4) при повышенных нагрузках котла работают как механические, а при малых нагрузках (менее 60 %), а также в пусковых режимах в них подают также пар.

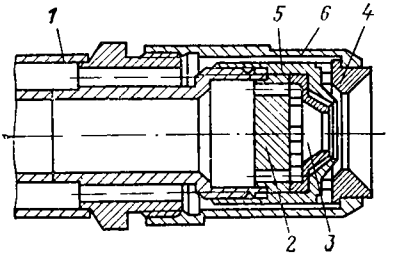


Рис. 5.4. Распылительная головка паромеханической форсунки типа ФПИ:

1 — ствол; *2* — распределитель; *3* — завихритель топливный; *4* — сопло паровое; *5* — гайка; *6* — гайка накидная

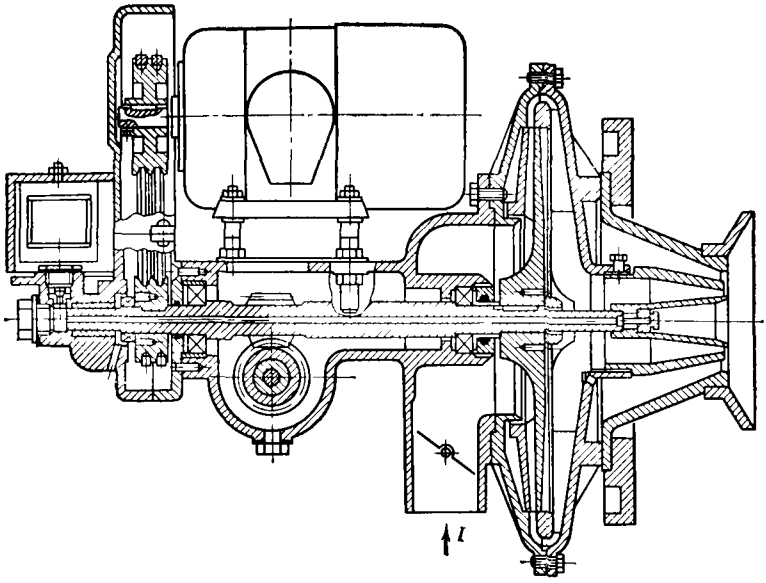


Рис 5.5. Ротационная форсунка:
1 — первичный воздух

К комбинированным могут быть отнесены и ротационные форсунки завода «Ильмарине» (рис. 5.5).

Мазут по центральному трубопроводу подается в распыливающую чашу с частотой вращения 5—7 тыс. об/мин. Мазут распределяется по внутренней поверхности чаши и в виде тонкой пленки выбрасывается в топочную камеру. Дроблению пленки способствует первичный воздух, поступающий при давлении 0,01 МПа через зазор на выходе из чаши. Воздух подается крыльчаткой вентилятора, сидящей на одном валу с приводом чаши. В качестве привода применяются электродвигатели с большой частотой вращения, а также воздушные и паровые турбины. Первичный воздух составляет около 20 % общего количества воздуха, необходимого для горения мазута. Остальной воздух поступает в топку через кольцевое пространство, образуемое соплом и кожухом форсунки

Ротационные форсунки не требуют тщательной фильтрации мазута, дают хорошее распыливание и обладают широким диапазоном регулирования производительности (15—100 %). Недостатками таких форсунок являются сложность конструкции и шум при работе. В последнее время благодаря указанным положительным особенностям ро-

тационные форсунки начинают находить все расширяющееся применение как автономные мазутные форсунки, так и в комбинированных газомазутных горелках.

5.3. КОМБИНИРОВАННЫЕ ГАЗОМАЗУТНЫЕ ГОРЕЛКИ

Широкое распространение находят комбинированные газомазутные горелки, предназначенные для раздельного и совместного сжигания мазута и газа. За основу создания таких горелок принимают обычные газовые горелки, в центральную часть которых устанавливают мазутную форсунку. Имеются горелки как с периферийной, так и с центральной раздачей газа.

На рис. 5.6 показана комбинированная газомазутная горелка типа ГМГм. Такие модернизированные горелки предназначены для раздельного сжигания жидких топлив и природного газа. В ряде случаев допускается использование горелок и для совместного сжигания топлив. Давление мазута перед форсункой 2 МПа, давление пара на распыливание мазута — до 0,2 МПа, давление газа — 3800 Па. Диапазон регулирования от номинальной тепловой мощности 20—100 %.

Изготавливаются также газомазутные горелки типа ГМ, предназначенные для раздельного сжигания жидкого и газового топлив. Имеются и другие типы газомазутных горе-

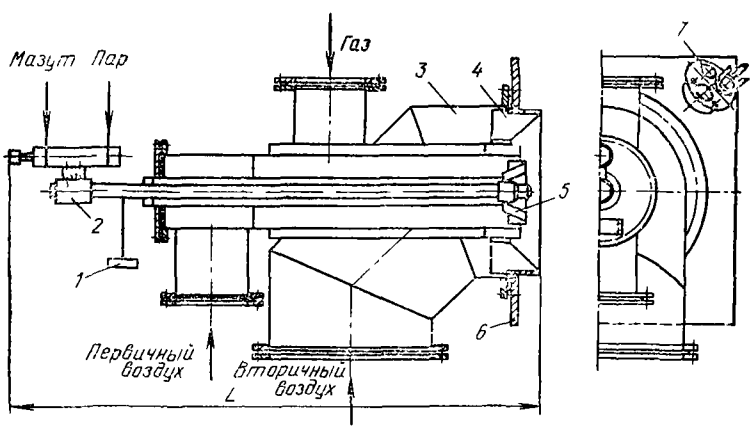


Рис. 5.6. Газомазутная горелка типа ГМГм:

1 — заглушка, *2* — мазутная форсунка, *3* — газовоздушная часть; *4* — лопаточный завихритель вторичного воздуха; *5* — лопаточный завихритель первичного воздуха; *6* — монтажная плита; *7* — место установки запальника

лок, в том числе и унифицированные, например типа ГМУ. Выпускаются газомазутные горелки с ротационными форсунками.

Розжиг газомазутных горелок осуществляется при помощи электроискры *запально-защитным устройством* (ЗЗУ).

5.4. ТОПКИ ДЛЯ СЖИГАНИЯ ЖИДКОГО ТОПЛИВА И ГАЗОМАЗУТНЫЕ ПРЕДТОПКИ. ВОПРОСЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ

При использовании в качестве топлива мазута, а также при использовании двух топлив — мазута и газа топочная камера выполняется в форме параллелепипеда с небольшим наклоном пода (рис. 5.7), холодная воронка в топке

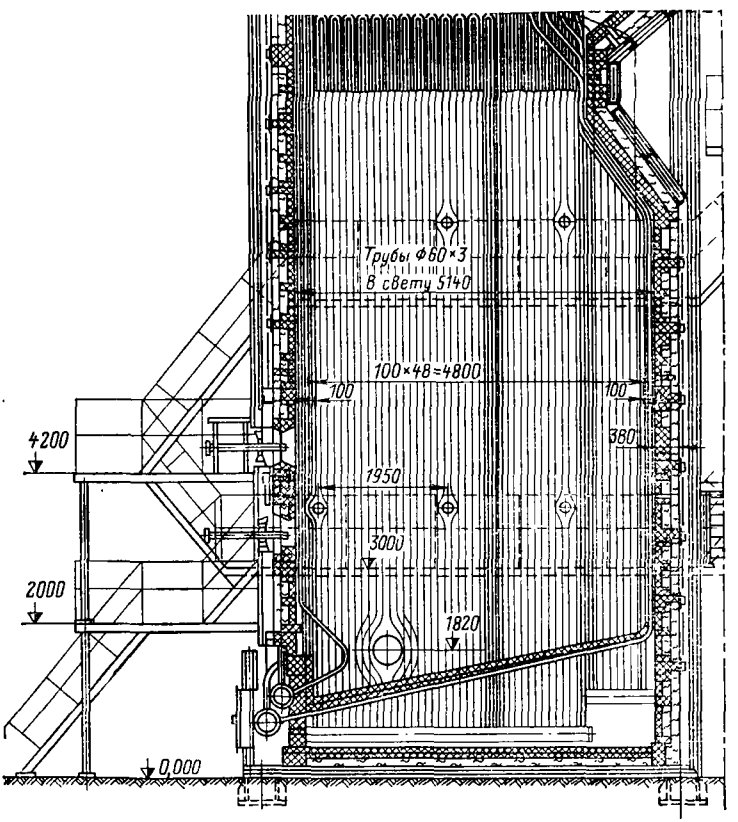


Рис. 5.7. Топочная камера газомазутного котла

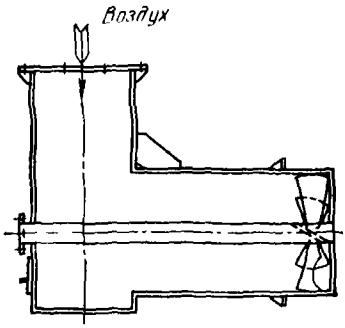


Рис. 5.8. Воздушный регистр с завихривающими лопатками

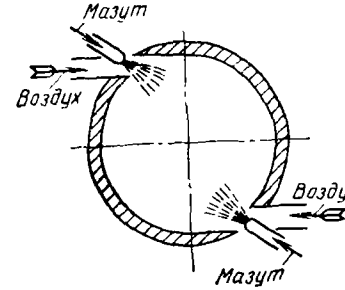


Рис. 5.9. Схема установки мазутных форсунок в дутьевых соплах циклонной камеры

отсутствует. При сжигании мазута совместно с угольной пылью топка имеет экранированную холодную воронку для удаления попадающей в нее золы топлива.

Размещение форсунок, а также комбинированных газомазутных горелок на камерных топках может быть фронтальным, встречным и угловым. При сжигании распыленного жидкого топлива воздух в топочную камеру подают вместе с ним. Интенсификация смешения капелек топлива с воздухом достигается применением так называемых «воздушных регистров», обеспечивающих завихрение воздуха и подачу его в топку через амбразуру со скоростью 40—50 м/с. Применяют воздушные регистры с улиточным подводом воздуха и цилиндрические с завихривающими лопатками. На рис. 5.8 показан регистр с завихривающими лопатками.

Расстояние между форсунками по горизонтали и вертикали зависит от диаметра амбразуры горелок $d_а$ и принимается равным (2,5—3) $d_а$ для обеспечения нормального развития горящего факела. От пода топки ось горелки должна располагаться на расстоянии не менее $3d_а$, а от боковой стенки топки — на расстоянии (2,5—3) $d_а$.

Глубина топки также выбирается в зависимости от калибра амбразуры. При фронтальном расположении форсунок производительностью 0,06—0,07 кг/с глубина топки должна быть не менее 3 м, а при производительности более 0,14 кг/с — не менее 4 м. При сжигании мазута применяют воздух, подогретый до 200—300 °С.

Сгорание мазута необходимо полностью завершить

в пределах топочной камеры. При неблагоприятных условиях (нехватка воздуха, плохое перемешивание, низкая температура) из топки вместе с сажей могут выноситься капли неиспаренного мазута, которые будут отлагаться на относительно холодных поверхностях нагрева котла, снижая его экономичность. Отложения сажи в воздухоподогревателе могут привести к ее загоранию и пережогу труб, что имело место на практике при неправильном режиме работы мазутных топок. Отмеченное относится и к пароперегревателю, где также возможно отложение сажи и ее загорание.

При остановках котла отложения и сажу, которая может содержать оксиды серы, вымывают струей воды, добавляя в нее щелочь во избежание образования кислоты и разъедания металла.

Мазут — топливо малозольное (до 0,3 %), поэтому специальных устройств для удаления золы из топки не предусматривается. Однако при сжигании мазута возникают затруднения с удалением золы с поверхностей нагрева котла, что связано с наличием в отложениях легкоплавких соединений ванадия и щелочных металлов, приводящих к высокотемпературной коррозии труб и подвесок пароперегревателей.

Для нейтрализации коррозионного воздействия продуктов сгорания сернистых мазутов, а также для повышения температуры плавления золы с получением рыхлых, легко удаляемых обдувкой отложений применяют различные *присадки*. Наибольшее распространение для улучшения эксплуатационных свойств мазута нашли жидкие присадки (органические и водорастворимые минеральные), в частности присадка ВНИИНП-106 и др., добавляемые непосредственно в мазут в количестве 0,5—2 кг на тонну (см. гл. 27).

Содержащаяся в мазуте сера при сгорании образует в основном сернистый ангидрид SO_2. Незначительная часть серы сгорает до SO_3 — серного ангидрида, который, соединяясь с водяными парами, дает серную кислоту. Пары серной кислоты приводят к существенному повышению температуры точки росы продуктов сгорания.

Для предотвращения низкотемпературной сернокислотной и высокотемпературной ванадиевой коррозии применяют различные способы. Так, для снижения в продуктах сгорания содержания серного ангидрида SO_3 сжигание мазута ведут с предельно малым коэффициентом избытка воздуха

$\alpha_т$, близким к единице. При этом температура точки росы существенно снижается. Снижение коэффициента избытка воздуха приводит также к значительному снижению концентрации оксидов азота NO_x в продуктах сгорания мазута.

Наряду со сжиганием мазута в обычных камерных топках в последние годы для его эффективного сжигания применяют циклонные предтопки.

Циклонное сжигание мазута нашло применение в энерготехнологических циклонных установках (см. гл. 18) для комбинированной выработки технологической и энергетической продукции. Промышленная эксплуатация таких установок показала возможность совмещения в циклонной камере эффективного сжигания мазута (газа) и высокопроизводительной обработки технологического сырья, в том числе и негорючего с объемной плотностью тепловыделения 5—10 МВт/м^3 и более.

Для циклонных топок наиболее целесообразно применение механических форсунок, дающих короткий факел с большим углом раскрытия. Хорошие результаты получены в разработанных МЭИ циклонных установках с расположением форсунок в дутьевых соплах (рис. 5.9). В этом случае воздух, выходящий из сопла со скоростью 70—120 м/с, способствует улучшению распыливания мазута. При таком расположении форсунок удается избежать отложения кокса на стенках циклонной камеры.

Жидкое топливо может применяться для котлов любой производительности. Для безопасного, надежного и экономичного сжигания мазута в топках котлов должны соблюдаться соответствующие условия эксплуатации оборудования. Так, зажигание мазутной форсунки производится растопочным факелом лишь после тщательного вентилирования топки и газоходов котла. Применение растопочного факела обязательно и в случае зажигания форсунки при работающих других форсунках. В современных котлах, как уже отмечалось, применяют электрозапальные устройства, намного упрощающие процесс растопки.

Горение мазута в топке должно быть ровным, без хлопков и пульсаций. Причинами плохого горения, в том числе и срыва пламени, могут быть обводненность или низкая температура мазута, неисправность форсунок (коксование сопла), неправильная работа лопаток регистра и т. п. Работающие форсунки должны периодически проверяться, очищаться и заменяться новыми. При расчете топки для сжигания мазута в соответствии с [1] коэффициент избыт-

ка воздуха в топке принимают $\alpha_т = 1{,}1$, потери теплоты от химической неполноты сгорания $q_{х.н} = 0{,}5\ \%$, объемную плотность тепловыделения $q_V = 0{,}29$ МВт/м^3. При применении циклонного сжигания мазута, а также воздушных регистров со значительной скоростью воздушного потока, обеспечивающих улучшение условий смесеобразования, объемная плотность тепловыделения может быть значительно повышена.

Глава шестая

СЖИГАНИЕ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА В СЛОЕ

6.1. КЛАССИФИКАЦИЯ СЛОЕВЫХ ТОПОК

Слоевые топки предназначены для сжигания твердого кускового топлива. Классификация слоевых топок приведена на рис. 6.1. Широкое распространение для котлов малой и средней мощности нашли *топки с плотным слоем*. Они просты в эксплуатации, пригодны для различных сортов топлив, не требуют больших объемов топки, могут работать со значительными колебаниями тепловой нагрузки, отличаются относительно небольшим расходом энергии на собственные нужды и, главное, не требуют дорогостоящих пылеприготовительных устройств. В последние годы все расширяющееся применение находят и *топки с кипящим слоем*.

Для сжигания твердого топлива в плотном слое приме-

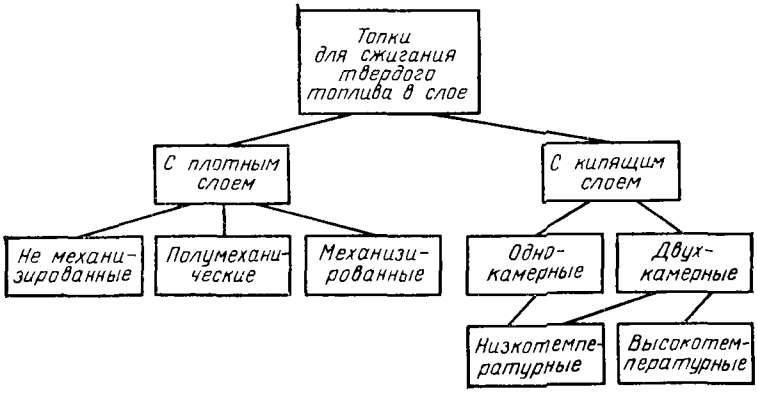


Рис. 6.1. Классификация слоевых топок

няют разнообразные топочные устройства, различающиеся как теплотехническими характеристиками (режимом подачи топлива и воздуха, организацией смесеобразования, тепловой подготовкой), так и конструктивным выполнением. Обслуживание топки, в которой топливо сжигается в слое, включает следующие операции: *подачу топлива в топку,* шурование слоя, т. е. *перемещение кусочков топлива* относительно друг друга и колосниковой решетки, на которой топливо сжигается (для улучшения условий подвода окислителя); *удаление из топки шлака.* В зависимости от степени механизации указанных операций топочные устройства можно разделить на:

немеханизированные (все три операции выполняются вручную);

полумеханические (механизированы одна или две операции);

механические (механизированы все три операции).

По режиму подачи топлива в плотный слой различают топочные устройства с *периодической и непрерывной загрузкой* топлива. Характер подачи топлива в топку оказывает решающее влияние на показатели работы топочного устройства.

По организации тепловой подготовки и воспламенения топлива в слое различают топки с *нижним, верхним* и *смешанным воспламенением.*

По способу смесеобразования топлива и воздуха в слое различают следующие схемы, отличающиеся друг от друга сочетанием направлений газовоздушного и топливно-шлакового потоков: *встречные, параллельные, поперечные, смешанные.*

Эффективность и производительность слоевых топочных устройств зависят от рациональной организации тепловой подготовки топлива, его зажигания и горения.

6.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА В ПЛОТНОМ СЛОЕ

Структура горящего слоя твердого топлива, неподвижно лежащего на колосниковой решетке, при верхней загрузке топлива показана на рис. 6.2.

В верхней части слоя после загрузки находится *свежее топливо.* Под ним располагается *горящий кокс,* а непосредственно над решеткой — *шлак.* Указанные зоны слоя частично перекрывают друг друга. По мере выгорания топливо

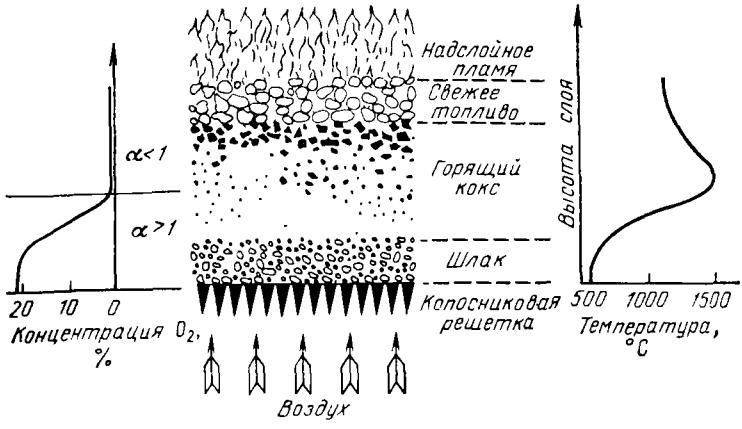


Рис. 6.2. Структура горящего слоя твердого топлива

постепенно проходит все зоны. В первый период после поступления свежего топлива на горящий кокс происходит его тепловая подготовка (прогрев, испарение влаги, выделение летучих), на что затрачивается часть выделяющейся в слое теплоты. На рис. 6.2 показано примерное распределение температуры по высоте слоя топлива. Область наиболее высокой температуры располагается в зоне горения кокса, где выделяется основное количество теплоты.

Образующийся при горении топлива шлак капельками стекает с раскаленных кусочков кокса навстречу воздуху. Постепенно шлак охлаждается и уже в твердом состоянии достигает колосниковой решетки, откуда он удаляется. Шлак, лежащий на решетке, защищает ее от перегрева, подогревает и равномерно распределяет воздух по слою.

Воздух, проходящий через решетку и поступающий в слой топлива, называют *первичным*. Если первичного воздуха для полного горения топлива не хватает и над слоем имеются продукты неполного горения, то дополнительно подают воздух в надслойное пространство. Такой воздух называют *вторичным*.

При верхней подаче топлива на решетку осуществляются нижнее воспламенение топлива и встречное движение газовоздушного и топливного потоков. При этом обеспечиваются эффективное зажигание топлива и благоприятные гидродинамические условия его горения.

Первичные химические реакции между топливом и окислителем происходят в зоне раскаленного кокса. Характер

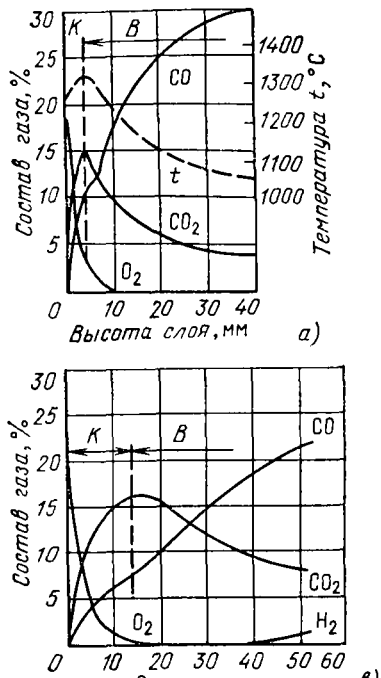


Рис 6 3 Газообразование в слое горящего топлива

а — электродный уголь 4 6—3,7 мм, *б* — антрацит 7 2—9 мм, *в* — подмосковный уголь 4 8—6 мм, *К* — кислородная зона; *В* — восстановительная зона, скорость дутья — 0,5 м/с

газообразования в слое горящего топлива показан на рис. 6 3. В начале слоя, в *кислородной зоне* (*К*), в которой происходит интенсивное расходование кислорода, одновременно образуется оксид и диоксид углерода CO_2 и CO. К концу кислородной зоны концентрация O_2 снижается до 1—2 %, а концентрация CO_2 достигает своего максимума. Температура слоя в кислородной зоне резко возрастает, имея максимум там, где устанавливается наибольшая концентрация CO_2.

В *восстановительной зоне* (*В*) кислород практически отсутствует. Диоксид углерода взаимодействует с раскаленным углеродом с образованием оксида углерода:

$$CO_2 + C = 2CO. \qquad (6.1)$$

По высоте восстановительной зоны содержание CO_2 в газе уменьшается, а CO — соответственно увеличивается.

Реакция взаимодействия диоксида углерода с углеродом эндотермическая, поэтому температура по высоте вос-

становительной зоны падает. При наличии в газах водяных паров в восстановительной зоне возможна также эндотермическая реакция разложения H_2O.

Соотношение количеств получающихся в начальном участке кислородной зоны CO и CO_2 зависит от температуры и изменяется согласно выражению

$$\frac{CO}{CO_2} = Ae^{-\frac{E_{CO} - E_{CO_2}}{RT}}, \qquad (6.2)$$

где E_{CO} и E_{CO_2} — энергии активации образования соответственно CO и CO_2; A — численный коэффициент; R — универсальная газовая постоянная; T — абсолютная температура.

Температура слоя в свою очередь зависит от концентрации окислителя, а также от степени подогрева воздуха.

В восстановительной зоне температурный фактор также имеет решающее влияние на соотношение между CO и CO_2. С повышением температуры реакции $CO_2 + C \rightleftarrows 2CO$ смещается вправо и содержание оксида углерода в газах повышается.

Толщины кислородной и восстановительной зон зависят в основном от типа и размера кусков горящего топлива и температурного режима. С увеличением крупности топлива толщина зон увеличивается. Установлено, что толщина кислородной зоны составляет примерно три-четыре диаметра горящих частиц. Восстановительная зона толще кислородной в 4—6 раз.

Увеличение интенсивности дутья на толщину зон практически не влияет. Это объясняется тем, что скорость химической реакции в слое значительно выше скорости смесеобразования и весь поступающий кислород мгновенно реагирует с первыми же рядами частиц раскаленного топлива.

Наличие кислородной и восстановительной зон в слое характерно для горения как углерода, так и натуральных топлив (рис. 6.3). С увеличением реакционной способности топлива, а также при уменьшении его зольности толщина зон сокращается.

Характер газообразования в слое топлива показывает, что в зависимости от организации горения на выходе из слоя могут быть получены или практически инертные или горючие и инертные газы. Если целью является максималь-

ное превращение теплоты топлива в физическую теплоту газов, то процесс следует проводить *в тонком слое топлива с избытком окислителя*. Если же задачей является получение горючих газов (газификация), то процесс проводят *с развитым по высоте слоем при недостатке окислителя*.

Сжигание топлива в топке котла соответствует первому случаю, и горение организуют в тонком слое, обеспечивающем максимальное течение окислительных реакций. Так как толщина кислородной зоны зависит от крупности топлива, то чем больше размер кусков, тем более толстым должен быть слой. Так, при сжигании в слое мелочи бурых и каменных углей (крупностью до 20 мм) толщину слоя поддерживают около 50 мм. При тех же углях, но кусками размером более 30 мм толщину слоя увеличивают до 200 мм. Необходимая толщина слоя топлива зависит также и от его влажности. Чем больше влажность топлива, тем больше должен быть запас горящей массы в слое, чтобы обеспечить устойчивое воспламенение и горение свежей порции топлива.

6.3. ТОПКИ ДЛЯ СЖИГАНИЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА В ПЛОТНОМ СЛОЕ

6.3.1. НЕМЕХАНИЗИРОВАННЫЕ И ПОЛУМЕХАНИЧЕСКИЕ ТОПКИ

Простейшим немеханизированным топочным устройством, сохранившимся еще и сейчас в отдельных установках малой мощности (паропроизводительностью до 1 т/ч), является топка *с ручной периодической подачей топлива на колосниковую решетку*. Колосниковая решетка поддерживает сжигаемое топливо и одновременно служит для распределения воздуха, поступающего через нее в слой. Решетка набирается из отдельных чугунных балочных или плиточных колосников.

Отношение площади всех зазоров R в колосниковой решетке, через которые поступает в слой воздух, ко всей площади решетки называют *живым сечением решетки* и обычно выражают в процентах. Необходимый размер живого сечения решетки зависит от рода сжигаемого топлива и крупности кусков. Так, при сжигании кускового торфа и дров применяют балочные колосники. В этом случае живое сечение колеблется в пределах 25—40 %. Для антрацита и бурых углей применяют плиточные колосники при живом сечении 12—18 %.

Характерными особенностями тепловой работы топки с ручным обслуживанием являются периодическая подача топлива и в связи с этим *цикличность* процесса горения. Периодическая загрузка топлива на решетку определяет ряд существенных принципиальных недостатков такой топки, одним из которых является чередование по времени фаз горения топлива. Существенным недостатком является и то, что эксплуатация такой топки связана с тяжелым ручным трудом. Учитывая серьезные недостатки ручных топок, их повсеместно заменяют полумеханизированными или полностью механизированными топочными устройствами.

Частичная механизация ручной топки может быть достигнута установкой *поворотных* или *качающихся колосников.* Этим значительно облегчается одна из наиболее трудоемких операций — очистка решетки от шлака.

Облегчения труда кочегара, а также улучшения условий работы слоя достигают механизацией загрузки топлива на решетку с применением различных *забрасывателей.* В этом случае перед фронтом топки устанавливают бункер, из которого топливо поступает к забрасывателю, загружающему его на слой. Используемые на практике забрасыватели топлива подразделяют на *механические, пневматические* (паровые) и *пневмомеханические.* Схемы забрасывателей показаны на рис. 6.4. Обычно по ширине топки устанавливают несколько забрасывателей топлива, часто по числу секций в колосниковой решетке.

Механический забрасыватель (рис. 6.4, *а*) подачу топлива на решетку осуществляет непрерывно вращающимся (550—800 об/мин) лопастным метателем, к которому топ-

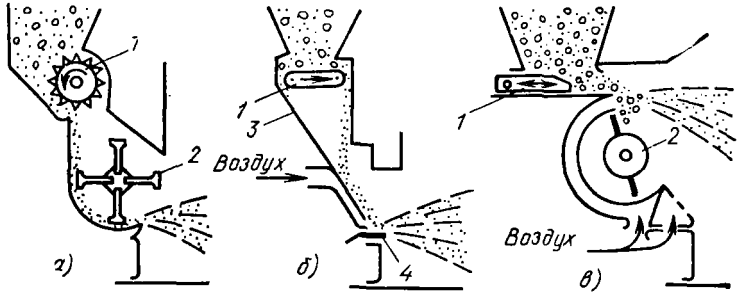


Рис. 6.4. Схемы забрасывателей топлива:

1 — дозирующее устройство; *2* — метатель; *3* — разгонная плита; *4* — распределительная плита

ливо поступает из дозирующего устройства. В пневматическом забрасывателе (рис. 6.4, *б*) топливо с разгонной плиты сдувается на решетку воздухом, выходящим из сопл круглой или щелевидной формы. Расход воздуха 0,2—0,25 м^3/кг топлива, скорость истечения воздуха 30—80 м/с. В паровых забрасывателях используют пар, выходящий из сопл со скоростью около 400 м/с.

Забрасыватели дают неравномерное по фракционному составу распределение топлива по длине решетки, что нежелательно. Механические забрасыватели подают более крупные куски топлива на заднюю половину решетки, а более мелкие — на переднюю. Пневматические (паровые) забрасыватели, наоборот, загружают более крупное топливо ближе к фронту топки, а более мелкое — в заднюю ее часть.

В пневмомеханическом забрасывателе (рис. 6.4, *в*) сочетают механическое и пневматическое воздействия на кусочки топлива. Воздух здесь способствует более равномерному распределению мелочи по длине решетки. В настоящее время у нас выпускаются топки с пневмомеханическими забрасывателями.

Механизация подачи топлива и очистки слоя от шлака позволяет значительно уменьшить затрату физического труда и повысить экономичность топочного устройства. На рис. 6.5 показана полумеханическая топка с пневмомеханическим забрасывателем и решеткой с поворотными колосниками (ЗП-РПК). Топка относится к *факельно-слоевым* устройствам с неподвижной горизонтальной колосниковой решеткой, непрерывным забросом топлива на неподвижный горящий слой и периодическим удалением шлака.

Мелкие частицы топлива отвеиваются воздухом и сгорают в объеме топки. Количество вторичного воздуха, подводимого к забрасывателю, составляет около 15 % общего количества воздуха, необходимого для горения топлива. Давление вторичного воздуха до 1000 Па. Топки ЗП-РПК рекомендуются для котлов паропроизводительностью до 1,8 кг/с. Имеются решетки длиной 1325—2440, шириной 1800—2600 мм. Температура воздуха, подаваемого под решетку, по условиям ее надежности не должна превышать 250 °С.

Интенсивность выгорания топлива в слое, где горение обычно протекает в диффузионной области, зависит от скорости подвода окислителя. Для обычных слоевых топок пределом дутьевой форсировки слоя является нарушение его устойчивости. При более высокой скорости воздуха мелкие частицы начинают выноситься из слоя. В местах выноса сопротивление слоя падает. В образовавшиеся кра-

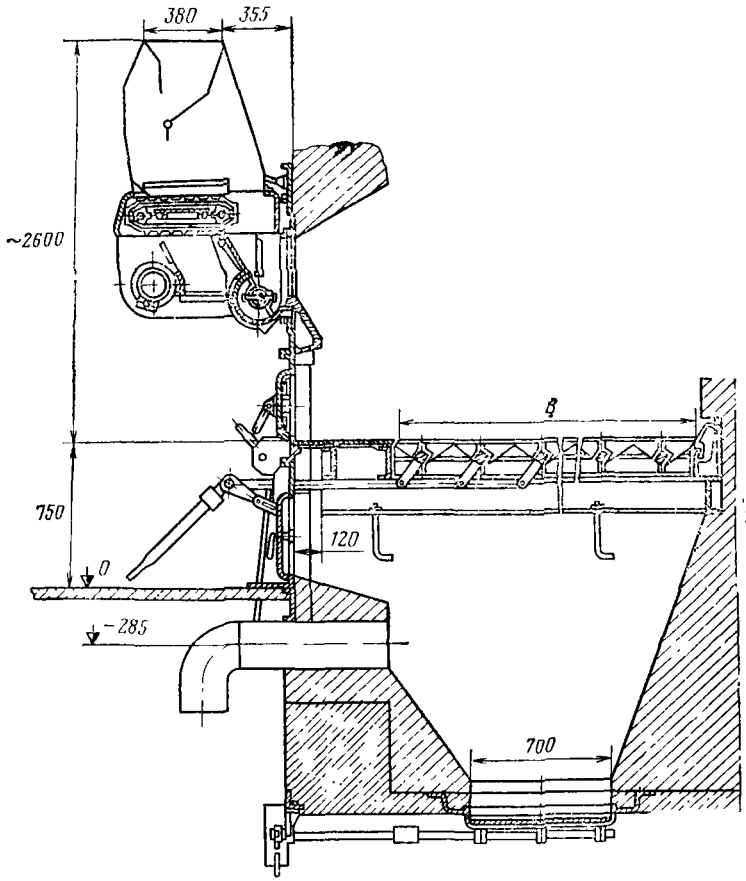


Рис. 6.5. Полумеханическая топка с пневмомеханическим забрасывателем и решеткой с поворотными колосниками ЗП-РПК

теры устремляется значительная часть воздуха, что приводит к уменьшению его расхода через другие участки слоя. Таким образом, чрезмерное повышение расхода воздуха через слой приводит к расстройству процесса горения.

6.3.2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ТОПКИ С ЦЕПНЫМИ РЕШЕТКАМИ

Значительное распространение в промышленности имеют механические слоевые топки с цепными решетками. Характерной особенностью этих топок является *непрерывное*

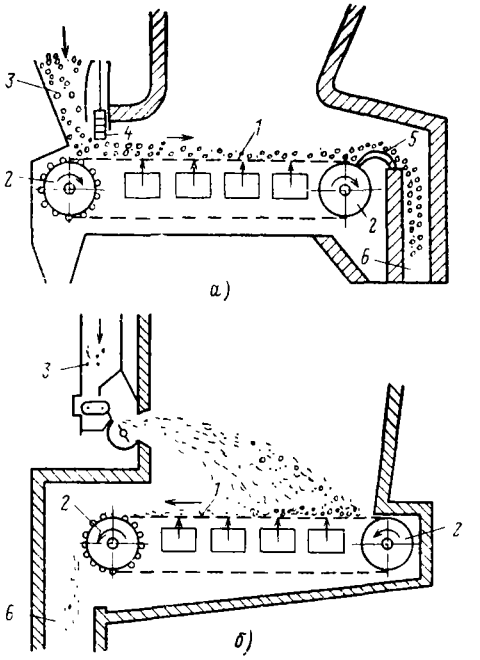


Рис. 6.6. Механические топки с колосниковыми решетками:
а — прямого хода; *б* — обратного хода

перемещение топлива вместе с колосниковой решеткой, представляющей собой транспортер, выполненный в виде бесконечного полотна. Применение находят механические топки с колосниковыми решетками *прямого и обратного хода* (рис. 6.6). В топке с решеткой прямого хода полотно с топливом перемещается от фронта топки к задней стенке (рис. 6.6, *а*), а в топке с решеткой обратного хода — от задней стенки к фронту (рис. 6.6, *б*). Применяемые колосниковые полотна бывают *чешуйчатого и ленточного типов.*

В механической топке с чешуйчатой цепной решеткой прямого хода, показанной на рис. 6.6, *а*, полотно решетки *1* состоит из отдельных колосников, укрепленных на бесконечных шарнирных цепях, надетых на две пары звездочек *2*. Передняя пара, являющаяся ведущей, приводится во вращение электродвигателем через редуктор. Скорость движения решетки можно изменять в широких пределах (1—18 м/ч). Топливо из загрузочного ящика *3* поступает

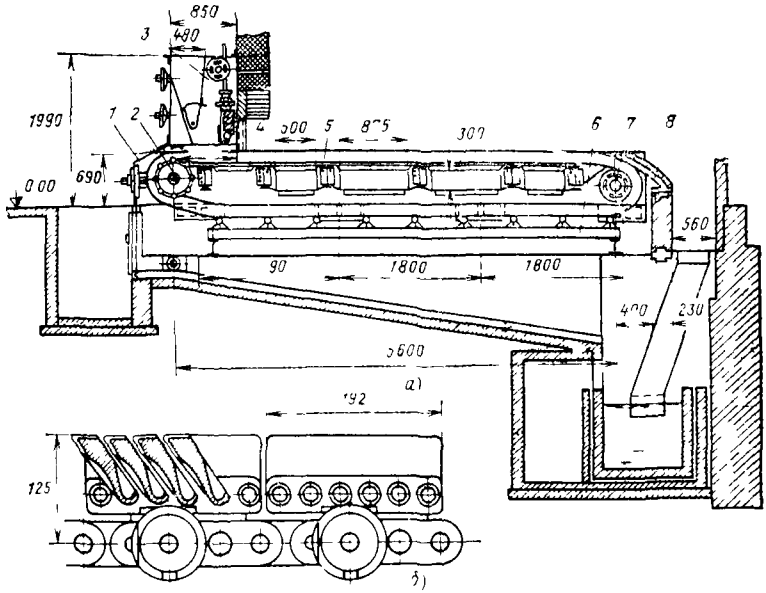


Рис 6 7 Чешуйчатая цепная решетка прямого хода типа ТЧ
а — продольный разрез, *б* — беспровальные колосники *1* — фронтовой кожух, *2* — передний вал *3* — угольный ящик *4* — рама, *5* — колосниковое полотно, *6* — опорный рольганг, *7* — задний вал *8* — шлакосниматель

на движущуюся решетку. Желаемую толщину слоя топлива устанавливают шибером *4*, который может перемещаться по вертикали. Необходимый для горения воздух подводится под решетку (между полотнами) и поступает в слой через зазоры между колосниками. По мере продвижения решетки топливо выгорает Образующийся шлак сбрасывается с решетки шлакоснимателем *5* в шлаковый бункер *6*.

Чешуйчатая цепная решетка прямого хода типа ТЧ, выпускаемая взамен изготавливавшихся ранее у нас цепных беспровальных решеток типа БЦР, ЧЦР, показана на рис. 6 7, *а*. Чешуйчатое колосниковое полотно выполняют из наклонно расположенных беспровальных колосников (рис. 6.7, *б*). Кусочки провала собираются в карманах нижней части колосников. При сходе цепи вниз колосники опрокидываются и уловленный провал сбрасывается в бункер. Воздух проходит в слой через узкие щели в местах прилегания колосников друг к другу.

Чешуйчатые цепные решетки прямого хода имеют длину 5600—8000 мм при ширине 2700—3700 мм. В топках с решетками обратного хода (рис. 6.6, *б*) применяют цепные решетки типа ТЧЗ (чешуйчатые, с забрасывателем топлива) и ТЧЗМ (чешуйчатые моноблочные с забрасывателем), а также типа ТЛЗМ (ленточные моноблочные с забрасывателем), набираемые из ребристых колосников. Чешуйчатые цепные решетки обратного хода имеют длину 4000—8000 мм при ширине 2700—4900 мм. Ленточные цепные решетки обратного хода имеют длину 2400—4000 мм при ширине 1870—2700 мм.

Секционное дутье. Процесс горения в топке с цепной решеткой в отличие от топки с периодической загрузкой топлива протекает непрерывно. Однако по длине решетки процесс горения разделяется на следующие этапы: подготовка топлива (прогрев, подсушка, выделение летучих); горение кокса и летучих; выжиг (догорание топлива) и удаление шлака. Так как для различных этапов горения требуется различное количество воздуха, применяют позонное (секционное) дутье. На рис. 6.8 кривая *1* характеризует потребное количество воздуха для горения топлива по длине решетки прямого хода. При отсутствии позонного дутья поступление воздуха в топку характеризуется штриховой

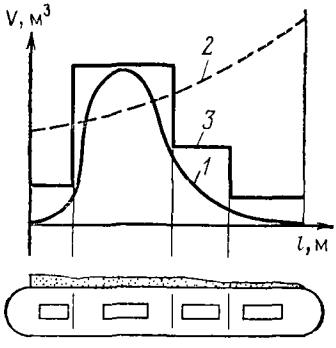
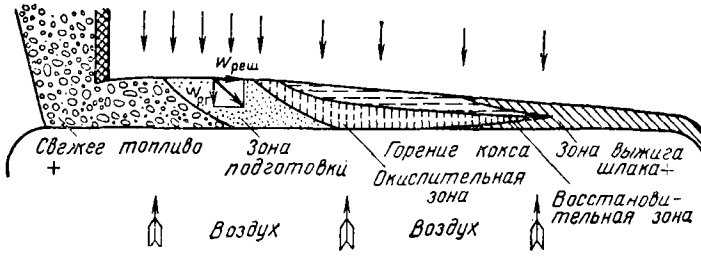


Рис. 6.8. Подача воздуха в топку при секционном дутье

Рис. 6.9. Схема зажигания слоя топлива на цепной решетке прямого хода



линией *2*, а при секционном дутье — ломаной линией *3*. Через последнюю, шлаковую зону, имеющую слой малой толщины, воздух подают в большем количестве, чем это необходимо для догорания топлива, чтобы обеспечить охлаждение шлака и решетки. Позонное дутье улучшает горение топлива. Одновременно снижается и потеря теплоты с уходящими газами в связи с понижением общего для всей топки коэффициента избытка воздуха. Позонное дутье осуществляют и в топках с решетками обратного хода.

Зажигание слоя. Особенностью горения топлива в топке с цепной решеткой прямого хода является одностороннее верхнее его зажигание, так как свежее топливо из загрузочного ящика ложится на относительно холодные колосники. В данном случае получается схема поперечного движения топливного и газовоздушных потоков. Схема зажигания слоя на цепной решетке показана на рис. 6.9. Основным источником теплоты, определяющим прогрев и воспламенение свежего топлива, является излучение газов из топочного объема. Скорость распространения в слое горения $w_{р.г}$ направлена поперечно движению слоя, перемещающегося со скоростью движения решетки $w_{реш}$. Поэтому фронт начала выхода летучих и фронт воспламенения располагаются с наклоном в сторону движения решетки.

Зажигание топлива от непосредственного его соприкосновения с горящими частицами играет небольшую роль в общем процессе воспламенения топлива. Так, скорость распространения горения от непосредственного контакта частиц составляет всего 0,2—0,5 м/ч, в то время как перемещение слоя вместе с решеткой имеет скорость, в десятки раз большую. В связи с указанной особенностью прогрева и воспламенения топлива при сжигании малореакционных и влажных топлив значительная часть цепной решетки может оказаться занятой предварительной подготовкой топлива. При сжигании таких топлив на цепной решетке приходится принимать меры для интенсификации подготовительных этапов.

Так, *для интенсификации зажигания антрацита* — топлива с малым выходом летучих применяют топочную камеру с сильно развитым и низко расположенным задним сводом, благодаря чему горячие газы, образующиеся в зоне наиболее активного горения, направляются к начальному участку слоя, способствуя зажиганию свежего топлива. Кроме того, имеющийся после шлаковой зоны избыточный горячий воздух при таком расположении свода направля-

ется в зону наиболее активного горения. Свод выполняют из кирпича, раскаляющегося во время работы, что также способствует более полному выгоранию горючих из шлака.

При сжигании кускового торфа, имеющего значительную влажность ($W^p = 40 \div 50$ %), для интенсификации подготовительных этапов применяют специальные *предтопки*. В этом случае торф подается в кирпичную шахту-предтопок, где частично подсушивается и затем поступает на цепную решетку. Подсушка торфа происходит благодаря очагам горения, образующимся на ступеньках предтопка, куда подается часть воздуха, идущего на горение торфа.

Характерной особенностью горения топлива в топке с цепной решеткой обратного хода (рис. 6.6, *б*) является нижнее неограниченное зажигание топлива. Топливо подается на решетку при помощи пневмомеханических забрасывателей. Более крупные фракции топлива, попадая на дальнюю от фронта топки часть решетки, падают на горящий слой. Мелкие частицы, сгорая в значительной степени во взвешенном состоянии в объеме топки, ложатся на горящий слой ближе к фронту.

«Острое дутье» в слоевых топках. Газы, выходящие из горящего на цепной решетке слоя топлива, наряду с инертными продуктами полного горения содержат горючие составляющие, а также кислород.

Во избежание значительных потерь теплоты от химического недожога продукты горения, содержащие горючие компоненты и кислород, необходимо в топочной камере хорошо перемешать для завершения горения. Весьма эффективным способом интенсификации процесса перемешивания газов в топке является применение «острого» дутья, т. е. ввод в топочную камеру с большой скоростью (50—70 м/с) относительно тонких струй воздуха. Расход воздуха на острое (вторичное) дутье составляет 5—10 % общего количества воздуха.

Выжиг и удаление шлака. Для уменьшения потери химически связанной теплоты догорающего топлива необходимо всемерно интенсифицировать его выжиг на шлаковом участке решетки. Эффективными в этом отношении являются низко расположенные горячие кирпичные своды. При налаженном процессе горение на решетке должно полностью заканчиваться примерно на расстоянии 0,3—0,5 м от места сброса шлака с решетки. В месте схода шлака устанавливают *шлакосниматель* (рис. 6.6, *а*), который несколько замедляет движение шлака, способствуя его выжигу, а также за-

щищает решетку от оголения. Чтобы избежать образования наростов шлака на боковых стенах топочной камеры, на уровне верхнего полотна цепной решетки с боковых ее сторон устанавливают водоохлаждаемые панели, представляющие собой круглые коллекторы, включенные в систему циркуляции котла.

Применение *горячего дутьевого воздуха* способствует интенсификации горения топлива в слое. Предел подогрева воздуха лимитируется условиями работы решетки. Так, при сжигании на решетке антрацита — топлива с малым выходом летучих, для которого тепловыделение происходит в основном в слое, подогрев воздуха применяют до 150—170 °С. При сжигании топлив с большим выходом летучих, для которых тепловыделение в значительной степени переносится в топочный объем, применяют воздух, подогретый до 200—250 °С.

Слоевые топки с цепными решетками прямого хода могут применяться для сжигания сортированных антрацитов (АС и АМ), древесных отходов и др. Работа топки характеризуется следующими показателями: $q_R = 0{,}93 \div 1{,}16$ МВт/м^2; $q_V = 0{,}29 \div 0{,}465$ МВт/м^3; $\alpha_т = 1{,}5 \div 1{,}6$; давление воздуха под решеткой 980 Па.

Для сжигания грохоченых и рядовых бурых и каменных углей с содержанием мелочи 0—6 мм до 60 % и максимальном размере куска 50 мм могут применяться топки с цепными решетками обратного хода с забрасывателями топлива. Показатели работы этих топок: $q_R = 1{,}16 \div 1{,}63$ МВт/м^2; $q_V = 0{,}29 \div 0{,}465$ МВт/м^3; $\alpha_т = 1{,}3 \div 1{,}5$; давление воздуха под решеткой 490 Па.

6.4. ТОПКИ С КИПЯЩИМ СЛОЕМ

Эффективное сжигание твердого мелкозернистого топлива (0—20 мм) может быть достигнуто при использовании принципа *кипящего (псевдоожиженного) слоя,* применение которого при газификации топлива, в черной и цветной металлургии, химической и нефтеперерабатывающей, строительной и других отраслях промышленности позволило резко интенсифицировать ряд технологических процессов.

Кипящий слой характеризуется скоростью первичного воздуха, превышающей предел устойчивости плотного слоя, но далеко не достигающей скорости витания средних частиц. При этих условиях все частицы в слое интенсивно перемешиваются, двигаясь колебательно вверх и вниз, причем

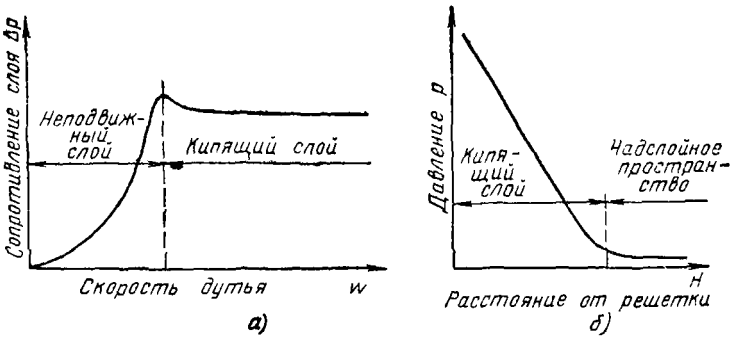


Рис. 6.10. Характеристики кипящего слоя:
а — зависимость сопротивления слоя от скорости дутья; *б* — изменение давления по высоте кипящего слоя

в целом слой имеет относительно четкую верхнюю границу. Для кипящего слоя твердого топлива характерны повышенная его концентрация в объеме камеры горения, а также повышенная относительная скорость в слое $w_{отн}$, что создает благоприятные условия для скоростного горения топлива. В отличие от плотного (неподвижного) слоя, аэродинамическое сопротивление которого с увеличением интенсивности дутья возрастает по степенному закону, в кипящем слое сопротивление от этого фактора не зависит (рис. 6.10, *а*).

При малой скорости дутья слой остается неподвижным и работает как фильтрующий. При достижении критической скорости дутья сила давления газового потока в слое становится равной силе тяжести частиц. Слой начинает расширяться, и при дальнейшем увеличении скорости воздуха частицы приходят в движение. Объем слоя увеличивается в 1,2—1,8 раза в зависимости от интенсивности дутья, формы и размеров частиц. Сопротивление кипящего слоя с изменением интенсивности дутья не изменяется, потому что при этом увеличивается расстояние между частицами, т. е. увеличивается проходное сечение для газа. При чрезмерном увеличении скорости дутья весь слой переходит во взвешенное состояние и может быть вынесен из рабочей камеры.

Для кипящего слоя подобно жидкости характерен *линейный закон падения давления* по его высоте (рис. 6.10, *б*). Давление (сопротивление) в кипящем слое пропорционально его высоте и плотности «кипящего» материала. В отличие от аэровзвеси, где относительная скорость частиц и газа приближается к нулю, для кипящего слоя в отдельные

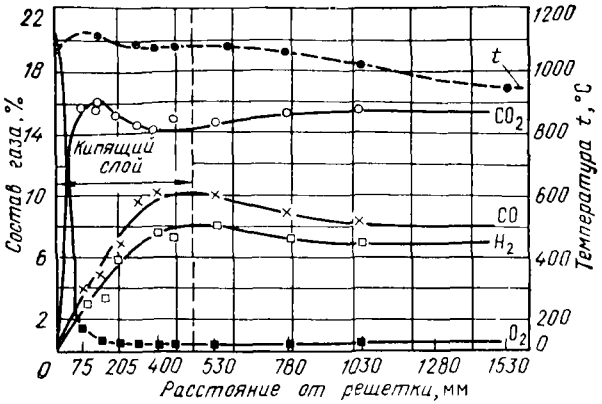


Рис. 6.11. Динамика газообразования и распределение температуры по высоте кипящего слоя; топливо — антрацит 3—5 мм; нагрузка $B/R = 700$ кг/(м²·ч)

периоды (при падении частиц) она доходит до нескольких метров в секунду.

Впервые использование принципа кипящего слоя в топочном устройстве было начато в 1944 г. работами Московского энергетического института применительно к малореакционным мелкозернистым топливам (АШ, коксовая мелочь), а в последующем и к бурым углям.

Характерной отличительной особенностью топок МЭИ является двухступенчатая схема организации процесса горения. В качестве первой ступени топки используется кипящий слой, где проводится интенсивная и глубокая тепловая подготовка топлива: прогрев, подсушка и выделение высокотемпературных горючих газов. Второй ступенью топки является камера дожигания горючего газа, выдаваемого кипящим слоем, и содержащихся в нем частиц термически подготовленного уноса.

При работе таких топок на АШ в слой подают около трети воздуха, необходимого для полного сгорания топлива. *Газообразование в кипящем слое* (рис. 6.11) происходит подобно газообразованию в плотном слое, однако кислородная и восстановительная зоны имеют увеличенные толщины. Температуру кипящего слоя поддерживают на уровне, исключающем плавление золы, во избежание шлакования слоя. Это может быть достигнуто установкой в слое охлаждающих поверхностей, рециркуляцией дымовых газов и др.

В нормально работающем кипящем слое оплавленного шлака не получается.

Относительно высокая и достаточно равномерная температура по высоте слоя (при работе на АШ около 1000 °С), благоприятные гидродинамические условия, определяемые повышенной относительной скоростью газа, и наличие достаточно развитой поверхности окисления мелкозернистого топлива обеспечивают высокую производительность кипящего слоя как первой ступени полугазовой топки. В рассматриваемых условиях выходящий из слоя горючий газ имеет температуру около 1000 °С и теплоту сгорания 1,7—2,5 МДж/м^3. Видимая плотность теплового потока на дутьевую решетку составляет $q_R = 4{,}7 \div 7$ МВт/м^2.

Вторую ступень топки для дожигания газа и выноса можно выполнить по различным вариантам. На рис. 6.12

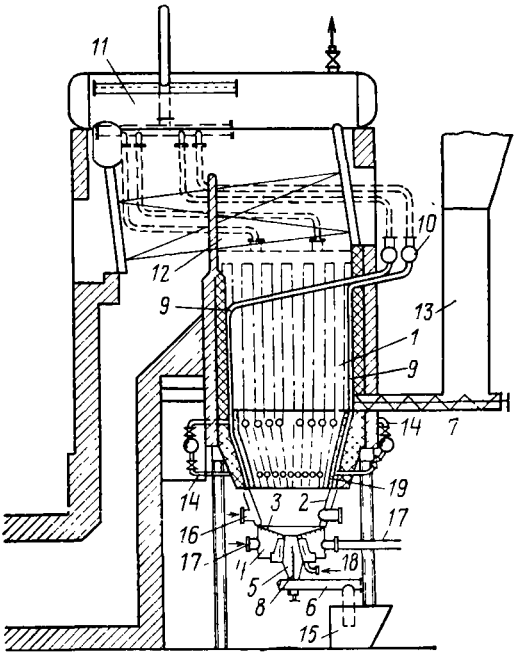


Рис. 6.12. Компоновка топки с кипящим слоем с водогрейным котлом:
1 — топочная камера; *2* — конусная часть топки; *3* — дутьевая решетка; *4* — дутьевая коробка; *5* — камера дожигания выпавших частиц; *6* — шнек золоудаления; *7* — топливный шнек; *8* — шуровочный вал; *9* — экранные трубы; *10* — коллектор; *11* — барабан; *12* — конвективный пучок; *13* — топливная течка; *14* — фурмы вторичного дутья; *15* — бак с гидрозатвором для золы; *16* — подвод сетевой воды; *17* — подвод первичного дутья; *18* — подвод воздуха в камеру дожигания; *19* — зажигательный пояс

показана компоновка однокамерной топки с кипящим слоем с водогрейным котлом; вторая ступень топки располагается непосредственно над слоем. Такая топка в производственных условиях работала на коксовой мелочи и подмосковном угле. Крупность топлива 0—20 мм. Тепловая мощность водогрейного отопительного котла около 5 МВт. При работе на коксовой мелочи ($A^p=17{,}33$ %; $W^p=19{,}85$ %) около 30 % всего количества воздуха, необходимого для горения, поступает под решетку, имеющую живое сечение 3—4 %. Остальной воздух подается в топочную камеру над кипящим слоем через два ряда фурм. Необходимое охлаждение кипящего слоя топлива для осуществления бесшлаковочного режима ($t=1000$ °С) достигается расположенными в кипящем слое водоохлаждаемыми поверхностями, включенными в систему циркуляции котла.

Коэффициент теплоотдачи от кипящего слоя к охлаждающей поверхности составляет около 250—400 Вт/(м²·К). Был предусмотрен также впрыск воды непосредственно в кипящий слой для возможности регулирования его температуры в случае необходимости. При работе на подмосковном угле марки БМ ($A^p=19{,}8$ %; $W^p=33{,}84$ %) в слой подавалось около 50—60 % всего воздуха, температура слоя поддерживалась на уровне 900 °С.

Поддержание желательной зольности слоя, исключающей его погасание и обеспечивающей небольшие потери от механического недожога с выгребом, осуществляется непрерывной или периодической «продувкой» слоя через выгребное устройство. Высота слоя в состоянии кипения поддерживается на уровне 600—800 мм. Необходимое давление воздуха под решеткой составляет 3400—3900 Па. При работе на коксовой мелочи расход топлива составляет около 0,3 кг/с, а при работе на подмосковном угле 0,5 кг/с. При этом видимая плотность теплового потока дутьевой решетки составляла $q_R=4{,}8$ МВт/м² при объемной плотности тепловыделения на всю топочную камеру $q_V=0{,}17$ МВт/м³.

На рис. 6.13 показаны некоторые другие варианты второй ступени топки с кипящим слоем. На схеме *а* — вариант однокамерной топки с кипящим слоем, где для интенсификации сжигания выноса вторичный воздух подается тангенциально; на схеме *б* сочленение первой и второй ступеней двухкамерной топки осуществляется при помощи специальной турбулентной горелки; на схеме *в* в качестве второй ступени топки используется циклонная камера с жидким шлакоудалением.

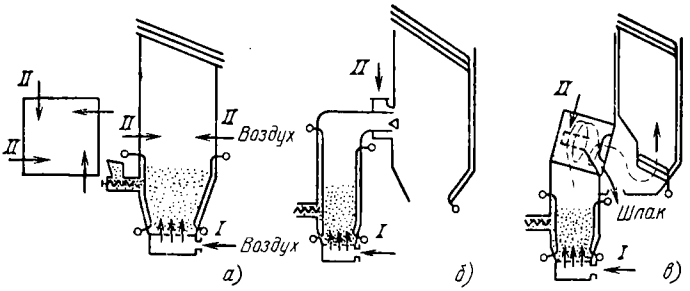


Рис. 6.13. Схемы организации второй ступени топки с кипящим слоем: *а* — топка с тангенциальным подводом вторичного воздуха; *б* — топка с турбулентной горелкой; *в* — топка с циклоиной горелкой

В 50-х годах в СССР были построены и находились в эксплуатации три топки с кипящим слоем, показавшие возможность эффективного сжигания различных мелкозернистых топлив.

Особый интерес к организации сжигания топлив в кипящем слое вызван рядом обстоятельств. Для сжигания могут использоваться различные топлива, включая низкосортные, крупностью 0—20 мм. При этом значительно сокращаются расходы электроэнергии на топливоприготовление. Расположение поверхностей нагрева в кипящем слое, где коэффициент теплоотдачи составляет 200—300 Вт/(м^2·К), обеспечивает существенное снижение металлоемкости установки. Работа с относительно низкотемпературным слоем (800—1000 °С) приводит к значительному уменьшению загрязнения атмосферы соединениями серы, так как большая ее часть остается в слое и удаляется вместе с золой. Для повышения степени улавливания серы в кипящий слой может добавляться известь или доломит. Благодаря низкой температуре отходящие из кипящего слоя газы практически не содержат оксидов азота. Снижается также возгонка щелочных соединений золы топлива, что приводит к уменьшению загрязнения поверхностей нагрева.

Принципиальная схема котла с топкой кипящего слоя с размещением части поверхностей нагрева в слое показана на рис. 6.14. Предусмотрен возврат в топку уловленного выноса из кипящего слоя, содержащего обычно значительное количество невыгоревшего углерода. Возможна также схема с дожиганием выноса в специальном устройстве.

В настоящее время за рубежом и в СССР в эксплуатации

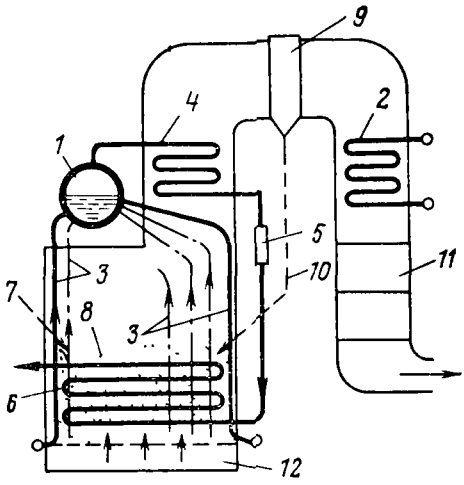


Рис. 6 14. Принципиальная схема котла с топкой кипящего слоя с размещением испарительных и пароперегревательных поверхностей в слое:

1 — барабан котла; *2* — экономайзер; *3* — испарительные поверхности; *4* — конвективный пакет пароперегревателя, *5* — пароохладитель; *6* — выходной пакет пароперегревателя; *7* — подача топлива; *8* — кипящий слой; *9* — сепаратор пыли; *10* — возврат пыли в кипящий слой; *11* — воздухоподогреватель; *12* — подача воздуха в кипящий слой

находятся различные топки с кипящим слоем, в том числе для котлов большой паропроизводительности, а также работающие под давлением (до 1 МПа), что приводит к дальнейшей интенсификации процесса сжигания твердого топлива и улучшению технико-экономических показателей.

Наряду со сжиганием твердого топлива в кипящем слое может быть организовано высокоэффективное сжигание газового и жидкого топлив. Для этого над дутьевой решеткой создается кипящий слой из инертного материала (песок, кирпичная крошка и т. п.), в котором сжигается газ или жидкое топливо. В таком кипящем слое также могут быть установлены поверхности нагрева котла, что интенсифицирует теплопередачу.

Широкое распространение в промышленности находят также технологические топки с кипящим слоем, в частности для обжига различных серосодержащих материалов (колчедана, медных и цинковых концентратов и др.). Для поддержания температуры слоя на уровне, исключающем его шлакование, используют охлаждаемые элементы, располагаемые в кипящем слое и отнимающие избыточную теплоту. В этих элементах обычно вырабатывается пар. Более подробно о таких энерготехнологических установках см. гл. 18.

6.5. ВЫБОР СЛОЕВЫХ ТОПОК И ОСНОВЫ ИХ РАСЧЕТА

По действующим нормам слоевые топки целесообразно применять для котлов паропроизводительностью до 10 кг/с

(35 т/ч). Для установок большей производительности часто оказывается возможным применение как слоевых, так и камерных топок. В этом случае выбор способа сжигания решается на основе технико-экономических соображений.

Для сжигания в слое рекомендуются сортированные антрациты (АС и АМ) и полуантрациты, а также грохоченые и рядовые каменные и бурые угли с содержанием мелочи от 0—6 до 60 % с выходом летучих более 20 %, кусковой торф, сланец, древесные отходы. Слоевые топки не рекомендуется применять для сжигания антрацитового штыба и рядовых антрацитов, тощих и бурых высоковлажных углей с $W^{\text{п}} > 3{,}35$ % · кг/МДж, отходов углеобогащения и фрезерного торфа. Применение слоевых топок для указанных топлив не обеспечивает надежного и эффективного их сжигания. Слоевые топки с ручным обслуживанием допускаются для небольших паровых и водогрейных котлов паропроизводительностью до 0,3 кг/с (1 т/ч).

Для котлов паропроизводительностью до 1,8 кг/с (6,5 т/ч) при сжигании сортированных антрацитов АС и АМ, каменных и бурых углей можно применять топки с неподвижной решеткой с опрокидными колосниками и пневмомеханическим забросом топлива. Длина колосниковой решетки должна быть при этом не более 3 м. Для котлов паропроизводительностью более 1,8 кг/с для сжигания антрацитов марок АС и АМ рекомендуются топки с цепными решетками прямого хода, а для сжигания каменных и бурых углей — цепные решетки обратного хода с пневмомеханическими забрасывателями. Для сжигания сланца в котлах паропроизводительностью до 5,5 кг/с допускается применение топок с наклонно-переталкивающими решетками.

Для сжигания кускового торфа в котлах паропроизводительностью до 1,8 кг/с и древесных отходов в котлах паропроизводительностью до 2,8 кг/с рекомендуются простейшие шахтные топки с наклонной неподвижной решеткой, а для агрегатов большей производительности — шахтно-цепные топки с предтопками.

Работу слоевых топок характеризуют видимой плотностью теплового потока зеркала горения q_R, видимой объемной плотностью тепловыделения q_V, коэффициентом избытка воздуха α, потерями теплоты от химической $q_{\text{х.н}}$ и механической $q_{\text{м.н}}$ неполноты сгорания. Допустимые значения q_R и q_V при слоевом сжигании различных топлив, а также значения α, $q_{\text{х.н}}$ и $q_{\text{м.н}}$ могут быть приняты по [1].

Для выбранного способа сжигания топлива по указан-

ным рекомендациям принимают значения $q_R = B_р Q_н^р / R$, $q_V = B_р Q_н^р / V_т$, после чего по расходу топлива B и его теплоте сгорания $Q_н^р$ находят необходимые площадь зеркала горения R и топочный объем $V_т$.

При сжигании топлив на решетке за активную длину зеркала горения принимают: для топок с чешуйчатой цепной решеткой ТЧ — размер от регулятора слоя до наконечников шлакоснимателей, для топок с пневмомеханическими забрасывателями типов ТЧЗМ и ТЛЗМ — от фронтовой стенки до кирпичной кладки над задним колосником. Активная площадь решетки R равна произведению активной длины решетки на ее активную ширину. У топок с поворотными колосниками типа ЗП-РПК активная площадь решетки принимается равной площади поворотных колосников.

Высоту слоевой топочной камеры для котлов паропроизводительностью до 2,8 кг/с принимают 2,5—4 м, а для котлов производительностью 5,5—9,7 кг/с — более 4 м.

Глава седьмая

ПЫЛЕПРИГОТОВЛЕНИЕ

7.1. ОСОБЕННОСТИ СЖИГАНИЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА В ПЫЛЕВИДНОМ СОСТОЯНИИ

Твердое топливо при сжигании в камерных топках предварительно измельчают и в виде пыли в смеси с воздухом вдувают в топочную камеру, где оно сгорает, находясь в потоке газов *во взвешенном состоянии*. Превращением кускового топлива в угольную пыль достигается многократное увеличение поверхности реагирования. Так, если кусочек угля диаметром 20 мм раздробить на частицы размером 40 мкм, то суммарная площадь поверхности полученных пылинок будет в 500 раз больше поверхности исходной частицы. При увеличении поверхности реагирования существенно улучшаются условия сжигания, так как горение твердого топлива является гетерогенным процессом, происходящим на поверхности частиц топлива.

Основные преимущества сжигания топлива в виде пыли заключаются в следующем:

1) возможность сжигания с достаточно высоким КПД любого топлива, включая малореакционные антрациты, а также высоковлажные и высокозольные угли и отходы углеобогащения;

2) практически неограниченная по условиям сжигания топлива единичная мощность котла;

3) полная механизация топочного процесса, легкость регулирования, возможность полной автоматизации топочного устройства;

4) отсутствие подвижных деталей в топке, что повышает эксплуатационную надежность агрегата.

Недостатками сжигания топлива в пылевидном состоянии являются:

1) сложность, громоздкость и в большинстве случаев высокая стоимость оборудования пылеприготовления, а также значительный расход на приготовление пыли электроэнергии, доходящий для антрацита до 25—30 кВт·ч/т;

2) низкие объемные плотности тепловыделения в камере горения, находящиеся при факельном сжигании пыли в пределах $q_V = 0{,}1 \div 0{,}3$ МВт/м^3. Последнее обусловливается малой массовой концентрацией топлива в единице объема такой топки (20—30 г/м^3), а также неблагоприятными условиями подвода окислителя к поверхности реагирования и отвода продуктов сгорания вследствие низкой относительной скорости горящих частиц в газовоздушном потоке.

При сжигании угольной пыли в циклонных топках (см. гл. 8), характеризующихся более благоприятными условиями для тепло- и массообмена, объемная плотность тепловыделения камеры горения имеет значительно более высокие значения.

7.2. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ ПЫЛЕПРИГОТОВЛЕНИЯ

Приготовление угольной пыли из кускового топлива производится в системе специальных устройств, в которых последовательно осуществляются первоначальное *грубое дробление* топлива на куски размером в несколько десятков миллиметров, *сушка* и, наконец, его *размол* до пылевидного состояния с размером частиц в несколько десятков или сотен микрометров. Часто размол и сушку топлива совмещают в одном устройстве.

Крупность топлива после предварительного грубого дробления (в валковых и молотковых дробилках) влияет на последующие этапы его сушки и размола. С увеличением крупности топлива возрастает расход энергии на приготовление пыли, увеличивается износ мелющих органов, а производительность мельницы снижается.

ВТИ и ЦКТИ рекомендуют следующие характеристики дробления топлива:

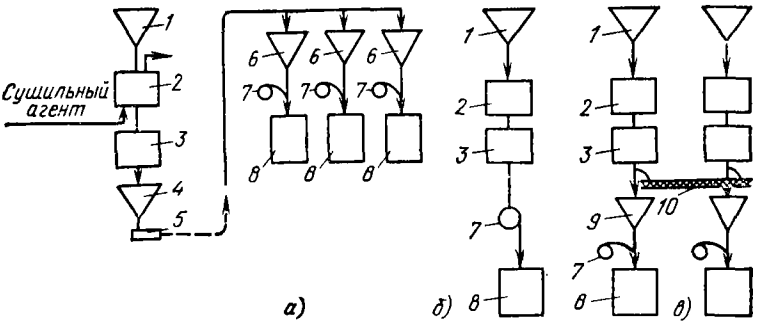


Рис. 7.1. Принципиальные схемы систем пылеприготовления:

а — центральная; *б* — индивидуальная с прямым вдуванием; *в* — индивидуальная с промежуточным пылевым бункером; *1* — бункер сырого дробленого угля; *2* — сушилка; *3* — мельница; *4* — центральный бункер готовой пыли; *5* — насос для пыли; *6* — расходный бункер; *7* — вентилятор; *8* — топка котла; *9* — промежуточный бункер; *10* — шнек для пыли

Остаток на сите 5×5 мм R_5, %	20
Остаток на сите 10×10 мм R_{10}, %	5
Максимальный размер куска, мм	Не больше 15

Для влажных топлив в случае замазывания дробильного оборудования максимальный размер куска может быть до 25 мм.

После грубого дробления сырого топлива из него удаляются металлические предметы и щепа, могущие попасть в топливо при добыче и транспортировании. Схема предварительной подготовки топлива перед размолом рассматривается в гл. 27.

Для размола топлива применяют центральные и индивидуальные системы пылеприготовления.

Схема центральной системы пылеприготовления показана на рис. 7.1, *а*. Предварительно подготовленное топливо из бункера сырого дробленого угля поступает в сушилку, далее — в мельницу, а затем в центральный бункер готовой пыли. Пылевым насосом пыль подается в расходные пылевые бункера котлов. Из бункеров пыль поступает в топочную камеру, куда также подается воздух вентилятором.

Положительной особенностью центральной системы пылеприготовления является независимость размольных установок от работы котла. Мельница может работать периодически, но с полной нагрузкой, когда удельный расход электроэнергии на пылеприготовление получается наименьшим. В топку котла подается пыль, подсушенная до заданной влажности. Вместе с тем центральное пылеприготовление

(пылезавод) отличается сложностью, высокой начальной стоимостью и значительными эксплуатационными затратами. При такой схеме пылеприготовления вместе с подсушивающим агентом в атмосферу выбрасывается и некоторое количество топлива. Центральная система пылеприготовления применяется сейчас для блоков более 500—800 МВт. Целесообразность ее применения должна решаться на основе технико-экономических соображений.

Индивидуальная система пылеприготовления характеризуется приготовлением пыли непосредственно у котельной установки с использованием для сушки топлива и его пневмотранспорта горячего воздуха или продуктов сгорания, образующихся в котле. Различают индивидуальные системы пылеприготовления *с прямым вдуванием и с промежуточным пылевым бункером.*

Индивидуальная система пылеприготовления с прямым вдуванием (рис. 7.1, *б*) отличается жесткой связью мельничного оборудования с котлом. Изменение нагрузки котла требует и изменения режима работы мельничного оборудования. При работе котла со сниженной нагрузкой мельница (если она одна) оказывается недогруженной. В то же время при уменьшении производительности мельничного оборудования снижается и нагрузка котла.

Индивидуальная система пылеприготовления с промежуточным пылевым бункером показана на рис. 7.1, *в*. В этом случае работа пылеприготовительного оборудования независима от работы котла, что является основным достоинством этой системы пылеприготовления. Наличие промежуточного пылевого бункера повышает надежность установки. Этому способствует также связь мельничных устройств отдельных котлов с помощью пылевых шнеков, позволяющих передавать пыль в случае необходимости от одного котла к другому. В индивидуальной системе пылеприготовления с промежуточным бункером также имеется возможность полностью загружать мельничное оборудование. Мельничный вентилятор находится здесь в значительно более благоприятных условиях в связи с тем, что основная масса пыли через вентилятор не проходит. К недостаткам схемы с промежуточным пылевым бункером относится, в частности, увеличение затрат на оборудование.

Индивидуальная система пылеприготовления с прямым вдуванием находит применение при сжигании высокореакционных бурых и каменных углей, допускающих грубый помол. Индивидуальная система пылеприготовления с проме-

жуточным бункером применяется для мощных котлов при работе на тощих и малореакционных углях, требующих тонкого помола.

7.3. СУШКА ТОПЛИВА

Для улучшения размола топлива, хранения и транспорта пыли, а также интенсификации ее зажигания и горения топливо подсушивают. Однако чрезмерная подсушка пыли не допускается по условиям самовозгорания и взрывобезопасности.

Различают сушку топлива по *замкнутой и разомкнутой схемам*. При замкнутой схеме отработавший в системе пылеприготовления сушильный агент вместе с пылью сбрасывают в топку. При разомкнутой схеме отработавшие сушильные газы сбрасывают в атмосферу. Примером замкнутой схемы сушки является индивидуальная система пылеприготовления с прямым вдуванием (рис. 7.1, *б*), примером разомкнутой схемы — центральная система пылеприготовления (рис. 7.1, *а*). После подсушки топлива в индивидуальной системе пылеприготовления с промежуточным бункером сушильный агент обычно сбрасывается в топку.

Влажность рабочего топлива $W^р$ может быть представлена как сумма гигроскопической влажности $W^{гн}$ и внешней влажности $W^{вн}$. Значения $W^{гн}$ для разных видов топлива различны. Так, для антрацита $W^{гн}=2{,}5$ %, для подмосковного угля 7,5 %, а для торфа 11 %.

Для относительно сухих углей при внешней влажности, не превышающей 10 %, сушка топлива производится одновременно с размолом в мельничном устройстве путем подачи внутрь мельницы горячего воздуха или продуктов сгорания (рис. 7.2, *а*).

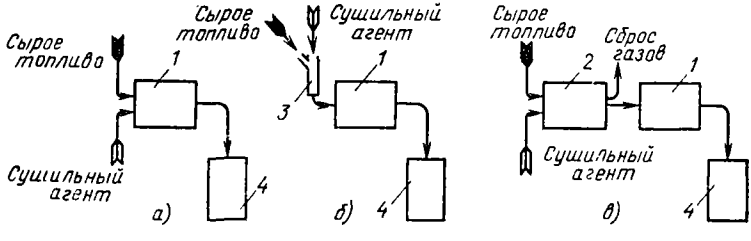


Рис. 7.2. Схема организации сушки топлива:
1 — мельница; *2* — сушилка; *3* — труба-сушилка; *4* — топка котла

Для влажных топлив с внешней влажностью 15—20% частичная предварительная подсушка топлива может осуществляться непосредственно перед мельничным устройством в коротких сушильных трубах. Окончательная досушка топлива проводится в мельнице в процессе размола (рис. 7.2, *б*).

Для высоковлажных топлив с внешней влажностью более 20 % возможно применение предварительной сушки топлива в отдельном сушильном устройстве с разомкнутой сушкой, т. е. с выбросом отработавшего сушильного агента вместе с водяными парами в атмосферу (рис. 7.2, *в*).

Расчеты подсушки топлива проводят, исходя из следующих соображений. Если первоначальная влажность топлива была W_1, а конечная стала W_2, то справедливо соотношение, характеризующее неизменяемость сухой массы топлива:

$$B_1 (100 - W_1) = B_2 (100 - W_2), \qquad (7.1)$$

где B_1 и B_2 — соответственно массы сырого и подсушенного угля, кг/с.

Отсюда

$$B_2 = B_1 \frac{100 - W_1}{100 - W_2}. \qquad (7.2)$$

Действительная масса удаляемой при сушке влаги $\Delta W_л$, кг/с,

$$\Delta W_л = B_1 - B_2. \qquad (7.3)$$

В конечном счете получаем

$$\Delta W_л = B_1 \frac{W_1 - W_2}{100 - W_2}. \qquad (7.4)$$

Количество испаренной влаги на 1 кг сырого топлива, кг/кг,

$$\Delta W = \frac{W_1 - W_2}{100 - W_2}. \qquad (7.5)$$

Тепловой баланс сушильной пылеприготовительной установки обычно составляют на 1 кг сырого угля. Баланс может быть составлен также на 1 кг сухого угля или на количество испаренной влаги ΔW.

Расходными статьями баланса являются теплота, затраченная на испарение влаги и нагрев оставшегося топлива; теплота, уносимая отработавшим сушильным агентом; потеря теплоты установкой от наружного охлаждения.

Основной приходной статьей баланса является физическая теплота сушильного агента, которым могут быть горячий воздух, горячие продукты сгорания или газовоздушная смесь, кДж/кг,

$$q_{с.а} = G_1 c_{с.а} t_1, \qquad (7.6)$$

где G_1 — количество сушильного агента на 1 кг сырого угля, кг/кг;

$c_{с.а}$ — теплоемкость сушильного агента перед сушильной системой, кДж/(кг·К); t_1 — начальная температура сушильного агента, °С.

При расчетах сушки, совмещенной с размолом топлива, учитывают также теплоту, выделяющую в результате работы мелющих органов, кДж/кг,

$$q_{мех} = 3{,}6 Э_{рзм} K_{мех}, \qquad (7.7)$$

где $Э_{рзм}$ — удельный расход энергии на размол топлива, кВт·ч/т; $K_{мех}$ — коэффициент, учитывающий долю энергии, превращаемую в теплоту в процессе размола ($K = 0{,}6 \div 0{,}8$).

В приходной части баланса учитывают также теплоту присосанного холодного воздуха.

Приравнивая приходные и расходные статьи теплового баланса, определяют необходимый расход сушильного агента G_1 при известной его начальной температуре или начальную его температуру t_1 при известном расходе сушильного агента.

Следует стремиться к максимальному повышению t_1, что обеспечивает ускорение сушки топлива, а также приводит к снижению потери с выносом, так как количество сушильного агента при этом уменьшается. Ограничивающими факторами здесь являются надежность работы мельницы, а также взрывобезопасность.

При влажности топлива до 30 % начальная температура сушильного агента выбирается в пределах 400—450 °С, а при влажности 30—40 % — в пределах 700—900 °С (при наличии перед мельницей предвключенных подсушивающих устройств). Конечная температура сушильного агента t_2 должна быть выше точки росы при конечном парциальном давлении водяных паров.

Для предварительной подсушки топлива перед мельницей применяют *различные типы сушилок: газовые барабанные, паровые трубчатые, пневматические* (трубы-сушилки), *с кипящим слоем* и др.

Значительно интенсивнее, чем в обычных сушилках, протекает сушка при совмещении ее с размолом топлива, что связано с резким увеличением при этом поверхности угля.

В настоящее время в большинстве случаев подсушка топлива проводится в основном в самом мельничном устройстве, часто в сочетании с короткой трубой-сушилкой, располагаемой перед мельницей. Значение конечной влажности пыли может быть принято по рекомендациям ВТИ и ЦКТИ. Так, например, влажность подсушенной пыли АШ должна быть $W^{пл} = 0{,}5 \div 1$ %; подмосковного угля — $W^{пл} = 11 \div 16$ %; торфа — $W^{пл} = 35 \div 40$ %. По условиям взрывобезопасности конечная влажность пыли сланцев, а также бурых углей, у которых $W^{ги} < 0{,}4\, W^{р}$, не должна

быть ниже гигроскопической. Для бурых углей с $W^{гп} \geqslant \geqslant 0{,}4\ W^{р}$ и каменных углей влажность пыли не должна быть менее 50 % гигроскопической. Для фрезерного торфа требуется, чтобы $W^{пл} > 25$ %.

7.4. РАЗМОЛ ТОПЛИВА

В процессе размола топлива образуется смесь мельчайших пылинок (от нескольких микрометров) с более крупными (размером до 300—500 мкм). Основными качественными характеристиками пыли являются ее *тонкость помола и влажность*. Согласно ГОСТ 3584-73 тонкость пыли характеризуется остатком на ситах с ячейками 90, 200 и 1000 мкм. Остаток обозначается буквой R. Так, обозначение $R_{90} = 10$ % указывает, что на сите с размером ячеек 90 мкм остается 10 % пыли, а вся остальная пыль проходит через это сито. При расчетах мельничных устройств тонкость пыли определяется остатком на сите 90 мкм, R_{90}.

Представление о фракционном составе пыли дает так называемая *зерновая характеристика,* которая может быть построена на основе определения остатков пыли на ряде сит. Вид зерновой характеристики показан на рис. 7.3. Зерновая характеристика описывается уравнением

$$R_x = 100e^{-bx^n}, \qquad (7.8)$$

где R_x — полный остаток на сите с размером ячеек сита x мкм; b — коэффициент тонкости измельчения: $b = (4 \div 40) \cdot 10^3$; n — коэффициент полидисперсности пыли: $n = 0{,}7 \div 1{,}5$ (зависит от типа мельничного устройства).

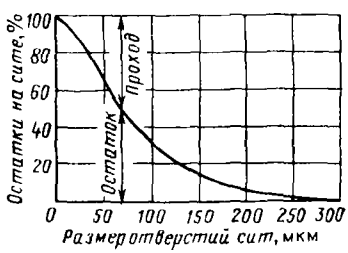


Рис. 7.3. Зерновая характеристика пыли

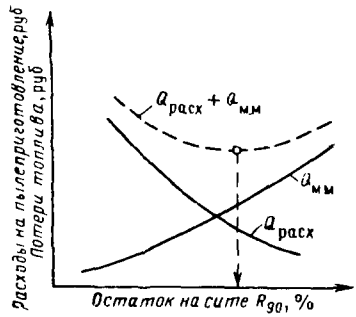


Рис. 7.4. Определение оптимальной тонкости пыли

Размольные свойства топлива, т. е. сопротивляемость топлива размолу, характеризуют *коэффициентом размолоспособности*. Лабораторный относительный коэффициент размолоспособности $K_{л.о}$ — это отношение расхода электроэнергии при размоле угля, принятого за эталон, к расходу электроэнергии при размоле данного угля, находящегося в воздушно-сухом состоянии; размол сравниваемых топлив производится от одинаковой крупности до одной и той же тонкости помола. Практически коэффициент $K_{л.о}$ показывает, во сколько раз производительность мельницы при размоле данного угля больше, чем при размоле эталонного топлива, за которое в СССР принимается топливо, близкое по свойствам к АШ. Значения коэффициента размолоспособности $K_{л.о}$ по шкале ВТИ для некоторых топлив следующие:

Донецкий АШ	0,95
Егоршинский полуантрацит	1,5
Донецкий тощий уголь	1,8
Кизеловский газовый	1,0
Подмосковный бурый	1,7
Сланцы эстонские	2,5

Целесообразная тонкость помола топлива находится в зависимости от стоимости топлива и его реакционной способности, характеризуемой в основном выходом летучих. С повышением выхода летучих, способствующих более интенсивному горению топлива, применяют более грубый помол. Тонкость помола для различных углей выбирают на основе технико-экономических соображений. Уменьшение размеров пылинки приводит к росту удельной площади поверхности топлива, что благоприятствует его горению, однако это связано с увеличением расхода энергии на пылеприготовление. С угублением помола расход энергии на пылеприготовление уменьшается, однако увеличивается потеря теплоты от механического недожога. Выбор наиболее целесообразной тонкости помола решается в каждом конкретном случае сравнением затрат на пылеприготовление $Q_{расх}$, руб., с потерей теплоты от механического недожога $Q_{м.н}$, выраженной по стоимости топлива в рублях (рис. 7.4). По сумме кривых $Q_{расх}$ и $Q_{м.н}$ находится оптимальная тонкость помола, соответствующая минимальным затратам.

Потери теплоты от механического недожога в основном зависят от содержания в пыли грубых фракций, количество которых для АШ, полуантрацитов, тощих и каменных углей определяется остатками на сите 200 мкм, а для бурых углей и сланцев — 1000 мкм.

Для получения минимальных потерь с механическим недожогом рекомендуются, с учетом выхода летучих, следующие остатки пыли на ситах:

Топливо	R_{50}	R_{200}	R_{1000}
АШ, ПА и тощий	7—15	0,3—1,2	—
Каменный	15—40	1,3—13	—
Бурый уголь и сланцы	40—60	15—35	0,5—1,5

Для размола топлива применяют различные мельничные устройства, использующие в работе принципы удара и раскалывания, раздавливания и истирания. В отличие от дробилок, где *кратность измельчения*, т. е. отношение размеров куска до измельчения и после, доходит до 20, в мельницах эта величина достигает 200—500.

Для приготовления угольной пыли применяют следующие мельничные устройства: *тихоходная шаровая барабанная мельница ШБМ; среднеходная мельница СМ; быстроходная молотковая мельница ММ; быстроходная мельница-вентилятор МВ.*

Шаровая барабанная мельница ШБМ показана на рис. 7.5. Мельница представляет собой цилиндрический барабан диаметром 2—4 м

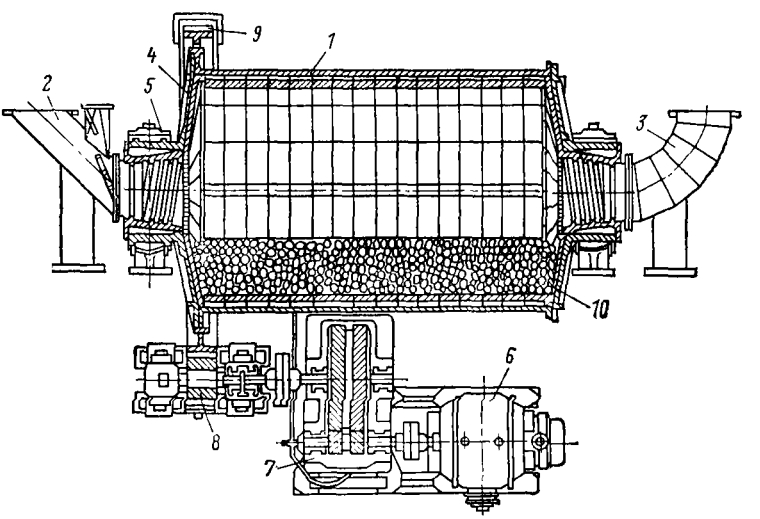


Рис. 7.5. Шаровая барабанная мельница ШБМ:

1 — стальной барабан; *2* — патрубок для горячего воздуха и топлива; *3* — пылевыдающий патрубок; *4* — торцевая стенка; *5* — подшипник; *6* — электродвигатель; *7* — редуктор; *8* — ведущая шестерня; *9* — ведомая шестерня (зубчатый венец); *10* — стальные шары

при длине 2,6—10 м, выложенный внутри волнистыми броневыми плитами из марганцовистой стали. До 25—35 % объема барабана заполнено стальными шарами диаметром 25—60 мм. Размол топлива в ШБМ осуществляется в основном по принципу удара, а также истирания. Частота вращения барабана 0,267—0,384 $с^{-1}$ (16—23 об/мин). При вращении барабана шары поднимаются на определенную высоту, затем падают и разбивают кусочки угля. Частично пыль в мельнице получается и за счет истирания угля при перекатывании шаров.

Для подсушки или частичной досушки топлива в мельницу подается горячий воздух или газовоздушная смесь с температурой не выше 450 °С. Эти газы служат также для выноса пыли из мельницы. Такая шаровая барабанная мельница называется *вентилируемой*. Выпускаются также барабанные мельницы с механической выгрузкой мельничного продукта ШБММ.

Положительной особенностью ШБМ является её универсальность. ШБМ пригодны для размола с одновременной сушкой как мягких топлив с повышенной влажностью, так и твердых топлив, например АШ. В ШБМ возможно получать пыль любой тонкости; возможно достижение большой единичной мощности агрегата. В ШБМ отсутствует опасность аварии при попадании в мельницу вместе с углем металлических частей.

К недостаткам ШБМ относятся громоздкость и сложность оборудования; значительный удельный расход энергии на пылеприготовление, доходящий при работе на АШ до 25—35 кВт·ч на 1 т пыли. В связи с высоким коэффициентом холостого хода (характеризующим затраты энергии на вращение барабана без топлива), доходящим для ШБМ до 95 %, потребляемая мельницей мощность практически не зависит от нагрузки. Поэтому для снижения удельного расхода электроэнергии ШБМ следует использовать на режиме максимально возможной производительности. Недостатком ШБМ является также значительный износ металла (шаров) при ее работе (при приготовлении 1 т пыли АШ истирается около 400 г металла). Металлический порошок попадает в угольную пыль, что уменьшает температуру плавкости золы.

Заводы СССР выпускают шаровые барабанные мельницы производительностью по АШ (коэффициент размолоспособности 0,95) 4—70 т/ч (1,1—20 кг/с). Производительность этих мельниц для другого топлива может быть определена с учетом коэффициента его размолоспособности. Для примера приводим характеристику мельницы производительностью 10 т/ч; внутренний размер барабана 2500 мм, длина 3900 мм (типоразмер ШБМ 250/390), частота вращения барабана 20 об/мин, электродвигатель мощностью 400 кВт, масса мельницы без шаров и электродвигателя 40 т, масса загружаемых шаров 25 т. Мельница производительностью 50 т/ч (ШБМ 400/800) имеет массу 171 т, а загружаемые шары—до 105 т. Имеются также шаровые мельницы с ко-

ническим барабаном ШКМ Основные характеристики шаровых барабанных мельниц приведены в [12]

Для вентилируемых мельниц различают две производительности. *размольную и сушильную* Размольная производительность мельницы — это количество топлива, которое можно в ней размолоть до заданной тонкости пыли, а сушильная — это количество топлива, которое может быть высушено в процессе размола при снижении влажности с W до влажности пыли $W^{пл}$

Размольная производительность вентилируемых ШБМ (с центробежным сепаратором пыли) определяется по формуле

$$B = \frac{0{,}11 D_б^{2,4} L_б n_б^{0,8} \psi_б^{0,6} K_{л\,о} \Pi_{вл1} \Pi_{вл2} K_{вен} K_{бр} K_{эк}}{\Pi_{др} \sqrt{\ln \frac{100}{R_{90}}}}, \quad (7.9)$$

где $D_б$ и $L_б$ — внутренний диаметр и длина барабана, м, $n_б$ — частота вращения барабана, об/мин, $\psi_б$ — степень заполнения барабана шарами, определяется по формуле $\psi_б = G_ш/(\rho_{ш\,нас} V_б)$, $G_ш$ — шаровая загрузка мельницы, т, $\rho_{ш\,нас}$ — плотность (насыпная) шаров, принимается 4,9 т/м^3, $V_б$ — внутренний объем барабана, м^3, $K_{л\,о}$ — коэффициент размолоспособности топлива по шкале ВТИ, $\Pi_{вл1}$ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние влажности на размолоспособность топлива, $\Pi_{вт2}$ — коэффициент пересчета массы угля со средней влажностью на массу сырого угля, $K_{вен}$, $K_{бр}$, $K_{эк}$ — коэффициенты, учитывающие соответственно влияние вентиляции барабана на производительность мельницы, форму брони и снижение производительности в эксплуатационных условиях (увеличение присосов, ухудшение качества топлива и др); $\Pi_{др}$ — поправочный коэффициент, учитывающий изменение производительности в зависимости от степени предварительного дробления угля, R_{90} — тонкость пыли за сепаратором, %

Частота вращения барабана мельницы $n_б$ должна быть меньше критической $n_{кр}$, об/мин, при которой шары «прилипают» к стенке

$$n_{кр} = 42{,}3/\sqrt{D_б}. \quad (7.10)$$

Шаровая барабанная мельница наиболее целесообразна для размола малореакционных трудноразмалываемых топлив АШ, тощих, твердых каменных углей и отходов углеобогащения для котлов производительностью более 30 т/ч Наибольшее применение ШБМ находят в системах пылеприготовления с промежуточным пылевым бункером Одна из таких схем при подаче пыли горячим воздухом показана на рис 7.6

Для отделения готовой пыли из крупных частиц угля, вынесенных из мельницы вместе с пылью, служат *сепараторы* (рис 7 6) Выпавшие в сепараторе частицы направляются в мельницу для дальнейшего размола, а пылевоздушная смесь поступает в *циклон*, где пыль отделяется

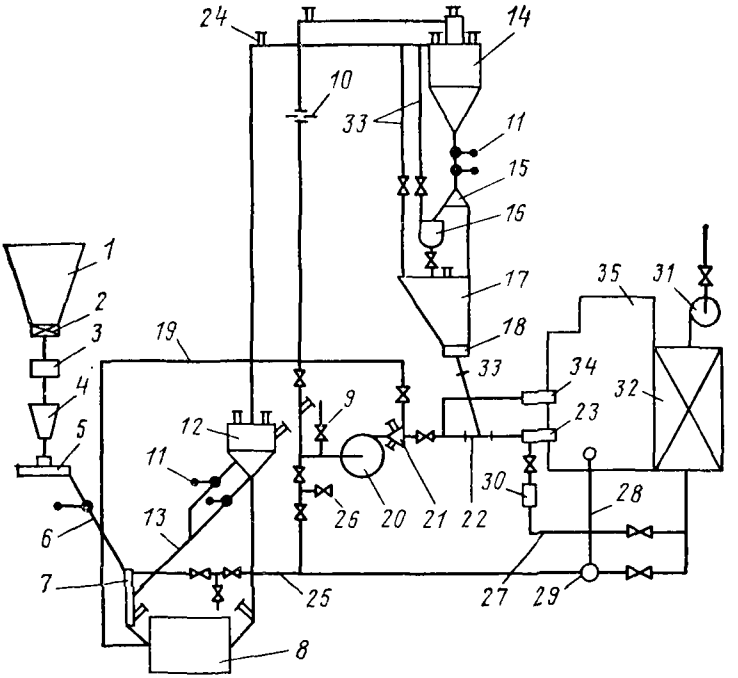


Рис. 7.6. Индивидуальная схема пылеприготовления с ШБМ:

1 — бункер сырого угля; *2* — отсекающий шибер; *3* — автоматические весы; *4* — весовой бункер; *5* — питатель угля; *6* — течка сырого угля; *7* — устройство для низходящей сушки; *8* — мельница; *9* — клапан присадки холодного воздуха; *10* — устройство для измерения расхода сушильного агента; *11* — мигалка; *12* — сепаратор; *13* — течка возврата крупной пыли; *14* — циклон; *15* — перекидной шибер; *16* — реверсивный шнек; *17* — бункер пыли; *18* — питатель пыли; *19* — трубопровод рециркуляции; *20* — мельничный вентилятор; *21* — короб первичного воздуха; *22* — смеситель; *23* — горелка; *24* — взрывной клапан; *25* — трубопровод сушильного агента; *26* — атмосферный клапан; *27* — воздухопровод; *28* — газопровод; *29* — смесительная камера; *30* — короб вторичного воздуха; *31* — дутьевой вентилятор; *32* — воздухоподогреватель; *33* — заглушка; *34* — сбросная горелка; *35* — котел

от воздуха. Слабо запыленный воздух отсасывается из циклона эксгаустером, а пыль поступает в пылевой бункер. В системах пылеприготовления с прямым вдуванием циклоны не устанавливаются, ибо пылевоздушная смесь подается непосредственно в топку. По тракту системы пылеприготовления для взрывоопасных топлив предусматривается установка *предохранительных взрывных клапанов.*

Мельницы среднеходные. В среднеходных мельницах размол топлива происходит по принципу раздавливания. Движущаяся часть мельницы вращается с частотой 0,834—2,50 $с^{-1}$ (50—150 об/мин). Мельницы этого типа выполняют различной конструкции: шаровые, валковые (роликовые), маятниковые.

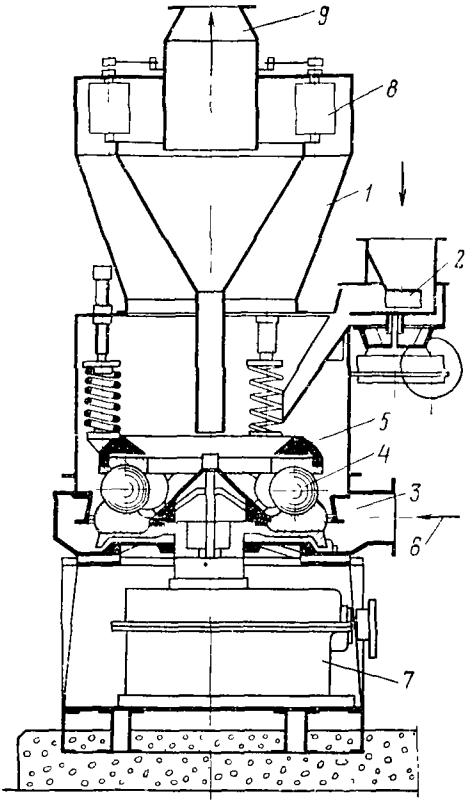


Рис. 7.7. Мельница шаровая среднеходная МШС:
1 — сепаратор пыли; *2* — питатель; *3* — корпус с подвижным нижним кольцом; *4* — шары; *5* — верхнее неподвижное кольцо; *6* — патрубок для подачи воздуха; *7* — приводной механизм; *8* — лопатки; *9* — патрубок выдачи пыли

Мельница шаровая среднеходная МШС показана на рис. 7.7. Размол топлива осуществляется здесь шарами, катящимися между двумя кольцами: верхним — неподвижным и нижним — приводимым во вращение от электродвигателя. Диаметр шаров 270—750 мм; число шаров 9—12. Поступающий в нижнюю часть мельницы горячий воздух захватывает пыль и направляет ее в сепаратор, откуда крупные частицы возвращаются к шарам, а мелкие направляются к топке. При размоле топлива шары и обойма, в которой помещаются шары, изнашиваются, что ухудшает размол топлива. Пронзводительность таких МШС 3,5—50 т/ч.

Мельница валковая среднеходная МВС показана на рис. 7.8. Раз-

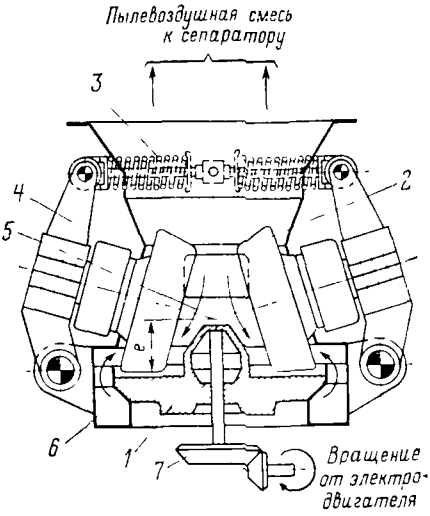


Рис. 7.8. Схема среднеходной валковой мельницы МВС:
1 — стол вращающийся; *2* — валки конические; *3* — пружины; *4* — рычаги; *5* — подача топлива; *6* — подача воздуха; *7* — редуктор

малываемое топливо поступает на вращающийся плоский стол, по которому перекатываются два конических валка. Попадая под валки, топливо раздавливается, подхватывается горячим (до 350 °С) первичным воздухом и выносится в сепаратор. Из сепаратора крупные фракции топлива возвращаются на размольный стол, а подсушенная угольная пыль направляется к горелкам. Среднеходные мельницы пригодны для каменных углей с малой влажностью и большим коэффициентом трения. Они имеют ряд преимуществ по сравнению с ШБМ (меньше расход электроэнергии, меньше масса). Номинальная производительность МВС 3,8—14 т/ч.

Быстроходные мельницы. В быстроходных мельницах размол топлива происходит в основном по принципу удара. К мельницам этого типа относятся молотковые мельницы ММ и мельницы-вентиляторы МВ.

Молотковая мельница является упрощенным пылеприготовительным устройством, непосредственно устанавливаемым у топки. В расположенной над ней шахте (сепараторе) совмещаются подсушка и сепарация топлива. Схема действия такой мельницы и компоновка ее с топкой показаны на рис. 7.9. Топливо через течку *1* поступает в мельницу на быстро вращающиеся била *2*, которыми оно размалывается и выбрасывается в шахту *3*. Одновременно с размолом происходит подсушка топлива, для чего в мельницу подается сушильный агент — воздух или газовоздушная смесь. Тонкая пыль вместе с воздухом через амбразуру сепарирующей шахты *4* поступает в топку *5*, а крупные частицы выпадают из потока и снова попадают в мельницу. В молот-

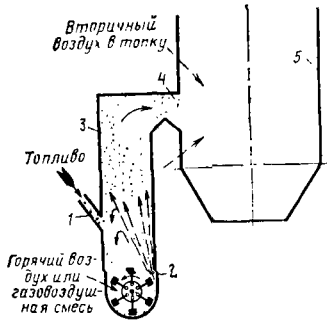


Рис. 7.9. Схема действия молотковой мельницы и ее компоновка с топкой котла

ковую мельницу подается до 60—80 % общего количества воздуха; остальной воздух подают непосредственно в топку. Шахта над мельницей является простейшим гравитационным сепаратором, где отвеивание пыли происходит под действием силы тяжести. Скорость потока здесь 3—4 м/с. Изменение скорости воздуха в шахте вызывает изменение конечной тонкости пыли, выходящей из шахты в топку.

Кроме указанного на рис. 7.9 гравитационного (шахтного) сепаратора, для молотковых мельниц применяют также инерционные и центробежные сепараторы, обеспечивающие более тонкий помол. Инерционные сепараторы применяют совместно с быстроходными мельницами при размоле бурых углей и сланцев. Центробежные сепараторы используют совместно с молотковыми мельницами большой производительности при размоле бурых и каменных углей. Они используются также в системе ШБМ.

В молотковые мельницы допускается подача сушильного агента при температуре 350—450 °С (бо́льшие значения для мельниц с $D>$ >1500 мм, имеющих водоохлаждаемые валы). Установка молотковых мельниц выполняется по индивидуальной схеме пылеприготовления с прямым вдуванием. Схема пылеприготовления для молотковых мельниц показана на рис. 7.10.

Молотковые мельницы выпускают в основном двух типов: *аксиальные ММА* и *тангенциальные ММТ*, различающиеся по способу подвода воздуха, а также аксиально-тангенциальные молотковые мельницы ММАТ.

На рис. 7.11 показана молотковая мельница с *аксиальным* (осевым) подводом сушильного агента. На роторе мельницы на билодержателях укреплены съемные била, изготовленные из отбеленного чугуна или марганцовистой стали. Корпус мельницы изнутри защищен съемной броней. Воздух подводится к мельнице аксиально с двух сторон. Частота вращения бил 12,27—16,35 $с^{-1}$ (735—980 об/мин). Производительность мельниц ММА по бурому углю 2,7—24 т/ч (0,85—7,54 кг/с).

Основными недостатками молотковых мельниц являются сравнительно быстрый износ бил и необходимость замены их через 300—600 ч работы. В связи с этим молотковые мельницы применяют для относительно мягких топлив, для которых допускается грубый помол с остатком $R_{90}=25\div40$ %. Расход электроэнергии на тонну помола 5—12 кВт·ч.

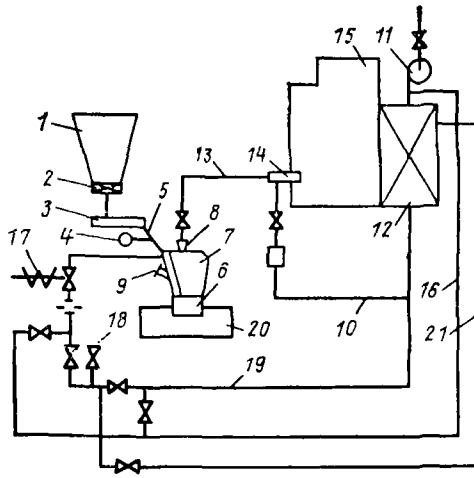


Рис. 7.10. Индивидуальная система пылеприготовления с прямым вдуванием для молотковых мельниц:

1 — бункер сырого угля; *2* — отсекающий шибер; *3* — питатель угля; *4* — мигалка; *5* — течка сырого угля; *6* — мельница; *7* — сепаратор; *8* — распределитель пыли; *9* — взрывной клапан; *10* — воздухопровод горячего воздуха; *11* — дутьевой вентилятор; *12* — воздухоподогреватель; *13* — пылепровод; *14* — горелка; *15* — котел; *16* — трубопровод аварийной присадки воздуха; *17* — шибер с быстрозакрывающимся устройством; *18* — клапан присадки холодного воздуха; *19* — трубопровод холодного воздуха для уплотнения вала мельницы; *20* — короб вторичного воздуха; *21* — устройство для измерения расхода сушильного агента

Молотковые мельницы являются простым и достаточно надежным устройством, нашедшим широкое применение для размола бурых углей, сланца, фрезерного торфа и каменных углей с выходом летучих более 30 %. Их устанавливают к котлам производительностью более 12 т/ч, включая современные мощные установки.

Мельница-вентилятор МВ показана на рис. 7.12. Наряду с размолом топлива она осуществляет подсос сушильного агента, а также транспорт пылевоздушной смеси к горелкам. Ротор вентилятора выполнен с накладными броневыми билами на лопатках. Стенки корпуса также защищены внутри броневыми плитами.

Топливо вместе с сушильным агентом — топочными газами с температурой 900—1000 °С поступает во включенную перед мельницей шахту, где частично подсушивается при движении вниз. При этом топочные газы охлаждаются до допустимой перед мельницей температуры 300—400 °С, для чего в шахту подводится горячий воздух. Вместе с сушильным агентом топливо засасывается ротором с частотой вращения 9,84—24,5 $с^{-1}$ (590—1470 об/мин) и размалывается билами. При этом происходит также подсушка топлива После отделения в сепараторе крупных частиц пыль поступает к горелкам.

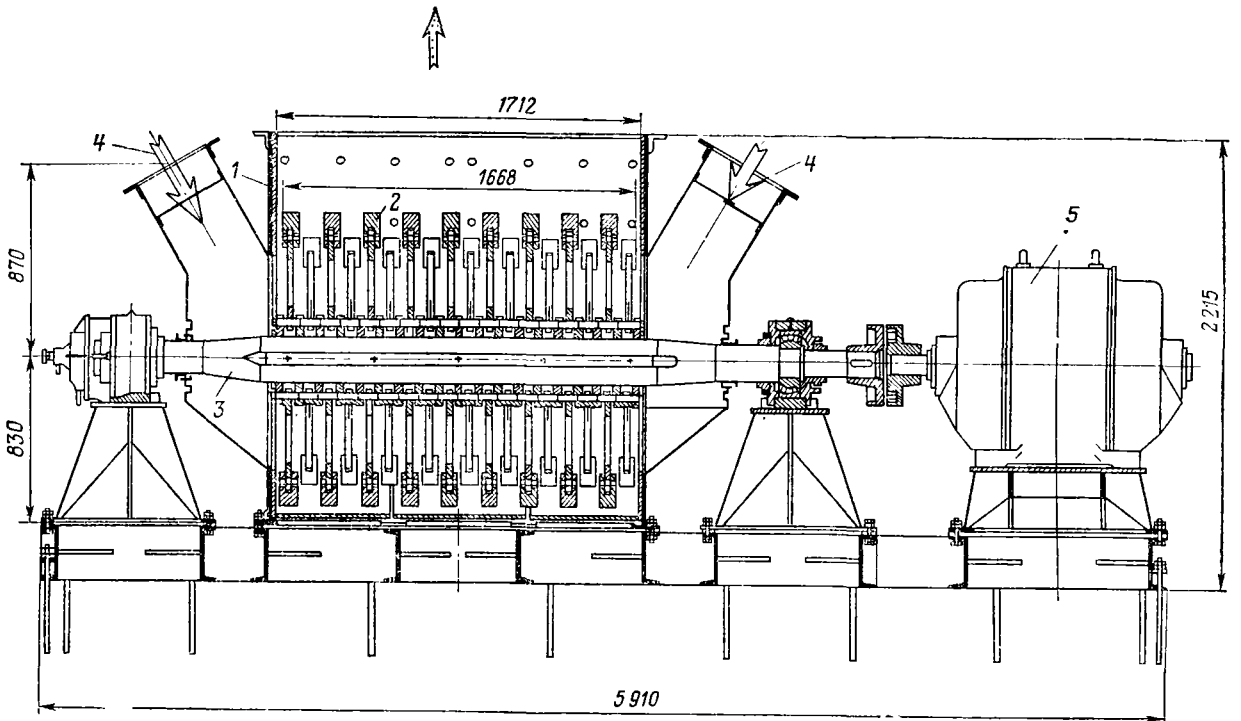


Рис. 7.11. Молотковая мельница с аксиальным подводом сушильного агента:
1 — корпус; *2* — била; *3* — ротор; *4* — патрубки для подвода сушильного агента; *5* — электродвигатель

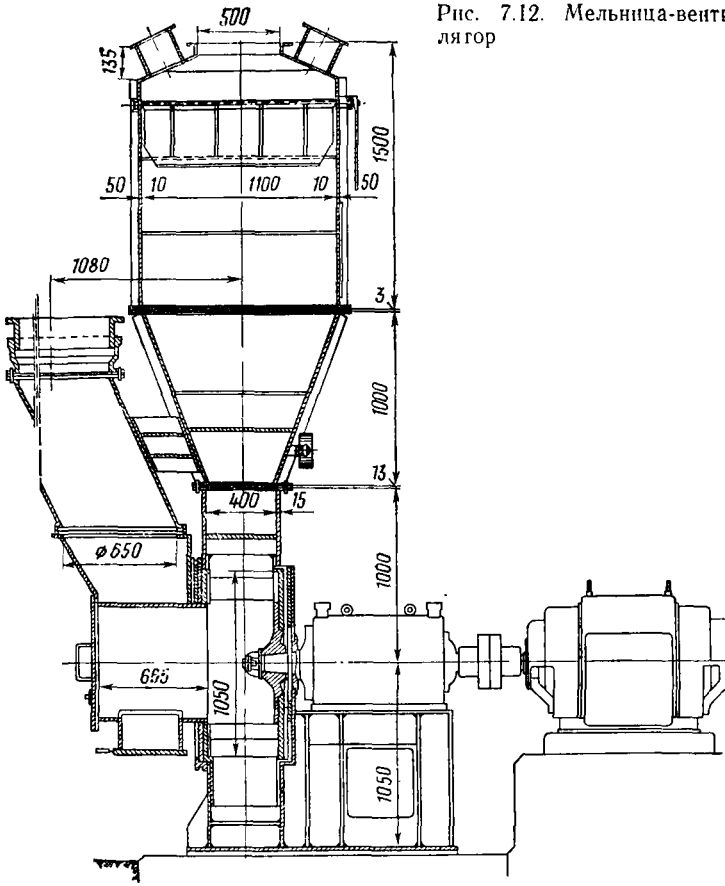


Рис. 7.12. Мельница-вентилятор

Основной положительной особенностью МВ является их высокая вентилирующая способность, позволяющая осуществить совместно с размолом и сушку высоковлажных топлив без применения специальных вентиляторов. Недостатками МВ являются значительный износ металла лопаток и брони корпуса (50—70 г на тонну угля), а также уменьшение подачи сушильного агента при увеличении нагрузки по топливу.

Мельницы-вентиляторы используют для легко размалываемых топлив (бурый уголь и фрезерный торф). Расход энергии на помол 6—10 кВт·ч/т. Производительность мельниц-вентиляторов по бурому углю 3,6—70 т/ч (1—19,5 кг/с).

7.5. ВЫБОР МЕЛЬНИЧНОГО УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ ПЫЛЕПРИГОТОВЛЕНИЯ

Выбор необходимого мельничного устройства осуществляют в зависимости от вида топлива, характеризуемого выходом летучих V^r, %, коэффициентом размолоспособности $K_{л.о}$, и паропроизводительности котла.

Для антрацитов, каменных углей, отходов углеобогащения при коэффициенте размолоспособности топлива $K_{л.о}=1\div1{,}1$ для котлов паропроизводительностью более 20 т/ч рекомендуются шаровые барабанные мельницы ШБМ.

Для каменных углей и полуантрацитов при $K_{л.о}>1{,}1$ для котлов паропроизводительностью более 12 т/ч рекомендуются среднеходные мельницы СМ, а в качестве заменяющих — молотковые ММ и ШБМ.

Для бурых углей, горючих сланцев, фрезерного торфа, для котлов паропроизводительностью более 12 т/ч рекомендуются молотковые мельницы ММ и в качестве заменяющих — мельницы-вентиляторы МВ.

При использовании ШБМ пылеприготовительная установка выполняется обычно по схеме с промежуточным пылевым бункером со связью с соседними котлами. При паропроизводительности котла более 400 т/ч устанавливается не менее двух мельниц, а для котлов меньшей паропроизводительности и водогрейных котлов тепловой мощностью менее 200 МВт — одна мельница на котел. В этом случае производительность мельниц выбирается из расчета обеспечения 110 % номинальной производительности котла.

Таблица 7.1. **Рекомендуемые системы пылеприготовления**

Характеристика котла, топлива	Индивидуальная с прямым вдуванием				Индивидуальная с пылевым бункером	
	Тип мельницы					
	ШБМ	ММ**	СМ***	МВ****	ШБМ	ММ
Паропроизводительность котла, т/ч	$\geqslant 20$	$\geqslant 20$	$\geqslant 12$	$\geqslant 12$	$\geqslant 20$	$\geqslant 20$
Влажность топлива, %	<16—35	<40	<16	<60	<16—40	<60
Съем влаги ΔW	0,15—0,22*	0,27	0,13	0,43	0,12—0,15	0,43

* Для взрывоопасных углей.
** При сушке горячим воздухом.
*** Для каменных углей.
**** Для бурых углей.

При использовании среднеходных и молотковых мельниц, а также мельниц-вентиляторов пылеприготовительная установка, как правило, выполняется по схеме с прямым вдуванием. В этом случае для котлов паропроизводительностью более 400 т/ч устанавливается не менее трех мельниц, а для котла паропроизводительностью менее 400 т/с и водогрейных котлов тепловой мощностью менее 200 МВт — не менее двух мельниц.

Рекомендации по выбору мелющего устройства и системы пылеприготовления для индивидуальной системы приведены в табл. 7.1.

Глава восьмая

СЖИГАНИЕ УГОЛЬНОЙ ПЫЛИ В ТОПКАХ КОТЛОВ

8.1. ОСОБЕННОСТИ ГОРЕНИЯ УГОЛЬНОЙ ПЫЛИ

Угольная пыль для сжигания подается в топочную камеру котла воздухом через горелочное устройство. Воздух, транспортирующий в топку угольную пыль, называют *первичным*. Остальной воздух, необходимый для горения, подаваемый в топку через горелки или помимо них, называют *вторичным*.

В топочной камере угольные пылинки, находясь в полете, проходят последовательно этапы тепловой подготовки, горения летучих и кокса, выделения шлакозолового остатка. Поступающая в топку угольная пыль состоит из частиц различной крупности. Более мелкие частицы воспламеняются и сгорают в первую очередь. Для более крупных пылинок этапы тепловой подготовки и собственно горения несколько затягиваются. В связи с этим по длине пылеугольного факела имеет место совмещение отдельных этапов горения.

Пылеугольный факел представляет собой неизотермическую запыленную струю, развивающуюся в ограниченной среде высокотемпературных топочных газов. Если учесть, что объем горящего топлива по сравнению с объемом необходимого для горения воздуха ничтожно мал, а пылинки топлива практически взвешены в потоке, то закономерности и характер развития газовой струи можно с достаточной степенью приближения применить и к пылеугольному факелу.

Запыленная струя, расширяясь в топочном объеме, увлекает горячие топочные газы, перемешивается с ними и нагревается. Прогреву пылевоздушного потока способствует передача теплоты излучением от газов и кладки, а также в некоторой степени и теплопроводность топочных газов.

Воспламенению струи предшествует *тепловая подготовка топлива,* происходящая с поглощением теплоты. Воспламенение пылевой струи начинается с ее наиболее прогретого пограничного слоя и распространяется в глубь струи, образуя факел. Время, необходимое для воспламенения пылевоздушной струи, зависит от ряда факторов: тонкости помола и выхода летучих топлива, начальной температуры пылевоздушной смеси и концентрации в ней пыли, соотношения первичного и вторичного воздуха, способа подвода вторичного воздуха и др.

Уменьшение размеров пылинок приводит к увеличению относительной поверхности реагирования топлива, что обеспечивает на определенном участке струи большее теплопоглощение, интенсифицирующее прогрев и воспламенение пылевоздушной смеси. Выделяющиеся при нагреве топлива *летучие,* имеющие более низкую температуру воспламенения, чем коксовый остаток, загораются раньше его и способствуют ускорению зажигания пыли. Чем больше в топливе летучих, тем легче его воспламенить. Полидисперсность пыли также способствует улучшению ее воспламенения. Мельчайшие пылинки быстро прогреваются и воспламеняются. Выделяющаяся при этом теплота интенсифицирует воспламенение более крупных пылинок.

Воспламенение пылевоздушной смеси улучшается также при *повышении начальной ее температуры,* для чего на практике воздух подогревают (до 300—400 °С). Особенно целесообразно применение высокоподогретого воздуха при сжигании малореакционных труднозажигаемых углей (антрацит, тощий уголь).

Ускорение воспламенения пыли достигается также путем *уменьшения количества первичного воздуха,* что равносильно соответствующему повышению концентрации пыли. Уменьшение количества первичного воздуха в пылевоздушной смеси приводит к снижению ее теплоемкости, что обеспечивает прогрев смеси до более высокой температуры. Вместе с тем количество первичного воздуха должно быть достаточным для окислительных реакций в начальной стадии горения воспламенившейся смеси. Для малореакционных углей подача вторичного воздуха в корень факела мо-

жет привести к понижению здесь температуры и отдалению начала воспламенения от устья горелки. Вторичный воздух в этом случае следует подмешивать к факелу уже после его воспламенения. Интенсивный подсос топочных газов с высокой температурой к корню факела способствует устойчивому и раннему загоранию пылевидного топлива.

Время распространения воспламенения от периферии до оси струи связано *с размерами горелки.* Чем больше выходное сечение горелки, тем дальше от него завершится воспламенение смеси. В связи с этим для интенсификации зажигания пылевоздушной смеси целесообразно вместо одной-двух горелок большого размера применить несколько меньших горелок; этим достигается наряду с увеличением поверхности зажигания также и меньшая дальнобойность струи, а также большая возможность регулировать тепловую нагрузку топки.

После воспламенения пылегазовой смеси она интенсивно сгорает, образуя факел. Часть выделяющейся при горении теплоты идет на прогрев и воспламенение поступающего пылегазового потока. По длине пылеугольного факела можно выделить различающиеся между собой *области горения.* На рис. 8.1 приведены опытные данные ЦКТИ по выгоранию полифракционной антрацитовой пыли в топке котла ТП-270. На рисунке показано изменение по длине факела (и во времени) концентрации O_2 и CO_2, а также температуры и механического недожога. В начале факела имеет место

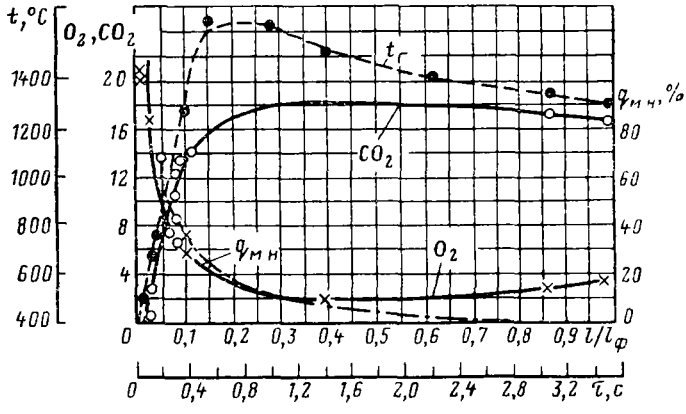


Рис. 8.1. Изменение концентрации O_2 и CO_2, температуры газов и механического недожога по относительной длине факела; топливо — антрацит; коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1{,}21$

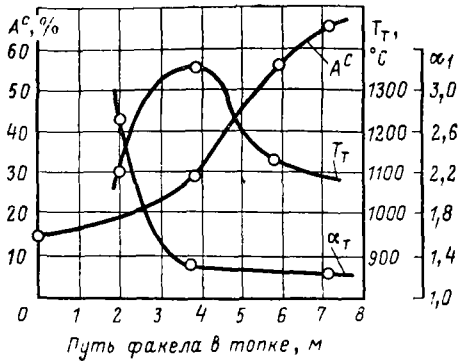


Рис. 8 2. Изменение зольности, коэффициента избытка воздуха и температуры по длине пылеугольного факела

интенсивное выгорание угольной пыли и снижение концентрации кислорода, что связано с быстрым выгоранием мелких частиц. Состав продуктов сгорания здесь существенно меняется. Далее по длине факела состав газа изменяется незначительно. Представленный характер изменения состава газов по длине пылеугольного факела подобен рассмотренному в гл. 6 характеру газообразования в слое угля.

Изменения зольности топлива, избытка воздуха и температуры по длине факела для реальной топки показаны на рис. 8.2. После воспламенения угольной пыли температура пылевоздушного потока резко возрастает. При этом идет интенсивное расходование кислорода воздуха, а зольность частиц вследствие выгорания горючего повышается. Как видно из графика, зона догорания кокса занимает значительное пространство топочной камеры.

Горение угольной частицы может протекать в кинетической, диффузионной или промежуточной областях. При пылевидном сжигании топлива, если учитывать малый размер частиц, горение в основном протекает в кинетической и промежуточной областях. В ядре факела, где температура достигает 1500—1600 °С и выше, режим горения близок к диффузионному. Интенсивность горения пыли в факеле зависит от температуры, концентрации окислителя, относительной скорости частиц. Для интенсификации выгорания пыли в факеле должна поддерживаться достаточно высокая температура; особенно это важно для хвостовой его части, где концентрация окислителя резко снижена.

Аэродинамика факела должна обеспечивать интенсивный подсос горячих топочных газов к корню факела, достаточную турбулизацию потока и хорошее перемешивание ча-

стиц с окислителем. Интенсивность, устойчивость, а также экономичность факельного сжигания твердого топлива существенно зависят от работы горелочного устройства.

8.2. ПЫЛЕУГОЛЬНЫЕ ГОРЕЛКИ

Горелочное устройство должно обеспечивать хорошее перемешивание пыли и воздуха, возможно более раннее воспламенение пылевоздушной смеси и способствовать практически полному выгоранию пыли. Для камерного (факельного) сжигания твердого топлива наибольшее распространение получили *вихревые круглые,* а также *прямоточные щелевые и сопловые горелки.*

Вихревыми называют горелки, у которых первичный и вторичный воздух или только вторичный воздух закручивается специальными завихрителями. Закручивание потоков достигается при помощи улиток, устанавливаемых на входе в горелку, или лопаток, устанавливаемых в горелке аксиально или тангенциально в потоке первичного или вторичного воздуха. Принципиальные схемы вихревых горелок показаны на рис. 8.3. Наименование горелки отражает способ ввода первичного (с пылью) и вторичного воздуха. Так, в показанной на рис. 8.3, *а* прямоточно-улиточной горелке первичный воздух с пылью (пылевоздушная смесь или аэросмесь) подается через центральную трубу прямоточно, без закручивания. Вторичный воздух, подаваемый в топку через горелку, закручивается улиткой. Конструк-

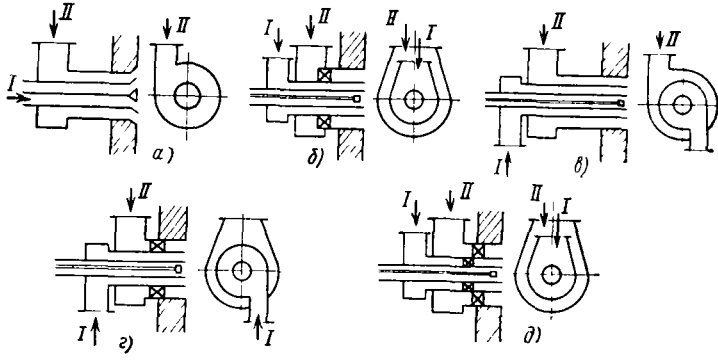


Рис. 8.3. Принципиальные схемы пылеугольных вихревых горелок:
а — прямоточно-улиточная; *б* — прямоточно лопаточная; *в* — двухулиточная; *г* — улиточно лопаточная; *д* — лопаточно-лопаточная; *I* — первичный воздух с угольной пылью; *II* — вторичный воздух

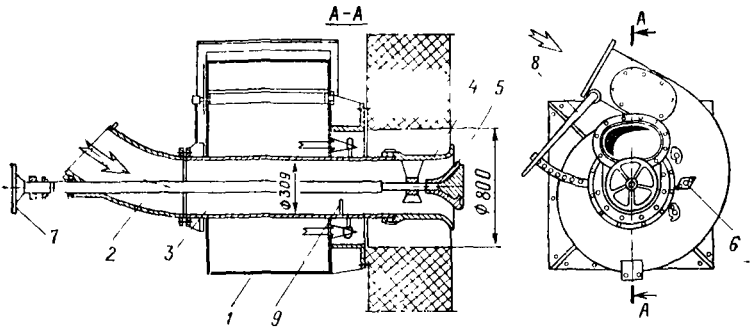


Рис. 8.4. Вихревая пылеугольная горелка ОРГРЭС:

1 — улитка вторичного воздуха; *2* — входной патрубок первичного воздуха; *3* — труба первичного воздуха; *4* — наконечник; *5* — конус-рассекатель; *6* — отверстие для мазутной форсунки; *7* — штурвал управления конусом; *8* — рукоятка языкового шибера; *9* — порог

ция такой горелки (одноулиточная горелка) показана на рис. 8.4. Аэросмесь поступает в топку через центральную трубу, имеющую на конце чугунный наконечник. Регулирование выходного сечения для аэросмеси осуществляется конусом-рассекателем, который может перемещаться. Конус-рассекатель обеспечивает хорошее раскрытие пылевоздушной струи, а также подсос горячих топочных газов к корню факела, что интенсифицирует воспламенение топлива. Вторичный воздух, подаваемый через улитку, выходит в топку завихренным через кольцевое пространство, образуемое наконечником и обмуровкой. Для растопки, а также при необходимости подсвечивать пылеугольный факел предусматривают установку мазутной форсунки, для чего в корпусе горелки имеется отверстие *6*. В вихревых горелках, показанных на рис. 8.3, *б*—*д*, мазутные форсунки установлены по центру горелки.

В прямоточных щелевых горелках (рис. 8.5, *а*) подача в топку аэросмеси и вторичного воздуха осуществляется раздельно через узкие щели. Такие горелки выполняются с внешним *1* и с внутренним *2* вводом вторичного воздуха. В прямоточных сопловых горелках (рис. 8.5, *б*) ввод аэросмеси и вторичного воздуха осуществляется раздельно через круглые сопла.

Примером прямоточной щелевой горелки является широко используемая *поворотная горелка*. В этой горелке (рис. 8.6) аэросмесь поступает через центральный патрубок, откуда через поворотные сопла-щели она выходит

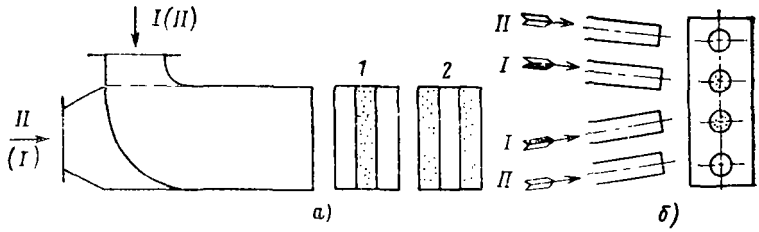


Рис. 8.5. Принципиальная схема прямоточных горелок:
а — щелевая горелка; *б* — сопловая горелка; *I* — аэросмесь; *II* — вторичный воздух

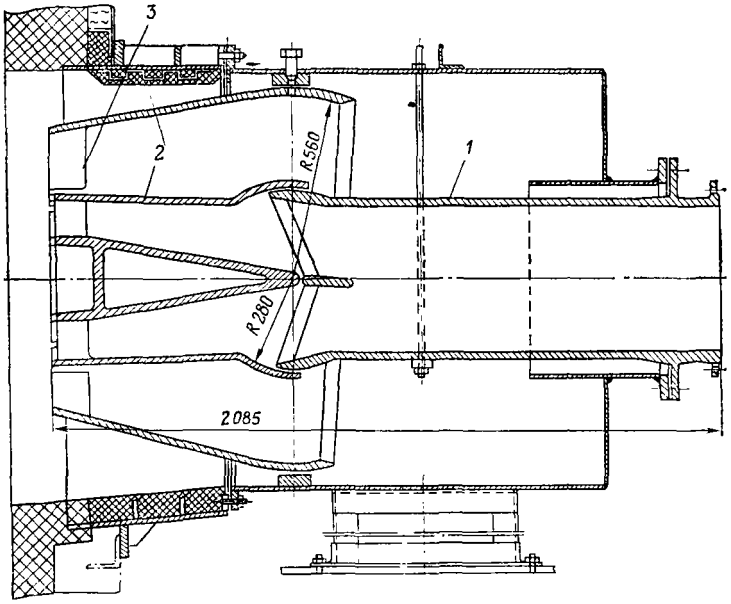


Рис. 8.6. Щелевая поворотная горелка:
1 — патрубок первичного воздуха; *2* — сопло первичного воздуха; *3* — сопло вторичного воздуха

в топку. Вторичный воздух поступает в топку по наружному соплу. Сопла при помощи электродвигателя можно поворачивать вверх и вниз от горизонтальной плоскости на 12—20 °. Это дает возможность менять положение факела в топке.

Для вихревых и прямоточных горелок характерны раз-

личные схемы воспламенения, дальнобойность факела и сопротивление горелочного устройства.

Схема зажигания пылевоздушной смеси для вихревых турбулентных горелок показана на рис. 8.7, *а*. В этих горелках улиточный подвод воздуха и наличие конуса-рассекателя обеспечивают выходящей пылевоздушной струе дополнительную составляющую скорости, перпендикулярную оси горелки. При этом выходящая из горелки струя имеет форму полого гиперболоида вращения. Образующаяся в центральной его части зона разрежения приводит к непрерывному подсосу сюда высокотемпературных топочных газов, обеспечивающих интенсивное зажигание пылевоздушной смеси. Воспламенение струи по внешней поверхности конуса тормозится прослойкой относительно холодного вторичного воздуха, находящегося между пылевоздушной смесью и горячими топочными газами. Кроме того, здесь сказывается и охлаждающее влияние экранных поверхностей нагрева. В отличие от вихревых турбулентных горелок в прямоточных горелках разнос пылевоздушной струи отсутствует (рис. 8.7, *б*). Факел получается более дальнобойным. Для горелки с внешним вторичным воздухом зажигание струи происходит по внешней ее поверхности. Наличие здесь вторичного воздуха, охватывающего пылевоздушную струю, несколько затрудняет прогрев и воспламенение смеси. Более целесообразна схема прямоточной горелки с *внутренним подводом вторичного воздуха* (рис. 8.7, *в*), при этом улучшаются условия воспламенения пылевоздушной смеси.

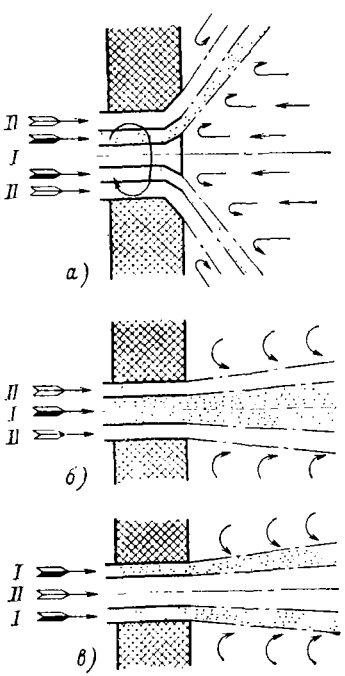


Рис. 8.7. Схема зажигания пылевоздушной смеси:

а — круглая турбулентная горелка; *б* — прямоточная горелка с внешним вторичным воздухом; *в* — прямоточная горелка с внутренним вторичным воздухом; *I* — аэросмесь; *II* — вторичный воздух

Условия воспламенения пылегазовой смеси, интенсивность горения и длина факела в зна-

чительной степени зависят *от соотношения первичного и вторичного воздуха и их скоростей на выходе из горелки.* Для ускорения воспламенения топлива количество первичного воздуха, как указывалось, целесообразно уменьшать. Снижение доли первичного воздуха особенно целесообразно при сжигании малореакционных трудновоспламеняемых углей (антрацит, полуантрацит, тощий уголь). Минимально возможное количество первичного воздуха определяется условиями транспорта пыли через горелку. При сжигании малореакционных углей количество первичного воздуха принимают до 20 % общего количества, а при сжигании бурых углей до 40—45 %.

Для хорошего смесеобразования и подсоса горячих топочных газов, обеспечивающих прогрев и воспламенение пылевоздушной смеси, скорости первичного ω_1 и вторичного воздуха ω_2 на выходе из вихревых прямоточно-улиточных горелок тепловой мощностью 25—35 МВт при сжигании каменных и бурых углей должны составлять соответственно 18—20 и 22—25 м/с; для двухулиточных горелок такой же мощности при сжигании антрацитового штыба, полуантрацитов и тощих углей — соответственно 14—16 и 18—21 м/с, а при сжигании каменных углей — 20—22 и 26—28 м/с.

Кроме указанных пылеугольных горелок тепловой мощностью 25 и 35 МВт, в соответствии с ОСТ 24.030.26-78 для котлов большой производительности имеются горелки мощностью 50, 75, 100, 135 и 150 МВт. Для этих горелок скорости первичного и вторичного воздуха должны быть более высокими.

Повышенные скорости выхода в топку первичного и вторичного воздуха (27—30 м/с) принимаются для прямоточных горелок, что здесь особенно необходимо для улучшения воспламенения пылегазовой смеси. Повышенная скорость выхода воздуха в топку применяется и *для сбросных горелок* (35—45 м/с), через которые в топку для сжигания сбрасываются тончайшая угольная пыль, не уловленная в циклоне, и транспортирующий ее из мельницы сушильный агент — воздух.

Если предусматривается возможность сжигания в топочной камере и твердого пылевидного, и газового топлив, применяют *комбинированные пылегазовые горелки,* что значительно упрощает топливно-воздушные коммуникации. На рис. 8.8 для примера показана комбинированная пылегазовая горелка, представляющая собой вихревую горелку со встроенной многоструйной газовой горелкой.

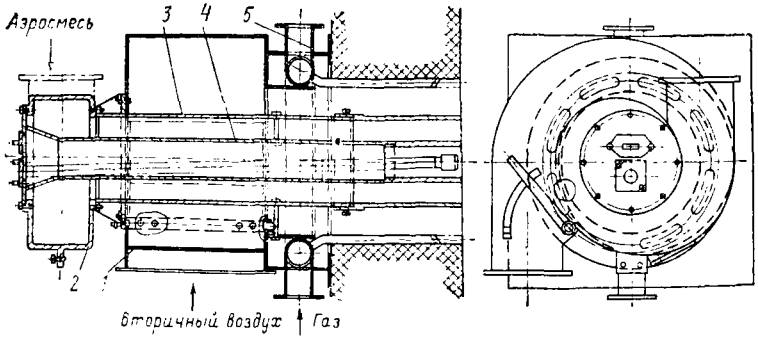


Рис. 8.8. Пылегазовая горелка:
1 — улитка вторичного воздуха; *2* — улитка аэросмеси; *3* — труба аэросмеси; *4* — внутренняя труба; *5* — газовый коллектор

В центральной части горелки может быть установлена также и мазутная форсунка.

При размоле угля в молотковых мельницах (см. § 7.4) в ряде случаев угольная пыль вводится в топочную камеру через специальные *горелки—амбразуры* (рис. 8.9). В установках малой производительности подача готовой угольной пыли с первичным воздухом иногда осуществляется при помощи простейшей *открытой амбразуры* (рис. 8.9, *а*). Сопла-шлицы для подачи в топку вторичного воздуха располагаются над и под амбразурой. При сжигании бурых углей и фрезерного торфа скорость выхода пылевоздушной смеси из амбразуры принимают 4—5 м/с, а скорость выхода из сопл вторичного воздуха — 20—25 м/с. Работа таких горелок — открытых амбразур характеризуется, однако, малым углом раскрытия факела, дальнобойностью, плохим перемешиванием пыли с вторичным воздухом, неблагоприятными условиями для воспламенения и горения пыли и др.

Амбразуры с горизонтальным рассекателем (рис. 8.9, *б*) обеспечивают увеличение угла раскрытия факела, улучшение воспламенения пыли, однако в них не устранен ряд других недостатков. Топка работает с повышенными потерями от механического недожога.

Значительного улучшения аэродинамики топки достигают применением *эжекционных амбразур* ЦКТИ (рис. 8.9, *в*). Подача вторичного воздуха при помощи щелевых насадок через амбразуру интенсифицирует перемешивание пылевоздушного потока и вторичного воздуха. Часть вторично-

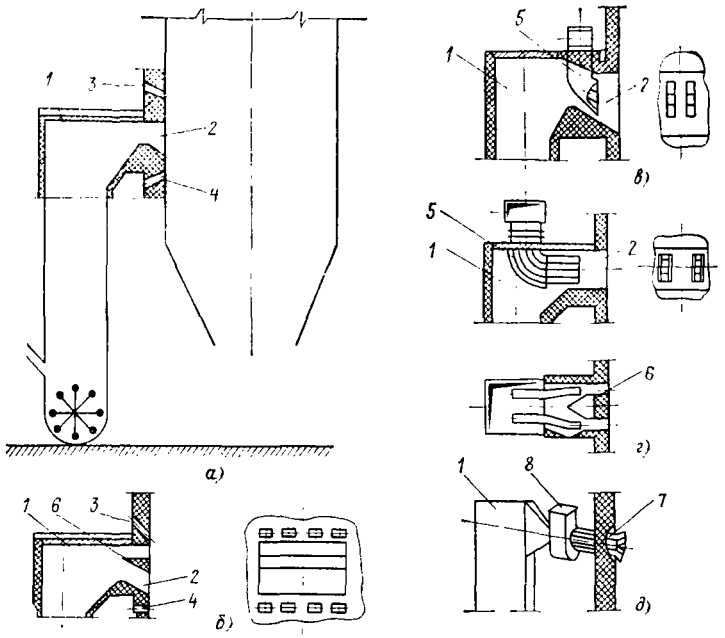


Рис. 8.9. Схемы горелочных устройств топок с молотковыми мельницами:

а — топка с открытой амбразурой; *б* — амбразура с горизонтальным рассекателем; *в* — эжекционная амбразура; *г* — амбразура с плоскими параллельными струями; *д* — вихревая горелка; *1* — шахта; *2* — амбразура; *3* — сопла вторичного воздуха (верхние); *4* — сопла вторичного дутья (нижние); *5* — сопла вторичного воздуха; *6* — рассекатель; *7* — горелка; *8* — ввод вторичного воздуха

го воздуха со скоростью 35—45 м/с подается через сопла на задней стенке топки, чтобы ядро горения находилось в центральной части топочной камеры.

Нашли применение амбразуры с устройством для *сжигания топлива в тонких струях*. Например, амбразура конструкции МЭИ — Мосэнерго (рис. 8.9, *г*) разделена на вертикальные каналы — по числу сопл вторичного воздуха, который выходит со скоростью 40—50 м/с и эжектирует пылевоздушную смесь. В топочную камеру смесь пыли с воздухом поступает со скоростью около 20 м/с через узкие вытянутые щели, расположенные на расстоянии 1500—2000 мм. При этом обеспечивают интенсивный подсос горячих топочных газов и устойчивое зажигание и горение топлива.

Эффективной оказалась замена обычных амбразур

и сопл вторичного воздуха вихревыми пылеугольными горелками. На рис. 8.9, *д* показано соединение шахты после молотковой мельницы с топочной камерой с помощью вихревой горелки. Условия воспламенения и горения пыли в этом случае достаточно благоприятны. Однако создавае-

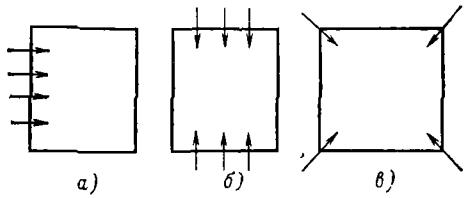
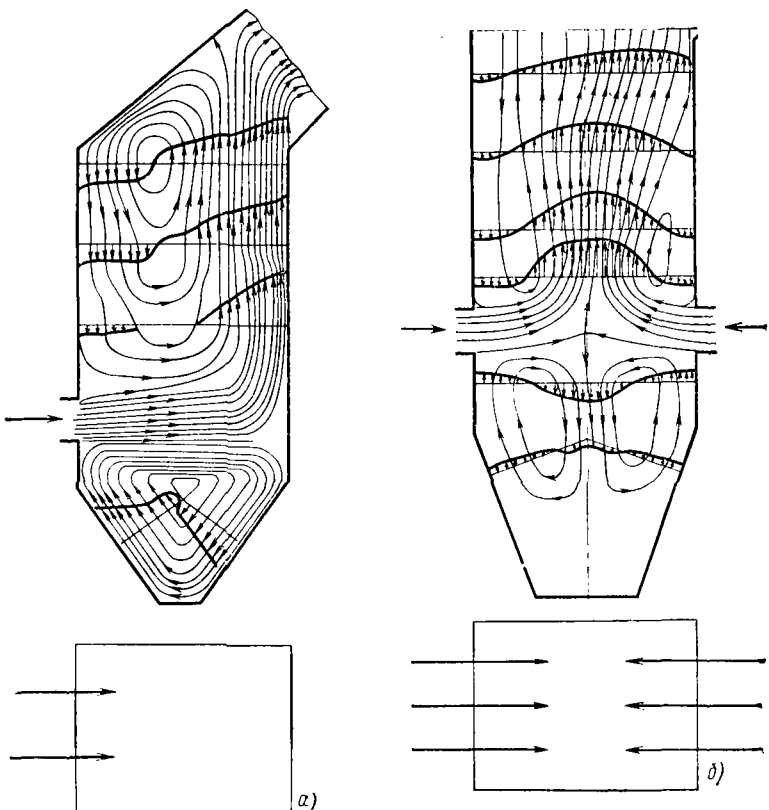


Рис. 8.10. Схема расположения горелок в топочной камере



мое молотковыми мельницами давление недостаточно для эффективной работы горелок, что сказывается на показателях экономичности топки.

8.3. РАСПОЛОЖЕНИЕ ГОРЕЛОК НА СТЕНКАХ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ

Полнота выгорания топлива, условия эксплуатационно-надежной работы топки в значительной степени определяются размещением пылеугольных горелок. Наибольшее распространение для обычных однокамерных топок получило *фронтальное* (рис. 8.10, *а*), *встречное* (рис. 8.10, *б*) и *угловое* (рис. 8.10, *в*) расположение горелок.

При фронтальном расположении горелок примерный характер аэродинамики топки показан на рис. 8.11, *а*. По выходе из отдельных горелок струи первоначально развиваются самостоятельно, а затем сливаются в общий поток. При движении к задней стенке струя подсасывает из окружающей среды топочные газы, масса ее значительно увеличивается, а концентрация окислителя снижается. При ударе факела о заднюю стенку может иметь место ее шлакование. В связи с этим при фронтальном расположении наиболее целесообразно применение вихревых горелок с относительно коротким широким факелом.

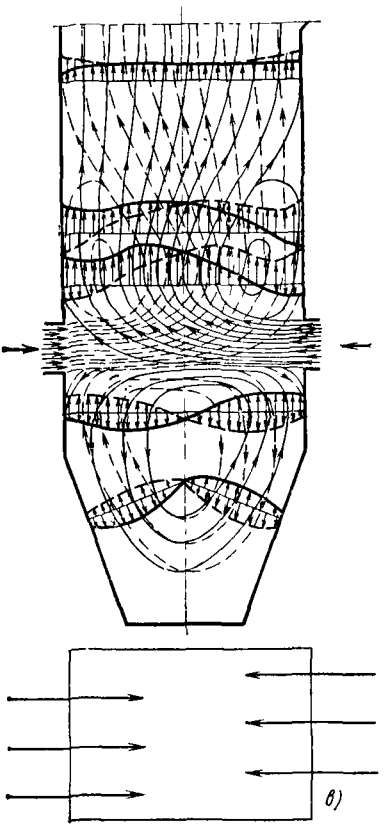


Рис. 8.11. Аэродинамика топки с фронтальной (*а*) и встречной (*б*, *в*) компоновками горелок

При встречном расположении горелки (рис. 8.11, *б* и *в*) могут располагаться как на противоположных боковых, так и на фронтальной и задней стенках, воз-

можна встречно-лобовая и встречно-смещенная их компоновка. При встречно-лобовой ориентации горелок (рис. 8.11, *б*) в топке получается концентрированный удар встречных потоков. Часть общего потока направляется в верхнюю половину топки, часть опускается в холодную воронку. При неравенстве импульсов возникает асимметричность течения в вертикальной плоскости и результативный факел приближается к одной из стен, что может вызвать ее шлакование.

При *встречно-смещенной* компоновке горелок по схеме МЭИ (рис. 8.11, *в*) горящие потоки взаимно проникают друг в друга. При этом имеет место лучшее заполнение факелом топочного объема, обеспечивается принудительный подвод теплоты к корню факела, улучшается выгорание топлива при бесшлаковочном режиме работы экранов. В случае применения встречно-смещенной компоновки горелок более целесообразными являются щелевые горелки.

При угловом расположении горелок возможны следующие схемы их установки (рис. 8.12): диагональная, блочная, тангенциальная. При таком размещении горелок возникает ряд конструктивных трудностей. Наблюдается также шлакование стенок. При тангенциальном расположении горелок при взаимодействии струй образуется единый закрученный поток, направляющийся вверх и вниз топочной камеры. По центру топки образуется область несколько пониженного давления, что стабилизирует положение факела. Наличие крутки потока сохраняется вплоть до выхода из

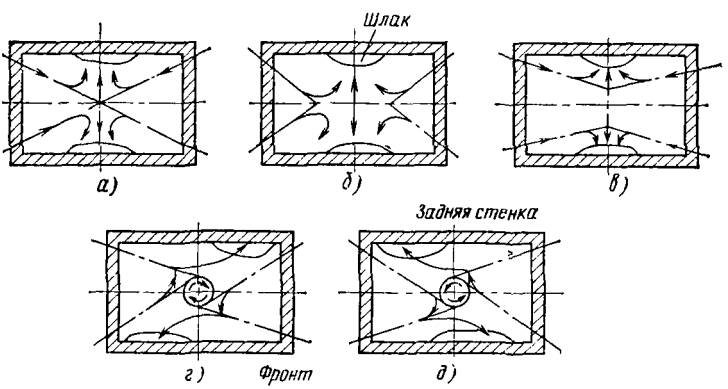


Рис. 8.12. Схема движения потоков в топке с угловым расположением горелок:

а — диагональное; *б* — блочное (фокусы по большой оси потока); *в* — блочное (фокусы по малой оси потока); *г, д* — тангенциальное с вращением в разные стороны

топки. При вытянутой форме сечения топки в плане может иметь место искажение аэродинамики потока, сопровождающееся шлакованием стенок. Поэтому при тангенциальной компоновке горелок целесообразно, чтобы горизонтальное сечение топочной камеры по форме приближалось к квадратному.

При фронтальном, встречном и угловом расположении горелки по высоте топки могут размещаться в один-два и более ярусов.

Количество горелок, размещенных в топке, определяется на основе следующих расчетов. Тепловая мощность топки $Q_{т.т}$, МВт, определяется по выражению

$$Q_{т.т} = B_р Q^р_н, \qquad (8\ 1)$$

где $B_р$ — общий расчетный расход топлива на котел, кг/с; $Q^р_н$ — теплота сгорания топлива, МДж/кг.

Тепловая мощность горелки $Q_г$, МВт, определяется аналогично:

$$Q_г = B_г Q^р_н, \qquad (8.2)$$

где $B_г$ — расход топлива на одну горелку, кг/с.

Количество горелок

$$n = B_р/B_г. \qquad (8.3)$$

С увеличением паропроизводительности котла количество горелок соответственно увеличивается. Так, для котла производительностью 20,8 кг/с (75 т/ч) при тепловой мощности топки около 60 МВт применяют две-три вихревые горелки при фронтальном и две-четыре горелки при встречном их расположении; при угловой компоновке применяют

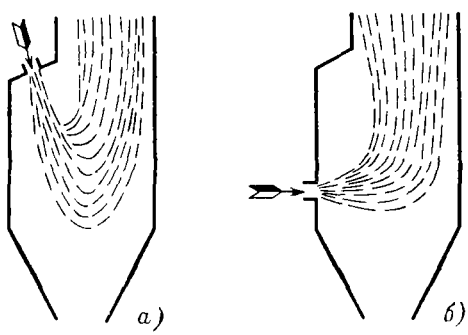


Рис. 8.13. Схема топок с U-образным и L-образным факелами

четыре прямоточные горелки. Для котла производительностью 89 кг/с (320 т/ч) при тепловой мощности топки 290 МВт применяют 6—8 встречных или 16 угловых горелок.

По конфигурации факела различают топки с *U-образным факелом* (рис. 8.13, *а*) и *L-образным факелом* (рис. 8.13, *б*). Наибольшее распространение нашли топки с L-образным факелом. По способу удаления шлака различают пылеугольные топки с *твердым (гранулированным) и жидким шлакоудалением.*

8.4. ТОПКИ ДЛЯ ФАКЕЛЬНОГО СЖИГАНИЯ УГОЛЬНОЙ ПЫЛИ С ГРАНУЛИРОВАННЫМ ШЛАКОУДАЛЕНИЕМ

В пылеугольных топках поведение шлакозолового остатка оказывает решающее влияние на производительность, надежность и экономичность топочного устройства. Развитие и совершенствование пылеугольных топок в основном были связаны с решением вопроса улавливания и удаления шлака. В отличие от слоевого сжигания твердого топлива, при котором 80 % золы остается в слое и только незначительная ее часть выносится в объем топочной камеры, а затем уносится газовым потоком в газоходы, при факельном сжигании вся зола проходит через топочный объем. Основная масса золы (85—95 %) уносится вместе с газовым потоком, а меньшая часть (5—15 %) выпадает в топочной камере.

Температура пылеугольного факела, особенно его ядра, превышает температуру плавления золы: $t_ф > t_з$.

В связи с этим при выгорании горючего зола топлива плавится и в виде мельчайших капелек в жидком состоянии перемещается с газообразными продуктами сгорания. Следует подчеркнуть, что частицы топлива, выносимые в небольшом количестве в топочный объем при слоевом сжигании, имеют размер 200—300 мкм, в то время как при факельном сжигании средний размер частиц составляет 15—30 мкм. Поступление в топочный объем всего количества золы топлива при пылесжигании и малый размер самих пылинок предопределяют большую суммарную поверхность оплавленных частиц золы. Расплавленный шлак, попадая на кирпичные стенки топочной камеры, зашлаковывает их и способствует их износу. При попадании на холодные конвективные поверхности нагрева котла расплавленный шлак оседает на трубах, постепенно образуя

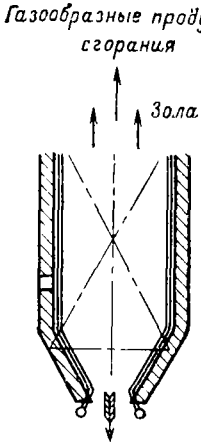


Рис. 8.14. Схема топки с твердым шлакоудалением

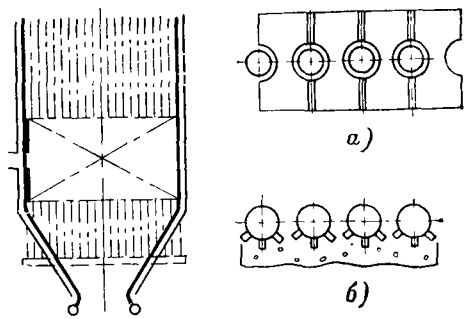


Рис. 8.15. Зажигательный пояс

шлаковые наросты. При этом резко возрастает сопротивление газового потока, а также ухудшается передача теплоты поверхностям нагрева.

Широкое применение пылесжигания стало возможным лишь при установке в топочной камере *охлаждаемых водой* (пароводяной смесью или паром) *экранов,* обеспечивающих защиту как стенок топки от разрушающего воздействия высокой температуры, зашлакования и химического взаимодействия с жидким шлаком, так и конвективных поверхностей нагрева от зашлаковывания. Кроме непосредственной защиты стенок топочной камеры от шлака, экраны воспринимают от газа и летящих частиц теплоту радиацией, снижая их температуру так, что при входе в конвективные элементы частицы шлака находятся уже в затвердевшем состоянии и не налипают на трубы. Топочные экраны наряду с выполнением указанных защитных функций являются наиболее эффективно работающими поверхностями нагрева с тепловой нагрузкой 0,1—0,3 МВт/м^2.

Пылеугольные топки, в которых выпадающая зола удаляется в твердом (гранулированном) виде, называют *топками с твердым шлакоудалением* (рис. 8.14).

Для охлаждения оседающих в топке жидких шлаковых частиц нижнюю часть топки выполняют в виде *холодной шлаковой воронки,* имеющей сплошное экранирование стен. Наклон стенок воронки к горизонту составляет около 60° для обеспечения сползания гранулированного шлака в шла-

ковую шахту. Последняя находится под холодной воронкой. Устройство шлаковой шахты, а также способы удаления из нее шлака излагаются в гл. 28.

Серьезным недостатком пылеугольных топок с твердым шлакоудалением является вынос из топочной камеры в газоходы агрегата основной массы золы топлива. Последнее определяет невозможность сколько-нибудь значительной интенсификации конвективной передачи теплоты во избежание истирания труб золой при увеличении скорости потока. При твердом шлакоудалении холодная воронка неблагоприятно влияет на процесс горения, так как зона низкой температуры оказывается при этом в непосредственной близости от горелок. В связи с этим стремятся отдалить горелки от холодной воронки, что приводит к увеличению высоты топки. Повышение температуры в области холодной воронки может привести к получению не гранулированного (сыпучего) шлака, а вязкой массы, что вызовет шлакование холодной воронки

При значительном экранировании топочной камеры воспламенение топлива вообще затрудняется; особенно это относится к малореакционным углям типа АШ. Для интенсификации зажигания, а также повышения устойчивости горения малореакционных углей применяют *зажигательный пояс,* представляющий собой часть топочных экранов, утепленную огнеупорным покрытием в области горелок (рис. 8.15). Применяют два типа зажигательных поясов: покрытие гладких экранных труб фасонными кирпичами (рис. 8.15, *а*) и обмазку ошипованных труб огнеупорной карборундовой или хромитовой массой (рис. 8.15, *б*).

При фронтальном расположении горелок зажигательный пояс располагают обычно на фронтальной и боковых стенках. При встречном и угловом расположении зажигательный пояс размещается по всему периметру топки. Высота пояса зависит от производительности котла и доходит до 3—4 м.

Для более полного выгорания пыли в хвостовой части факела необходимо иметь высокую температуру. Это особенно важно при сжигании малореакционных углей, для которых здесь требуется температура порядка 1250—1300 °С. Такое требование, однако, всегда приходит в противоречие с необходимостью охладить газы в топочной камере до температуры, исключающей шлакование конвективных поверхностей нагрева. Это противоречие, так же

как и ряд других недостатков, присущих топкам с твердым шлакоудалением, устраняется при переходе на жидкое шлакоудаление.

8.5. ТОПКИ ДЛЯ ФАКЕЛЬНОГО СЖИГАНИЯ УГОЛЬНОЙ ПЫЛИ С ЖИДКИМ ШЛАКОУДАЛЕНИЕМ

В топках с жидким шлакоудалением температуру в нижней части топочной камеры поддерживают такой, чтобы обеспечить не только полное расплавление шлаков, но и надежное удаление их в жидком виде из топки. Схемы пылеугольных факельных топок с жидким шлакоудалением показаны на рис. 8.16.

В однокамерной открытой топке (рис. 8.16, *а*) пылевидное топливо через горелку поступает в камеру, стенки которой покрыты ошипованными футерованными экранными трубами. В связи с этим в камере при горении топлива развивается достаточно высокая температура, обеспечивающая плавление шлака. Расплавленный и уловленный здесь шлак через летку стекает в ванну (на рисунке не показана), где гранулируется водой и затем удаляется.

В камере охлаждения, имеющей открытые экранные поверхности и являющейся непосредственным продолжением камеры плавления, происходит охлаждение газа и содержащегося в нем расплавленного шлакового уноса. На выходе

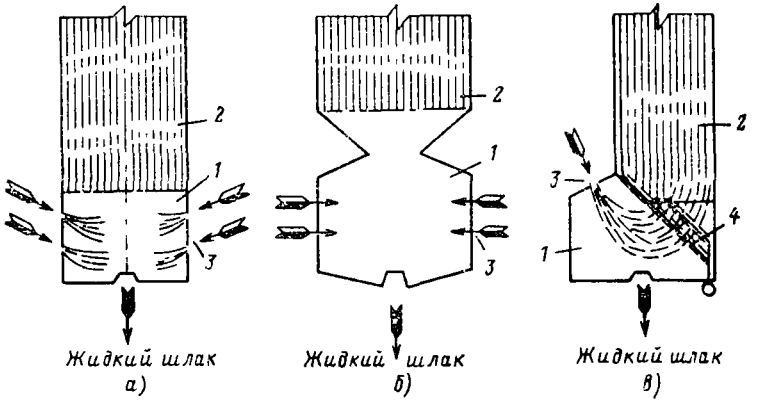


Рис. 8.16. Схемы пылеугольных факельных топок с жидким шлакоудалением:

1 — поверхность топки, покрытая огнеупорной обмазкой; *2* — холодная радиационная поверхность; *3* — подача топлива; *4* — шлакоулавливающий пучок труб, покрытых гарниссажной футеровкой

из камеры охлаждения при поступлении в последующие конвективные поверхности унос золы должен быть в твердом состоянии и иметь температуру, исключающую его налипание на поверхности нагрева.

В отличие от топок с твердым золоудалением, где в топочной камере оседает около 5 % золы, а остальная зола уносится газообразными продуктами горения, в однокамерной открытой топке с жидким шлакоудалением улавливается и удаляется 15—30 % общего количества золы. Следует, однако, отметить, что для такой открытой топки в области перехода от «горячей» к «холодной» зоне, где температура снижается и шлак теряет текучесть, наблюдается интенсивное шлакование экранных поверхностей нагрева. Это усложняет эксплуатацию и снижает эффективность поверхностей нагрева.

Значительно более благоприятные условия работы *полуоткрытой однокамерной топки* с жидким шлакоудалением (рис. 8.16, *б*). Здесь благодаря специально выполненному пережиму зона плавления и зона охлаждения в значительной степени разделены. В камере горения экранные трубы *ошипованы и покрыты огнеупорной обмазкой.* Процесс сжигания топлива почти полностью завершается в этой камере; объем ее относительно ограничен, в связи с чем объемная плотность тепловыделения составляет здесь 0,5—0,8 МВт/м^3, а температура 1700—1800 °С. В камере улавливается 20—40 % золы топлива, удаляемой в жидком состоянии через летку. В верхней части топки расположены открытые экранные поверхности, обеспечивающие охлаждение газа и уноса.

В двухкамерной топке с жидким шлакоудалением (рис. 8.16, *в*) камера горения топлива с жидким шлаком и камера охлаждения разделены шлакосепарационной решеткой, выполненной из разведенных ошипованных экранных труб, имеющих огнеупорную обмазку. Основное количество расплавленного шлака улавливается в камере горения. Дополнительно уловленный в шлакосепараторе шлак стекает на подину топки, откуда через летку шлак поступает в водяную ванну для грануляции. В двухкамерной топке улавливается до 70 % всей золы. Еще большего улавливания золы (80—95 %) в пределах топочной камеры достигают при применении рассматриваемых ниже циклонных топок.

Улавливание значительного количества золы в пределах топочной камеры уменьшает загрязнение поверхностей нагрева, а также их износ летучей золой. При этом

возможно повышение скорости дымовых газов, что интенсифицирует передачу теплоты конвективным поверхностям нагрева. При жидком шлакоудалении благодаря высокой температуре в топочной камере снижаются потери теплоты от механического недожога $q_{м.н}$. Так, при сжигании АШ, при переходе от твердого шлакоудаления к жидкому потери теплоты от механического недожога снижаются с 6—7 до 3—4 %.

К недостаткам топок с жидким шлакоудалением можно отнести повышенные *потери с физической теплотой шлака.* При многозольном топливе эти потери могут достигать 2—3 %. Однако следует отметить, что теплота жидких шлаков и сами шлаки могут использоваться для различных технологических процессов.

Топки с жидким шлакоудалением применяют для низкореакционных топлив, имеющих благоприятные температурные и вязкостные характеристики золы и шлака, и топлив с относительно легкоплавкой золой.

8.6. ЦИКЛОННЫЕ И ВИХРЕВЫЕ ТОПКИ

Значительная интенсификация процесса горения твердого мелкодробленого топлива или грубой пыли, а также максимальное улавливание золы в пределах топочной камеры достигаются в циклонных топках. Циклонный принцип организации горения твердого топлива был предложен в СССР Г. Ф. Кнорре еще в начале 30-х годов. В промышленности применяют различные типы *горизонтальных* (малонаклонных) и *вертикальных циклонных топок* для сжигания мелкодробленого топлива или грубой пыли с жидким шлакоудалением.

Принципиальная схема циклонной топки с горизонтальным расположением камеры и жидким шлакоудалением показана на рис. 8.17, *а*. Топливо подают в циклонную камеру с первичным воздухом. На схеме показан ввод топливно-воздушной смеси через улитку в центральную часть камеры. По оси вводится только дробленка. При сжигании угольной пыли она вводится через тангенциальные сопла.

Вторичный воздух подают в камеру тангенциально через сопла-щели с большой скоростью (более 100 м/с), обеспечивая движение топливных частиц к стенкам камеры. Образующиеся в циклонной камере вихри способствуют интенсивному смесеобразованию и горению топлива как в объеме циклона, так и на его стенках.

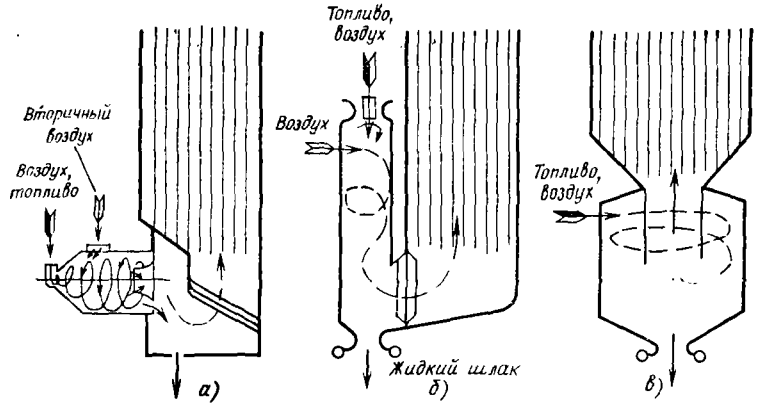


Рис. 8.17. Схема циклонных топок с жидким шлакоудалением:
а — горизонтальная топка; *б* — вертикальная топка с нижним выводом газов; *в* — вертикальная кольцевая топка с верхним выводом газов

Развиваемая в циклонной камере высокая температура (1700—1800 °С) приводит к расплавлению золы и образованию на стенках шлаковой пленки. Жидкий шлак вытекает из камеры через летку. Улавливание золы в пределах камеры составляет 85—90 % и более. Отбрасываемые на стенки свежие частицы топлива прилипают к шлаковой пленке, где они интенсивно выгорают при обдувании их воздушным потоком.

В выходной части циклонной камеры имеется пережим (ловушка), через который продукты горения поступают в камеру дожигания. Наличие пережима приводит к уменьшению уноса. Крупные частицы циркулируют в камере до полной газификации. Выносимые из циклона мельчайшие частицы топлива догорают в камере дожигания.

Циклонные камеры работают с высокими объемными плотностями тепловыделения $q_v \approx 1{,}5 \div 3$ МВт/м^3 и плотностью теплового потока на сечение циклона $q_F \approx 11 \div 16$ МВт/м^2 при малом коэффициенте избытка воздуха в циклоне $\alpha = 1{,}08 \div 1{,}1$.

Аэродинамическая картина потока в циклонной камере отличается сложным пространственным полем скоростей. Для характеристики движения потока в циклоне главный вектор скорости обычно представляют в виде трех составляющих: осевой (расходной) скорости w_x, тангенциальной w_τ и радиальной w_r. На рис. 8.18 показано примерное распределение осевой и тангенциальной скоростей в циклон-

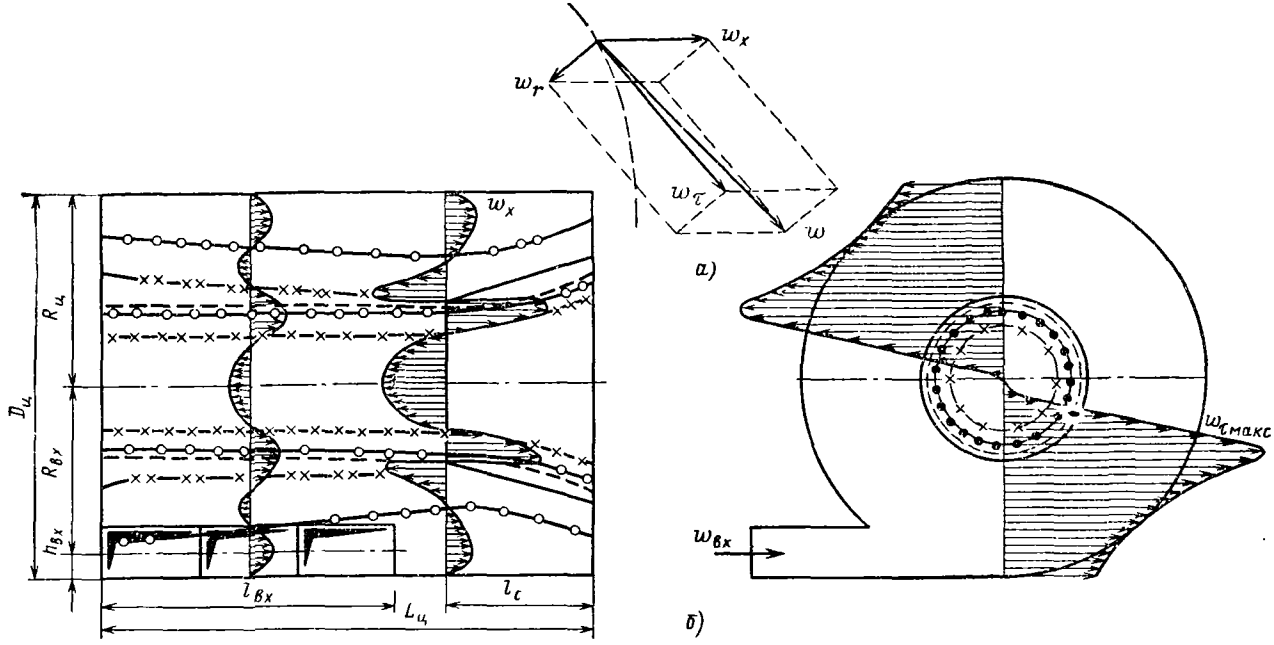


Рис. 8.18. Принципиальная схема потока в циклонной камере:

а — составляющие скорости циклонного потока; *б* — характер распределения тангенциальной и осевой скоростей по сечению потока

ной камере, свидетельствующее о сложной аэродинамической структуре потока.

Длина циклонной камеры составляет 1,2—1,5 ее диаметра.

Схема вертикальной циклонной топки (предтопка) с нижним выводом газов показана на рис. 8.17, *б*, а схема вертикальной циклонной топки с верхним выводом газов — на рис. 8.17, *в*.

Циклонные топки горизонтальные и вертикальные нашли широкое распространение за рубежом. Длительная эксплуатация циклонных топок с жидким шлакоудалением показала высокую их эффективность. Основными их преимуществами являются: высокая объемная плотность тепловыделения, измеряемая несколькими мегаваттами на кубический метр, что приводит к сокращению габаритов установки; улавливание в пределах камеры и удаление в жидком виде около 85—90 % золы топлива, что дает возможность интенсифицировать работу конвективных поверхностей нагрева и в ряде случаев отказаться от установки газоочистительных устройств; возможность работы с малым коэффициентом избытка воздуха ($\alpha = 1{,}05 \div 1{,}1$), что приводит к снижению потери теплоты с уходящими газами; возможность работы на дробленом топливе или пыли грубого помола, что позволяет упростить систему пылеприготовления и снизить расход электроэнергии на топливоприготовление.

К основным недостаткам циклонных топок относятся: затруднения при сжигании углей с малым выходом летучих, а также высоковлажных углей; увеличение потери теплоты с физическим теплом шлака (более 2 %); повышенный расход энергии на дутье; относительно повышенный выход оксидов азота в связи с высокой температурой в циклонной камере.

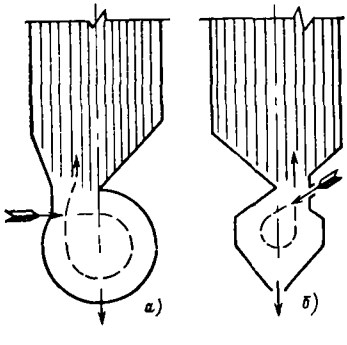


Рис. 8.19. Вихревые топки с пересекающимися струями:
а — топка ЦКТИ; *б* — топка МЭИ

Положительные особенности закрученных потоков используются в вихревых топках, известных под названием топок с *пересекающимися струями*. На рис. 8.19 показаны схемы полузакрытых топок ЦКТИ

и МЭИ, в которых благодаря соответствующей конфигурации нижней части топки и способу подвода пылевоздушной смеси со скоростью примерно 80 м/с создается вихревое движение с горизонтальной осью вращения. Горячие топочные газы пересекают пылевоздушный поток, обеспечивая его интенсивное воспламенение. Имеются топки с пересекающимися струями с вертикальной осью вращения потока.

Циклонный принцип организации теплотехнологических процессов находит в последние годы широкое применение и при создании высокоэффективных энерготехнологических агрегатов (гл. 18).

8.7. СНИЖЕНИЕ СОДЕРЖАНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА И СЕРЫ В ПРОДУКТАХ СГОРАНИЯ

При сжигании в топках котлов угольной пыли, как и при сжигании газового и жидкого топлив, образуются различные оксиды азота, оказывающие вредное влияние на организм человека и животных. По данным Я. Б. Зельдовича, скорость образования оксида азота подчиняется следующей закономерности:

$$\frac{d\mathrm{NO}}{d\tau} = \frac{5\cdot 10^{11}}{\sqrt{\mathrm{O_2}}} e^{-\frac{86\,000}{RT}} \left(\mathrm{O_2 N_2} \frac{64}{3} e^{-\frac{43\,000}{RT}} - \mathrm{NO}^2 \right), \quad (8.4)$$

где O_2, NO и N_2 — содержания кислорода, оксида азота и азота в газовой смеси; τ — время.

С уменьшением температуры резко снижается равновесная концентрация оксида азота и увеличивается время, необходимое для достижения этой концентрации. Для котлов, имеющих в топочной камере температуру 1400—1500 °С, время пребывания газов в несколько десятков раз меньше времени, необходимого для достижения равновесной концентрации оксида азота. Количество образовавшегося здесь оксида азота достигает 5—15 % равновесного количества. С изменением коэффициента избытка воздуха меняется содержание оксидов азота в продуктах сгорания. Наибольшее их образование происходит при коэффициенте избытка воздуха

$$\alpha_{\text{макс}} = \left(1 - 0{,}65 V_{\text{в}}^0 \frac{R T_{\text{макс}}}{E} \frac{c_{\text{т}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \right)^{-1}, \quad (8.5)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — теплота сгорания топлива; $V_{\text{в}}^0$ — теоретический расход воздуха; $T_{\text{макс}}$ — теоретическая температура горе-

ния; E — энергия активации; $c_т$ — средняя теплоемкость продуктов сгорания. Например, при сжигании АШ максимальное количество оксидов азота имеет место при $\alpha = 1{,}18$.

Условиями, способствующими образованию и сохранению оксидов азота, являются высокие начальные концентрации азота и свободного кислорода в газовой смеси, высокая температура смеси, увеличение времени пребывания смеси при высокой температуре, быстрое охлаждение смеси. При сжигании АШ в топках котлов содержание оксидов азота составляет 0,25—1 г/м^3 и более. Большой выход оксидов азота в топках котлов связан с быстрым охлаждением продуктов сгорания, протекающим со скоростью 500—2000 °С/с.

Степень перехода малоактивного оксида азота NO в ядовитый диоксид азота NO_2 зависит в основном от температуры и парциального давления кислорода. При температуре выше 800 °С равновесная смесь будет состоять преимущественно из оксида азота, а при температуре ниже 200 °С — из диоксида азота. В пределах 200—800 °С возможно существование оксида и диоксида азота.

В условиях работы котлов с учетом времени пребывания продуктов сгорания в газоходах равновесного состояния для газа не обеспечивается. Практически продукты сгорания перед дымовой трубой содержат 98—99 % оксида и 1—2 % диоксида азота.

Ориентировочно концентрацию оксидов азота в продуктах сгорания можно определить по эмпирической зависимости И. Я. Сигала:

$$C_{NO_2} = AD_э^{0,8} q_V^{0,5} \alpha_т^3, \qquad (8.6)$$

где C_{NO_2} — суммарная концентрация оксидов азота (в пересчете на диоксид азота), г/м^3; A — коэффициент, принимаемый равным 0,184 при определении q_V в кВт/м^3; $D_э$ — эквивалентный диаметр топочной камеры, м; q_V — объемная плотность тепловыделения в топке, кВт/м^3; $\alpha_т$ — коэффициент избытка воздуха в топке (горелке).

Зависимость (8.6) справедлива для малых значений $\alpha_т$ (1,03—1,16). При $\alpha_т > 1{,}2$ концентрация NO_2 становится обратно пропорциональной $\alpha_т$.

Снижение содержания оксидов азота в уходящих газах котлов при сжигании топлива достигается снижением температуры в топке (особенно локальных ее значений), сжиганием топлива с минимальными α и др. Для этого приме-

няют двухступенчатое сжигание топлива, используют вместо вихревых прямоточные горелки, дающие ухудшенное смесеобразование, применяют рециркуляцию газов. Уменьшение содержания оксидов азота в газах обеспечивается также при применении топок с пересекающимися струями, впрыском воды в зону интенсивного горения и др.

При сжигании твердого топлива содержащаяся в нем сера выделяется в основном в виде SO_2 и в значительно меньших количествах в виде SO_3. Образование SO_3, как и при сжигании жидкого топлива, способствует наличие в продуктах сгорания избыточного кислорода. Серная кислота, образующаяся при взаимодействии SO_3 с водяными парами, вызывает коррозию низкотемпературных поверхностей нагрева. Содержание серного ангидрида существенно повышает температуру точки росы (до 140 °С), что ограничивает глубину охлаждения газов и снижает экономичность котельной установки. Для уменьшения содержания в продуктах сгорания серного ангидрида сжигание твердого топлива ведут с относительно небольшим избытком воздуха.

При совместном присутствии в атмосферном воздухе веществ, обладающих суммарным вредным воздействием на человека (NO_2, SO_2, SO_3, NH_3 и др.), сумма их относительных концентраций не должна превышать единицы:

$$\sum \frac{C_i}{(\text{ПДК})_i} = \frac{C_{NO_2}}{0{,}085} + \frac{C_{SO_2}}{0{,}5} + \frac{C_{SO_3}}{0{,}25} + \frac{C_{NH_3}}{0{,}2} \leqslant 1, \quad (8.7)$$

где 0,085; 0,5; 0,25; 0,2 — соответственно предельно допустимые концентрации (ПДК) в атмосферном воздухе для NO_2, SO_2, SO_3, NH_3, мг/м^3. Установлены также нормативы предельно допустимых выбросов (ПДВ) вредных веществ.

Мероприятия по защите поверхностей нагрева от коррозии и улавливанию оксидов азота и серы рассматриваются в гл. 26.

8.8. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГОРЕНИЯ УГОЛЬНОЙ ПЫЛИ

Моделирование топочного процесса с получением обобщенных зависимостей и оптимизация топочного устройства котла невозможны без математического описания процесса горения [20].

Система, описывающая горение пылеугольных частиц, должна содержать, в частности, следующие уравнения:

1) движения несущей газовой среды;

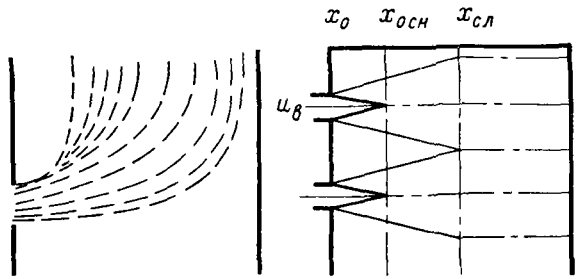


Рис. 8.20. Схема развития пылегазового потока в топочной камере

2) движения взвешенных твердых частиц;
3) диффузии кислорода в газовой среде;
4) кинетики выхода и сгорания летучих;
5) кинетики горения частиц;
6) теплообмена между частицами и средой и др.

Сложный физико-химический процесс горения топлива еще не имеет полного математического аналога. Приближенная математическая модель факельного горения полидисперсного топлива в топочной камере (рис. 8.20) состоит из следующей системы уравнений:

1) уравнение изменения температуры частиц топлива, записанное для фракции i, учитывающее выделение теплоты при химических реакциях, конвективную теплоотдачу от частиц к несущему газу, диффузионную теплопроводность от окислителя к частицам, излучение на облучаемую поверхность и взаимное переизлучение частиц друг на друга;

2) уравнение изменения температуры газа, учитывающее выделение теплоты от сгорающих в объеме летучих, конвективный теплообмен между несущим газом и частицами, диффузионную теплопроводность от потоков CO_2 и летучих, излучение, изменение температуры на основном участке струи и турбулентную поперечную теплоотдачу в струе;

3) уравнение изменения диаметра частиц фракции i;

4) уравнение кинетики выхода летучих;

5) уравнение кинетики сгорания летучих в объеме;

6) уравнение изменения концентрации кислорода, учитывающее расход кислорода на горение кокса и летучих, изменение концентрации на основном участке струи и турбулентную диффузию.

При математическом описании процесса выгорания топлива, например, в циклонной камере должно быть учтено уравнение движения несущей закрученной газовой среды и др. Учет всех сложных физико-химических явлений, характерных для топочных процессов, в частности циклонных, приводит к системе уравнений, решение которых затруд-

нительно даже с применением ЭВМ. В связи с этим математические модели горения топлива составляют обычно с учетом ряда упрощений и допущений.

8.9. ВЫБОР И РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПОК ДЛЯ СЖИГАНИЯ УГОЛЬНОЙ ПЫЛИ

В соответствии с [1] твердое топливо в виде угольной пыли рекомендуется применять для котлов паропроизводительностью более 7 кг/с (25 т/ч). При работе на низкореакционных углях (антрацитовый штыб, полуантрациты и тощие угли) угольную пыль применяют для котлов производительностью более 21 кг/с (75 т/ч).

Для сжигания углей с относительно легкоплавкой золой, а также для низкореакционных топлив, имеющих благоприятные температурные и вязкостные характеристики золы и шлака, могут быть использованы различные топки с жидким шлакоудалением — открытые, полуоткрытые и циклонные.

Чтобы избежать значительного шлакования экранов, рекомендуется определенная плотность теплового потока на сечение топочной камеры q_F в районе горелок. Так, например, при сжигании АШ с твердым шлакоудалением при многоярусном фронтальном расположении вихревых или прямоточных горелок q_F не должно превышать 2,35 МВт/м^2, а при сжигании шлакующихся каменных и бурых углей 3,5 МВт/м^2. При жидком шлакоудалении и сжигании антрацитов, полуантрацитов и тощих углей q_F не должно превышать 5,5 МВт/м^2, а для каменных и бурых углей 6,5 МВт/м^2.

Глубина топки с твердым шлакоудалением при использовании вихревых и тангенциальных щелевых горелок определяется в зависимости от принятого q_F. Для топок с жидким шлакоудалением при фронтальном и встречном расположении вихревых горелок глубина топки принимается в 5—7 раз больше диаметра амбразуры горелок.

При проектировании топочного устройства основные его конструктивные и режимные параметры определяются по рекомендуемым в [1] расчетным характеристикам — по коэффициенту избытка воздуха в топке $\alpha_т$, объемной плотности тепловыделения q_V, потере теплоты от химической неполноты сгорания $q_{х.н}$ и потере теплоты от механической неполноты сгорания $q_{м.н}$. Так, например, при сжигании бурых углей для котлов с камерной топкой с твердым шла-

коудалением производительностью 10 кг/с (35 т/ч) принимают: $\alpha_т = 1{,}2$; $q_V = 0{,}245$ МВт/м^3; $q_{х.н} = 0{,}5$ %; $q_{м.н} = 1{,}5 \div 2{,}0$ %; доля золы, уносимой из топки газами, $a_{ун} = 0{,}95$.

При сжигании АШ и ПА в котле с камерной топкой и твердым шлакоудалением принимают: $\alpha_т = 1{,}2 \div 1{,}25$; $q_V = 0{,}14$ МВт/м^3; $q_{х.н} = 0$; $q_{м.н} = 4 \div 6$ %; $a_{ун} = 0{,}95$. При сжигании указанных углей в полуоткрытой топке с жидким шлакоудалением принимают: $\alpha_т = 1{,}2 \div 1{,}25$; для камеры горения $q_V = 0{,}58 \div 0{,}70$ МВт/м^3; для топки $q_V = 0{,}17$ МВт/м^3; $q_{х.н} = 0$; $q_{м.н} = 3 \div 4$ %; $a_{ун} = 0{,}85$.

Глава девятая

ТЕПЛООБМЕН В ЭЛЕМЕНТАХ КОТЛА

9.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Передача теплоты от продуктов сгорания к воде, пароводяной смеси, пару и воздуху, движущимся в элементах котла, осуществляется через металлические стенки. Процесс теплопередачи осуществляется за счет теплопроводности, конвекции и радиации, происходящих одновременно. К поверхностям нагрева теплота от газов передается конвекцией и радиацией. Через металлическую стенку, а также внешние и внутренние загрязнения теплота передается теплопроводностью, а от стенки к омывающей ее среде — конвекцией и теплопроводностью. Схема передачи теплоты от продуктов сгорания к обогреваемой среде показана на рис. 9.1.

В процессе переноса теплоты от газов к поверхностям нагрева относительное значение радиации и конвекции меняется. К экранам, расположенным в слоевых и факель-

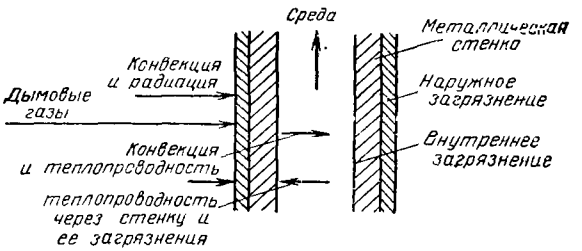


Рис. 9.1. Схема теплопередачи от продуктов сгорания к рабочему телу

ных топках в области наиболее высоких температур газов, перенос теплоты радиацией составляет более 90 %, к экранам топок с кипящим слоем 70—80 %. В ширмовых поверхностях нагрева, расположенных на выходе из топки, тепловосприятие за счет радиации составляет 60—70 %. Далее, по мере снижения температуры газов относительная доля теплоты, передаваемой конвекцией, увеличивается и составляет в пароперегревателе 70—80 %, а в последней по ходу газов части воздухоподогревателя — более 95 %.

По определяющему способу передачи теплоты от газов поверхности нагрева принято условно разделять на *радиационные, полурадиационные* и *конвективные.* К радиационным поверхностям относят экраны, фестоны, пароперегреватели, расположенные в топке. Полурадиационными поверхностями являются ширмовые поверхности нагрева— ширмовые поверхности пароперегревателя и испарительные поверхности нагрева, расположенные за топкой. Далее по ходу газов в газоходах котла располагаются конвективные поверхности нагрева: испарительные и пароперегревательные поверхности нагрева, экономайзеры и воздухоподогреватели.

9.2. ТЕПЛООБМЕН В ТОПКЕ

В топке одновременно происходят горение топлива и сложный радиационный и конвективный теплообмен между заполняющей ее средой и поверхностями нагрева.

Источниками излучения в топках при слоевом сжигании топлива являются поверхность раскаленного слоя топлива, пламя горения летучих веществ, выделившихся из топлива, и трехатомные продукты сгорания CO_2, SO_2 и H_2O. *При факельном сжигании пыли твердого топлива и мазута* источниками излучения являются центры пламени, образующиеся вблизи поверхности частиц топлива от горения летучих, распределенных в факеле, раскаленные частицы кокса и золы, а также трехатомные продукты сгорания. При горении в факеле распыленного жидкого топлива излучение частиц топлива незначительно. При сжигании газа источниками излучения являются объем его горящего факела и трехатомные продукты сгорания. При этом интенсивность излучения факела зависит от состава газа и условий протекания процесса горения. Наиболее интенсивно излучает теплоту пламя горящих летучих веществ, выделяющихся при горении твердого и жидкого топлива.

Менее интенсивно излучение горящего кокса и раскаленных частиц золы, наиболее слабым оказывается излучение трехатомных газов. Двухатомные газы практически не излучают теплоты. По интенсивности излучения в видимой области спектра различают *светящийся, полусветящийся и несветящийся факелы.*

Излучение светящегося и полусветящегося факела определяется наличием твердых частиц — коксовых, сажистых и золовых в потоке продуктов сгорания. Излучение несветящегося факела — излучением трехатомных газов.

Интенсивность излучения твердых частиц зависит от их размера и концентрации в топочном объеме. По удельной интенсивности излучения коксовые частицы приближаются к абсолютно черному телу, но при сжигании пыли твердого топлива их концентрация в факеле мала (примерно 0,1 кг/м^3) и поэтому излучение коксовых частиц на экраны топки составляет 25—30 % суммарного излучения топочной среды. Золовые частицы заполняют весь топочный объем, концентрация их зависит от зольности топлива. Тепловое излучение золовых частиц в факельных топках составляет 40—60 % суммарного излучения топочной среды. Сажистые частицы образуются при сжигании мазута и природного газа. В ядре факела они имеют высокую концентрацию и обладают большой излучательной способностью. Излучение трехатомных газов, заполняющих объем топочной камеры, определяется их концентрацией и толщиной объема излучения. Доля излучения трехатомных газов составляет 20—30 % суммарного излучения. В газомазутных топках условно разделяют длину факела на две части — светящуюся и несветящуюся. Интенсивность излучения ядра факела мазута в 2—3 раза выше, чем ядра факела при сжигании пыли твердого топлива.

Тепловосприятие экранов топки определяется интенсивностью излучения топочной среды и тепловой эффективностью экранов. Увеличение интенсивности излучения среды топки повышает падающий на экраны тепловой поток. Снижение тепловой эффективности экранов уменьшает их тепловосприятие.

Применительно к идеальной системе с полусферическим излучением абсолютно черного тела и с равновесной температурой в вакууме общий удельный поток энергии выражается законом Стефана — Больцмана, который после интегрирования исходной зависимости имеет вид

$$E_0 = c_0\left(\frac{T}{100}\right)^4, \qquad (9.1)$$

где E_0 — общий удельный поток энергии, Вт/м^2, c_0 — коэффициент излучения абсолютного черного тела; T — абсолютная температура, К.

При такой идеальной системе тепловосприятие лучевоспринимающей поверхности Q, Вт, определяется по формуле

$$Q = c_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_п}{100}\right)^4\right], \qquad (9.2)$$

где T_1, $T_п$ — температуры излучающей и тепловоспринимающей поверхности, К.

Условия радиационного теплообмена в топке отличаются от идеальных условий, соответствующих передаче энергии излучения по законам Планка и Стефана—Больцмана, а именно:

1. Среда в топке и ограждающие ее поверхности не являются абсолютно черными телами. В топке лучистая энергия распространяется в материальной непрозрачной среде, содержащей горящие газы, продукты сгорания, частицы кокса и золы. При этом происходят частичное поглощение средой энергии излучения, переход ее в теплоту, затем вновь излучение вещества в окружающую среду и на ограждающие поверхности. Падающий на ограждающие поверхности поток энергии частично поглощается и частично отражается в окружающую среду топки. Обратное излучение при высокой температуре ограждающих поверхностей, например загрязненных экранов топки, может составлять до 50 % падающего потока энергии.

Применительно к таким условиям теплообмена закон Стефана — Больцмана может быть выражен формулой

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon c_0\left(\frac{T}{100}\right)^4 = c\left(\frac{T}{100}\right)^4, \qquad (9.3)$$

где $\varepsilon = c/c_0 \leqslant 1$ — интегральный или средний коэффициент теплового излучения серого тела; c — коэффициент излучения серого тела, Вт/(м$^2\cdot$К^4).

Интегральный коэффициент теплового излучения серого тела может быть выражен также отношением $\varepsilon = E/E_0$, где E — излучательная способность реального тела при той же температуре, что и у абсолютно черного тела.

2. В топке имеет место пространственное и несимметричное поле температур излучающей среды. Температура максимальна в ядре факела, где она приближается к адиабатной температуре горения, т. е. при $\alpha = 1$ и отсутствии потерь в топке, а на выходе из топки она минимальна и ниже

на 700—800 °С максимальной. Разность температур по сечению вблизи экранов в центре топки составляет 200—300 °С, а неравномерность температур на выходе из топки 50—100 °С. В итоге процесс лучистого теплообмена существенно усложняется, что затрудняет теоретическое описание его закономерностей. Одновременно с радиационным в топке возникает конвективный теплообмен между поверхностями нагрева и потоком газов высокой температуры при принудительном их движении. Условия конвективного теплообмена отличны от идеализированных и усложнены изменением физических параметров и характеристик потока газов в объеме топки — температуры, теплопроводности, плотности, вязкости, а также изменением режима движения этого потока. Неопределенно и температурное состояние расположенных в топке тепловоспринимающих поверхностей нагрева вследствие различного по толщине и составу их наружного загрязнения. Сложный комплекс процессов теплообмена в топочной камере математически может быть описан системой дифференциальных и интегродифференциальных уравнений. Когда совместно происходит радиационный и конвективный перенос энергии, эта система состоит из уравнения движения среды, уравнения неразрывности потока, уравнения сохранения энергии, уравнения переноса излучений, характеристических уравнений физического состояния среды и уравнений краевых условий. Решение этой системы уравнений крайне затруднительно из-за множества факторов, определяющих условия лучистого и конвективного теплообмена в топке, и неопределенности задания краевых условий и поэтому используется в основном для получения определяющих критериев сложного теплообмена и приближенных аналитических исследований.

9.3. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА В ТОПКЕ

Назначением расчета теплообмена в топке является определение температуры продуктов сгорания на выходе из топки при заданных ее конструкции и условиях работы или определение площадей тепловоспринимающих поверхностей нагрева, при которых обеспечивается заданная температура в конце топки.

В инженерной практике применяется метод расчета, созданный советскими учеными, основанный на совместном использовании для расчетов законов лучистого теплообмена и приложении теории подобия к топочным процессам. Функциональная зависимость определяющих

критериев от различных факторов установлена на основе экспериментальных данных.

В общем виде тепловосприятие поверхностей нагрева определяется из уравнения теплообмена в топке, которое, исходя из закона Стефана—Больцмана, может быть представлено в виде

$$Q_{л}' = a_{т} c_0 \psi_{э} F_{ст} \left(\overline{T}^4 - \overline{T}_{ст}^4\right) \cdot 10^{-8}, \qquad (9.4)$$

где $Q_{л}'$ — тепловосприятие поверхностей нагрева, кВт; $a_{т}$ — интегральный коэффициент теплового излучения топки; c_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный $5{,}67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м^2·К^4); $\psi_{э}$ — коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева; $F_{ст}$ — площадь поверхности стенок, ограничивающих топку, м^2; $\overline{T}$ — средняя температура продуктов сгорания в топке, К; $\overline{T}_{ср}$ — средняя температура поверхности нагрева, К.

Вместе с тем тепловосприятие поверхностей нагрева может быть определено из теплового баланса топки, согласно которому

$$Q_{л}' = \varphi B_{р} \left(Q_{т} - H_{т}''\right), \qquad (9.5)$$

где φ — коэффициент сохранения теплоты топкой; $B_{р}$ — расчетный расход топлива, кг/с или м^3/с; $Q_{т}$—полезное тепловыделение в топке, кДж/кг или кДж/м^3; $H_{т}''$ — энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки, кДж/кг или кДж/м^3.

Значение разности $Q_{т}—H_{т}''$, кДж/кг или кДж/м^3, при условии неизменности объема продуктов сгорания и их теплоемкости в топке может быть найдено из формулы

$$Q_{т} - H_{т}'' = (V_{г} c_{г})_{ср} \left(T_{а} - \overline{T}_{т}''\right), \qquad (9.6)$$

где $V_{г}$ — объем продуктов сгорания, м^3/кг или м^3/м^3; $c_{г}$ — теплоемкость продуктов сгорания в топке, кДж/(м^3·К); $T_{а}$ — адиабатическая температура горения топлива, К; $\overline{T}_{т}''$ — средняя температура продуктов сгорания на выходе из топки, К.

Приравнивая значения $Q_{л}'$ из уравнений теплового баланса и теплообмена в топке, получаем

$$\varphi B_{р} (V_{г} c_{г})_{ср} T_{а} - \left(1 - \frac{\overline{T}_{т}''}{T_{а}}\right) = a_{т} c_0 \psi_{э} F_{ст} \overline{T}^4 \cdot 10^3 \left[1 - \left(\frac{\overline{T}_{ст}}{T}\right)^4\right], \qquad (9.7)$$

где φ — коэффициент, учитывающий потери топки в окружающую среду, $\psi_{э}$ — коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева.

Параметр, учитывающий отраженное излучение от стенки в выражении (9.7), обозначим через $r = 1 - (T_{ст}/T)^4$ и введем понятие о без-

размерных температурах средней в топке и на выходе из нее:

$$\Theta = \overline{T}/T_a, \quad \Theta'' = \overline{T}''_т/T_a.$$

Г. Л Поляком и С. Н. Шориным зависимость между этими безразмерными температурами предложена в виде формулы

$$\Theta = \sqrt[4]{m}\,(\Theta''_т)^n, \tag{9.8}$$

где m и n — показатели, зависящие от характеристики топочного процесса.

На основе анализа экспериментальных данных по работе топочных устройств А. М. Гурвич показал, что $m \approx 1$, а показатель n является функцией расположения зоны максимальных температур в топочной камере, и с учетом этого предложил формулу для определения температуры продуктов сгорания на выходе из топки

$$\Theta''_т = \frac{\mathrm{Bo}^{0,6}}{Ma_т^{0,6} + \mathrm{Bo}^{0,6}}, \tag{9.9}$$

где $\mathrm{Bo} = \dfrac{\varphi B_р V_г c_г}{c_0 \psi_э F_{ст} T_a^3}$ — число Больцмана, здесь $\psi_э = (q_{пад} - q_{обр})/q_{пад}$ — коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева; здесь $q_{пад}$ — удельный тепловой поток к поверхности нагрева; $q_{обр}$ — обратный удельный тепловой поток от поверхности нагрева; M — параметр, характеризующий температурное поле в топке, зависящий от относительного расположения зоны максимальных температур в топке.

Эта формула и принята в основу практических расчетов теплообмена при значении $\Theta''_т \leqslant 0{,}9$.

В развернутом виде формула для определения температуры на выходе из топки $\vartheta_т$ принимает вид [1]

$$\vartheta_т = \frac{T_a}{M\left(\dfrac{5{,}76\psi_{ср} F_{ср} a_т T_a^3}{10^{-8}\varphi B_р (V_г c_г)_р}\right)^{0,6} + 1} - 273. \tag{9.10}$$

При определении площади поверхности стен топочной камеры $F_{ст}$, м^2, используется формула

$$F_{ст} = \frac{B_р Q_л}{5{,}76 \cdot 10^{-8} a_т \psi_{ср} M T''_т T_a^3} \sqrt{\frac{1}{M^2}\left(\frac{T_a}{T''_т} - 1\right)^2}, \tag{9.11}$$

где $Q_л = (Q_т - H''_т)\varphi$.

Определение значений величин, входящих в (9.10) и (9.11), производится далее по методике, приведенной в [1].

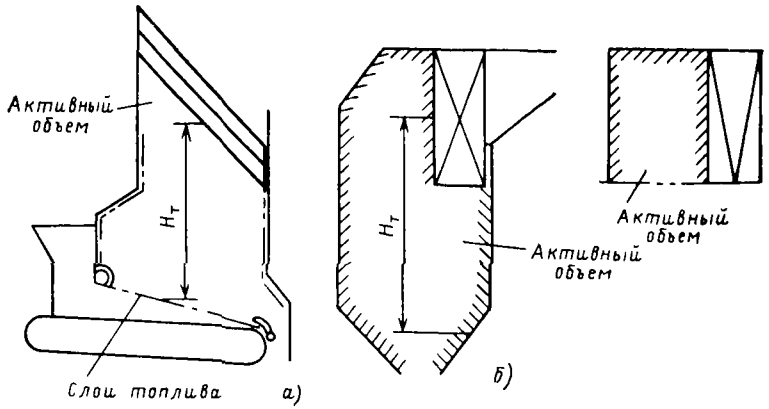


Рис. 9 2 Границы активного топочного объема

а — топка для слоевого сжигания топлива, *б* — топка для факельного сжигания топлива при наличии ширм

Объем топочной камеры выбирается в соответствии с принятым способом сжигания данного топлива и рекомендациями, изложенными в гл 4—6 и 8 Границы топочного объема указаны в схеме, приведенной на рис 9 2 Полная площадь поверхности стенок топки $F_{ст}$, определяется по размерам поверхностей, ограничивающих объем топочной камеры. Площадь окна между камерой сгорания и камерой охлаждения включается в поверхность стен

При наличии ширм в топке общая площадь поверхности стен $F_{см}$, м², определяется из выражения

$$F_{ст} = F_а + F_ш z_ш + F_{пр} z_{пр},$$

где $F_а$ — площадь поверхности стенок активного объема, $F_ш$ — площадь поверхности труб ширм, $F_{пр}$ — площадь поверхности стенок, прилегающих к ширмам, $z_ш$, $z_{пр}$ — коэффициенты, характеризующие неравномерности освещения ширм и прилегающих к ним экранов Обычно $z_ш$ и $z_{пр} \approx 0{,}8-0{,}9$

Поток энергии, излучаемой топочной средой, падает на лучевоспринимающие поверхности нагрева частично Доля падающего потока энергии от всего потока излучаемой энергии зависит от конструкции поверхности нагрева и характеризуется угловым коэффициентом экрана $x = H_л^э / F_{ст}^э$, где $H_л^э$ — площадь сплошной поверхности, эквивалентной по тепловосприятию данной незагрязненной поверхности экрана; $F_{ст}^э$ — площадь стенки, занятая экраном

Для однорядного гладкотрубного экрана при шаге труб $s/d = 1{,}4$ и расстоянии их центра от поверхности стены, равном $0{,}8\,d$, $x \approx 0{,}95$; при $s/d = 3$ $x \approx 0{,}7$ При цельносварных экранах, полностью закрывающих стены, $x = 1$.

Площадь лучевоспринимающей поверхности нагрева настенных и двухстенных экранов, м^2,

$$H_л = F_{пл}\, x, \tag{9.12}$$

где $F_{пл} = bl$ — площадь стены, занятой экраном, м^2; b — расстояние между осями крайних труб экрана; l — освещенная длина трубы; x — угловой коэффициент экрана.

При определении $F_{пл}$ исключаются не защищенные трубами участки стенок, в том числе площадь, занятая горелками.

Степень экранирования топки определяется отношением

$$x = H_л / F_{ст}.$$

Полезное тепловыделение в топке, $Q_т$, кДж/кг или кДж/м^3,

$$Q_т = Q_р^р \left(\frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} \right) + Q_в + Q_{в.вн} + rH_{т.отб}, \tag{9.13}$$

где $Q_р^р$ — располагаемая теплота топлива, кДж/кг или кДж/м^3, определяемая по формуле (2.2); $Q_в$ — теплота, внесенная в топку воздухом, поступающим из воздухоподогревателя, и теплота воздуха, вносимая с присосами, кДж/кг или кДж/м^3; $Q_{в\,вн}$ — теплота, внесенная в топку воздухом при подогреве его вне котла, кДж/м^3 или кДж/кг; $rH_{т.отб}$ — теплота рециркулирующих газов в случае возврата их в топку, кДж/кг или кДж/м^3; r — доля продуктов сгорания, отбираемых на рециркуляцию; $H_{т.отб}$ — энтальпия газов в месте отбора; q_3, q_4, q_6 — потери теплоты от химической неполноты сгорания, механического недожога, с теплотой шлаков и охлаждающей водой, кДж/кг или кДж/м^3.

Теплота, воспринятая в топке на 1 кг (м^3) топлива, кДж/кг или кДж/м^3,

$$Q_л = \varphi \left(Q_т - H_т'' \right), \tag{9.14}$$

где $\varphi = 1 - \dfrac{q_5}{\eta_к + q_5}$ — коэффициент сохранения теплоты; q_5 — потеря теплоты котлом от наружного охлаждения, %; $\eta_к$ — КПД котла; $H_т''$ — энтальпия газов на выходе из топки при температуре их $\vartheta_т''$, кДж/кг или кДж/м^3.

Параметр M для однокамерных топок определяется в зависимости от относительного положения максимума температуры пламени в топке $x_1 = H_г / H_т$, причем размеры $H_т$ и $H_г$ принимаются по схеме на рис. 9.3.

При расположении горелок в несколько рядов $H_г$ определяется как среднее значение при пропорциональном расходе топлива через каждый ряд горелок. При сжигании мазута и газа $M = 0{,}54 \div 0{,}2\, x_т$. При камерном сжигании высокореакционных топлив и слоевом сжигании всех топлив $M = 0{,}59 \div 0{,}5\, x_т$. При камерном сжигании малореакционных твердых топлив (АШ, Т), а также каменных углей с повышенной золь-

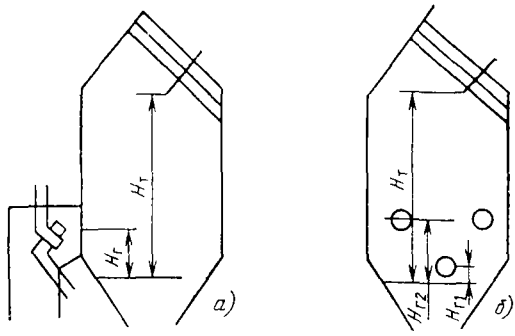


Рис. 9.3. Относительный уровень расположения горелок в топке:
а — шахтно-мельничная топка; *б* — топка с пылеугольными или газовыми горелками

ностью $M=0{,}56\div0{,}5\ x_т$. Максимальное значение M принимается не выше 0,5 для камерных топок. Для полуоткрытых топок при сжигании высокореакционных твердых топлив, газа и мазута $M=0{,}48$ и при сжигании АШ и Т принимается $M=0{,}45$. Когда максимум температур располагается выше или ниже уровня горелок, к значению $x_т$ следует прибавлять поправку Δx. При сжигании угольной пыли при фронтовом или встречном расположении горелок или встречном расположении вихревых горелок в несколько ярусов для котлов менее 117 т/ч $x_т=0{,}1$. Для слоевых топок при толстом слое $x_т=0{,}14$.

Средняя суммарная теплоемкость продуктов, кДж/кг или кДж/м³, сгорания определяется из выражения

$$Vc_{ср}=\frac{Q_т-H''_т}{\vartheta_а-\vartheta''_т}, \qquad (9.15)$$

где $H''_т$ — энтальпия продуктов сгорания 1 кг (или 1 м³) топлива при температуре $\vartheta''_т$ и коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_т$; $\vartheta_а$ — температура продуктов сгорания над слоем топлива.

Интегральный коэффициент теплового излучения экранированных камерных и слоевых топок определяется по формуле

$$a_т=\frac{a_ф+(1-a_ф)\rho}{1-(1-a_ф)(1-\psi_{ср})(1-\rho)}, \qquad (9.16)$$

где $a_ф$ — интегральный коэффициент теплового излучения факела; $\psi_{ср}$ — средний коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева, определяемый по (9.22); $\rho=R/F_{ст}$ — отношение площади зеркала горения к площади поверхности стен топки.

Для камерных топок $\rho=0$, тогда

$$a_т = \frac{a_ф}{a_ф + (1 - a_ф)\,\psi_{ср}}. \qquad (9.17)$$

Излучение факела зависит от его интегрального коэффициента теплового излучения, эффективного коэффициента $a_ф$, равного отношению действительно излучаемого потока энергии факелом к его значению при излучении абсолютно черного факела.

При сжигании пыли твердого топлива объем топки заполнен светящимся факелом. Интегральный коэффициент теплового излучения факела по его длине примерно одинаков. При сжигании мазута излучают трехатомные газы и мельчайшие сажистые частицы. В зоне активного горения $a_ф$ больше, чем в конце факела, где излучение определяется только трехатомными газами. В случае сжигания газа и неполном его предварительном смешении с воздухом светящаяся часть факела меньше, чем при сжигании мазута. При полном предварительном смешении газа с воздухом в топке пламя несветящееся. Эффективный коэффициент теплового излучения топочной среды при сжигании твердых топлив с учетом поглощения лучистой энергии средой согласно закону Бугера определяется по формуле

$$a_ф = 1 - e^{-\kappa ps}, \qquad (9.18)$$

где e — основание натуральных логарифмов; κ — коэффициент ослабления излученной средой; p — давление в топке; s — эффективная толщина излучающей среды в топке.

Коэффициент ослабления лучей топочной средой, 1/(м·МПа), зависит от толщины излучающего слоя, парциального давления трехатомных газов в продуктах сгорания, а также наличия в газах золы, частиц кокса, сажи и определяется по формуле

$$\kappa = \kappa_г\, p_{RO_2} + \kappa_{зл}\, \mu_{зл} + \kappa_{кокс}\, x_1\, x_2, \qquad (9.19)$$

где $\kappa_г$, $\kappa_{зл}$, $\kappa_{кокс}$ — коэффициенты ослабления лучей трехатомными газами, золой и коксом; p_{RO_2} — парциальное давление трехатомных газов; $\mu_{зл}$ — безразмерная концентрация золы в газах; x_1, x_2 — безразмерные коэффициенты, учитывающие влияние концентраций коксовых частиц и способ сжигания топлива; значения этих коэффициентов для различных сред приведены в [1]. Например, для топки, работающей на пыли твердого топлива при толщине излучающего слоя около 8 м, $k_г \approx 0{,}3$; $\kappa_{зл} \approx 6{,}5$ и $\kappa_{кокс} \approx 1$.

Для определения $a_ф$ при сжигании газа и жидкого топлива факел условно разделяют на две части, светящуюся и несветящуюся, и интегральный коэффициент теплового излучения факела определяют из выражения

$$a_ф = m a_{св} + (1 - m)\, a_г, \qquad (9.18а)$$

где $a_{св}$ и $a_г$ — интегральные коэффициенты теплового излучения светящейся и несветящейся частей факела соответственно; m — коэффициент, характеризующий относительную длину светящейся части факела. При $Q/V \leqslant 300$ кВт для газа $m \approx 0{,}1$, а для мазута $m \approx 0{,}55$.

Интегральные коэффициенты теплового излучения светящейся и несветящейся частей факела определяются из выражений

$$a_{св} = 1 - e^{-(\kappa_г p_{RO_2} + \kappa_с) p_5} \tag{9.20}$$

и

$$a_г = 1 - e^{-\kappa_г p s}, \tag{9.21}$$

где $\kappa_г$ — коэффициент ослабления лучей трехатомными газами; $\kappa_с$ — коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами.

Эффективная толщина излучающего слоя в топке, м, определяется по формуле

$$s = 3{,}6 V_т / F_{ст},$$

где $V_т$, $F_{ст}$ — объем и площадь поверхности стенок топки.

Ввиду трудности непосредственного определения коэффициента тепловой эффективности экранов, учитывающего их облучение и загрязнение, для характеристики отраженного излучения используется понятие коэффициента загрязнения поверхности нагрева $\varepsilon = \psi_э / \psi_0$, где $\psi_э$, ψ_0 — коэффициенты тепловой эффективности загрязненной и чистой поверхностей нагрева.

Тогда коэффициент тепловой эффективности экрана может быть определен из выражения

$$\psi = x\xi. \tag{9.22}$$

Коэффициент загрязнения зависит от вида топлива, способа его сжигания и конструкции топки. Обычно для газа и мазута $\xi = 0{,}6 \div 0{,}8$, а при факельном сжигании твердого топлива $\xi = 0{,}4$.

Последовательность конструктивного расчета топки характеризуется схемой на рис. 9.4 На основе определения значений тепловыделения в топке $Q_т$ и энтальпии продуктов сгорания на выходе из нее $H''_т$ находят теплоту, передаваемую излучением в топке $Q_л$, затем устанавливают площадь поверхности топки с настенными экранами $F_{ст}$, которые воспринимают количество теплоты $Q_л$, при заданных температурах $T'_т$ и $T''_т$ и степени тепловой эффективности экранов. При поверочном расчете топки данной конструкции определяются температура продуктов сгорания на выходе из нее и тепловосприятие поверхностей нагрева, расположенных в топке.

В заключение определяются размеры топочной камеры, на стенах которой должны быть размещены экраны.

Расчет теплообмена в двухкамерных топках. В двухкамерных топках теплообмен в камере сгорания отличается от теплообмена

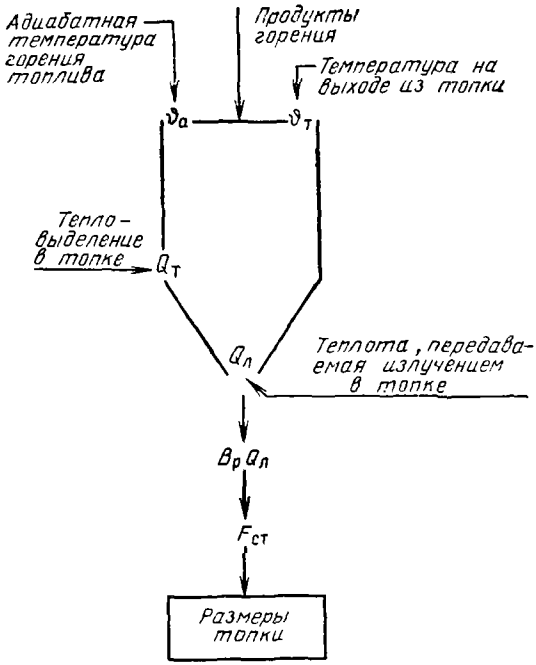


Рис. 9.4. Схема последовательности конструктивного расчета топки

в камере охлаждения и рассчитывается отдельно. Уравнение теплообмена в предтопке и камере охлаждения имеет вид

$$Q_л = 5{,}76 \cdot 10^{-8} \frac{a_к H_л}{B_р} \left(T_ф^4 - T_з^4\right), \qquad (9.23)$$

где $Q_л$ — теплота, переданная излучением, кДж/кг; $a_к$ — приведенный коэффициент теплового излучения камеры; $T_ф$ — эффективная средняя температура топочной среды, К; $T_з$ — температура наружного слоя загрязнения поверхности, К; $H_л$ — площадь лучевоспринимающей поверхности, определяемая по выражению (9.12), м².

Уравнение теплового баланса, кДж/кг,

$$Q_л + Q_к = \varphi \left(Q_т - H''_т\right), \qquad (9.24)$$

где $Q_т$ — полезное тепловыделение в камере, кДж/кг.

Полезное тепловыделение в камере сгорания или охлаждения, а также энтальпия газов определяются с учетом потерь теплоты от химического и механического недожога, потерь с теплотой шлака, а так-

же с учетом поступления теплоты с воздухом; φ — коэффициент сохранения теплоты; $H''_т$ — энтальпия продуктов сгорания топлива при температуре на выходе из камеры сгорания или охлаждения и соответствующем избытке воздуха, кДж/кг; $Q_к$ — теплота, переданная конвекцией, которая учитывается только при расчете горизонтальных и вертикальных циклонов, кДж/кг.

Эффективная температура топочной среды $T_ф$, К, определяется по формулам:

для камер сгорания

$$T_ф = 0{,}925\sqrt{T_а T''_т}\,; \qquad (9.25)$$

для камер охлаждения

$$T_ф = 1{,}05T''_т, \qquad (9.25а)$$

здесь $T_а$ — адиабатная температура сгорания в предтопке, К, определяемая по энтальпии газов, принимаемой равной $Q_т$, и при избытке воздуха в конце предтопка; $T''_т$ — температура газов за предтопком или камерой охлаждения.

Температура наружного слоя загрязнения $t_з$, К, лучевоспринимающей поверхности в камере охлаждения определяется по формуле

$$T_з = \overline{T}_{ср} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha^2}\right)\frac{B_р Q_л}{H_л}\,, \qquad (9.26)$$

где $\overline{T}_{ср}$ — средняя температура среды, К; α^2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к внутренней среде, Вт/(м²·К), который учитывается только при расчете перегревательных поверхностей нагрева; $Q_л$ — тепловосприятие радиационных поверхностей нагрева, кДж/кг, определяемое по уравнению баланса по (9.14); $\varepsilon = \delta_з/\lambda_з$ — тепловое сопротивление загрязняющего слоя на поверхности трубы или огнеупорной массы и шлака на ошипованных экранах.

Для открытых гладкотрубных и плавниковых экранов при сжигании углей в пылевидном виде $\varepsilon = 0{,}004$ м²·К/Вт, а при ошипованных экранах, покрытых огнеупорной массой, $\varepsilon = 0{,}008$ м²·К/Вт.

Температура загрязнений лучевоспринимающей поверхности $T_з$ в камерах сгорания определяется по температуре наружного слоя жидкого шлака путем совместного решения уравнения теплообмена от факела к пленке и уравнения теплопроводности через текущую шлаковую пленку. Толщина шлаковой пленки определяется с учетом вязкости шлака, его количества и динамического воздействия факела.

Позонный расчет теплообмена в топке. Локальные тепловые нагрузки поверхностей нагрева, расположенных по высоте топки, определяются позонным тепловым расчетом. При этом топка по высоте разбивается условно на несколько зон и температура газов определяется на выходе из каждой из них. Предварительно рассчитывается топочная

камера в целом и определяется температура газов на выходе из нее. Если затем при поэонном расчете температура на выходе из топки окажется отличной более чем на ±30 °С, а при наличии ширм — ±50 °С, следует задаться другим распределением тепловыделения по длине факела и повторить вычисления.

Объем топочной камеры разбивается на зоны следующим образом. Зона расположения горелок, характеризуемая максимальным тепловыделением, рассчитывается как одно целое. Остальная часть топочной камеры разбивается на три-шесть равных участков по высоте топки [1]. Температура газов на выходе из зоны максимального тепловыделения рассчитывается методом последовательных приближений.

9.4. ТЕПЛООБМЕН В КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

Конвективные поверхности нагрева обычно выполняют в виде рядов труб с коридорным или шахматным расположением, омываемых продуктами сгорания топлива. Движение газов в трубном пучке продольное или поперечное. В этих поверхностях нагрева перенос теплоты от греющих газов к рабочей среде осуществляется преимущественно за счет конвекции. Радиационная составляющая в общем потоке теплоты, передаваемом рабочему телу, относительно невелика вследствие снижения температур потока газов по ходу их движения в газоходах котла и малой толщины излучающего слоя в межтрубном пространстве. Тепловой поток к рабочему телу в конвективной поверхности нагрева, кВт, в общем виде определяется выражением

$$Q = \kappa \Delta t H. \qquad (9.27)$$

Здесь Q — суммарное тепловосприятие поверхности нагрева, кВт.

Соответственное тепловое напряжение поверхности нагрева, кВт/м^2,

$$q = \kappa \Delta t,$$

где κ — коэффициент теплопередачи через данную поверхность нагрева, кВт/(м^2·К); Δt — усредненное значение разности температур греющего газа и рабочей среды — температурный напор, °С; H — см. (9.27) — площадь поверхности нагрева, м^2.

В пределах элемента конвективной поверхности нагрева температуры газов и их физические характеристики, а также рабочей среды, за исключением находящейся в испарительной поверхности нагрева, меняются, и поэтому выражение (9.27) применимо к бесконечно малому эле-

менту поверхности нагрева и для всей поверхности должно быть записано в дифференциальной форме:

$$dQ = \kappa(\theta - t)\, dH, \qquad (9.28)$$

где θ — температура газов перед элементом поверхности нагрева.

Полное количество теплоты, передаваемой данному элементу поверхности нагрева, определяется интегрированием выражения (9.28) по переменной величине H. Если считать, что коэффициент теплопередачи остается неизменным в данном элементе и что средняя разность температур газов и рабочей среды определяется значением Δt, для определения теплового потока к элементу поверхности нагрева может быть использовано выражение (9.27). При изменении значения Δt в элементе поверхности нагрева выражение (9.27) становится приближенным.

В результате передачи теплоты от греющих газов к поверхности нагрева снижается энтальпия газов и повышается энтальпия обогреваемой среды — пара, воды или воздуха. Соответственно уравнение теплового баланса поверхности нагрева, кДж/кг, примет вид

$$Q = \varphi\left(H' - H'' + \Delta\alpha H^{0}_{\text{прс}}\right), \qquad (9.29)$$

где φ — коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери в окружающую среду; H', H'' — энтальпии газов на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, кДж/кг; $\Delta\alpha H^{0}_{\text{прс}}$ — количество теплоты, вносимой присосом воздуха в газоход данной поверхности нагрева.

Если поверхность нагрева омывается неполным количеством продуктов сгорания (при параллельном включении нескольких элементов, при наличии обходных газоходов и пр.), в правую часть уравнения вносится множитель $g_{\text{п}}$, учитывающий массовую долю газов, проходящих через данную поверхность нагрева. В этом случае энтальпия и температура газов после данной поверхности нагрева определяются из уравнения смешения, кДж/кг,

$$H_{\text{см}} = H'(1 - g_{\text{п}}) + H'' g_{\text{п}}. \qquad (9.30)$$

Теплота, воспринятая обогреваемой средой в ширмовом и конвективном перегревателе за счет конвекции, кДж/кг, определяется выражением

$$Q = \frac{D}{B_{\text{р}}}(h'' - h') - Q_{\text{л}}, \qquad (9.31)$$

где D — количество пара, проходящего через пароперегре-

ватель, кг/ч; $B_р$ — расчетный расход топлива, кг/ч; h', h'' — энтальпии пара до и после пароперегревателя, кДж/кг; $Q_л$ — теплота, полученная пароперегревателем излучением из топки, кДж/кг.

При постоянной температуре среды в испарительных поверхностях нагрева уравнение ее тепловосприятия не составляется. Теплота, воспринятая воздухом в воздухоподогревателе, кДж/кг,

$$Q_в = \left(\beta_{вп} + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2} + \beta_{рц}\right)\left(H^{0''} - H^{0'}\right), \qquad (9.32)$$

где $\beta_{вп}$ — отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому; $\beta_{рц}$ — доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе; $\Delta\alpha_{вп}$ — присос воздуха в воздухоподогревателе, принимаемый равным его утечке с воздушной стороны; $H^{0''}$, $H^{0'}$ — энтальпии воздуха, теоретически необходимого для сгорания при температуре на выходе из воздухоподогревателя и на входе в него, кДж/кг.

Теплота, получаемая конвективными поверхностями нагрева лучеиспусканием из топки, определяется при расчете топки. В ширмовом пароперегревателе имеет место взаимный теплообмен между топкой, ширмами и поверхностью нагрева за ширмами, и $Q_л$, кДж/кг, определяется по формуле

$$Q_л = Q_{л.вх} - Q_{л.вых}, \qquad (9.33)$$

где $Q_{л.вх} = q_{шл} H_{л.вх}/B_р$ — лучистая теплота, воспринятая плоскостью входного сечения ширм, кДж/кг; $q_{шл}$ — тепловая нагрузка ширм в выходном окне, Вт/м^2, определяемая из расчета топки; $Q_{л.вых}$ — лучистая теплота, полученная от газов в топке и ширмах поверхностью нагрева за ширмами:

$$Q_{л.вых} = \frac{Q_{л.вх}(1-a)\varphi_ш}{\beta} + \frac{5{,}76\cdot10^{-8} H_{л.вых} T_{ср}^4}{B_р}\xi_п, \qquad (9.34)$$

где a — интегральный коэффициент теплового излучения газов в ширмах при средней температуре; $\varphi_ш$ — коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и ширмами, значение которого принимается по [1]; $\xi_п$ — поправочный коэффициент. Для углей и жидкого топлива $\xi_п = 0{,}5$, для природного газа $\xi_п = 0{,}7$; $H_{л.вых}$ — лучевоспринимающая площадь поверхности нагрева за ширмами, м^2; $\varphi_ш$ — угловой коэффициент с входного на выходное сече-

ние ширм, определяемый по соотношению

$$\varphi_{ш} = \sqrt{\left(\frac{l}{s_1}\right)^2 + 1} - \frac{1}{s_1}, \qquad (9.35)$$

здесь s_1 — поперечный шаг ширм, м; l — длина ширмы по ходу газов, м; $T_{ср}$ — (см. 9.34) средняя температура газов в ширмах, К.

Для последовательного расположения нескольких ступеней ширм $Q_л$ определяется по формуле, аналогичной (9.33).

9.5 РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА В КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

Основными факторами, определяющими тепловой поток в конвективных поверхностях нагрева, являются *температурный напор* и *коэффициент теплопередачи.*

Температурный напор — усредненная по площади поверхности нагрева разность температур между греющей и нагреваемой средами, зависит от взаимного направления их движения. Движение греющей и нагреваемой сред параллельно навстречу друг другу называют *противоточным,* а в одну сторону — *прямоточным.* Перпендикулярное направление движения одного из потоков сред по отношению к направлению движения другой среды называют *перекрестным током.* Применяют также элементы поверхностей нагрева с комбинированными прямоточным и противоточным, а также с параллельным и перекрестным движениями сред.

Схемы омывания поверхностей нагрева показаны на рис. 9.5. *Наибольший* возможный температурный напор достигается при противотоке, *наименьший* — при прямотоке, при всех других схемах включения поверхностей нагрева температурный напор имеет промежуточные значения. При постоянстве массового расхода теплоносителей и коэффициента теплопередачи для данной поверхности нагрева средний температурный напор для прямоточной и противоточной схемы движения сред, °С, определяется по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg (\Delta t_б / \Delta t_м)}, \qquad (9.36)$$

где $\Delta t_б$ — разность температур сред в том конце поверхности, где разность температур больше, °С; $\Delta t_м$ — разность температур на другом конце поверхности, °С.

При $\Delta t_б / \Delta t_м \leqslant 1{,}7$ Δt с достаточной точностью определяется как среднеарифметическая разность температур

$$\Delta t = (\Delta t_б - \Delta t_м)/2. \qquad (9.37)$$

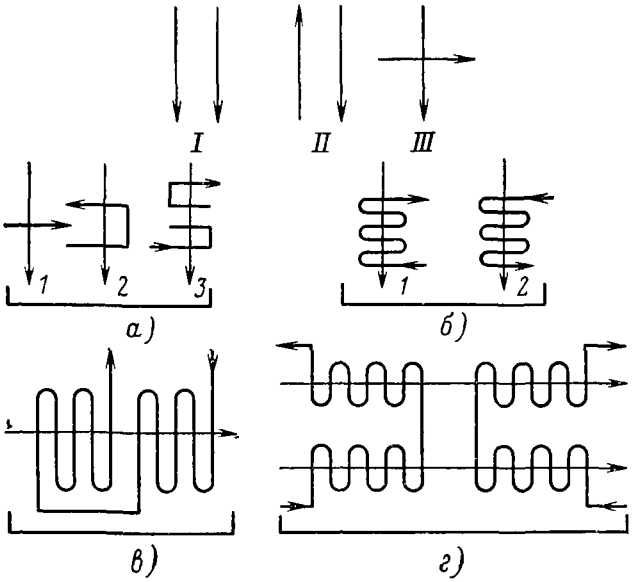


Рис 9 5. Схемы омывания продуктами сгорания топлива конвективных поверхностей нагрева

I — прямоток; *II* — противоток, *III* — перекрестный ток. Характерные схемы омывания поверхностей нагрева *а* — воздухоподогреватель; *1* — одноходовой перекрестный ток; *2* — двухходовой перекрестный ток, *3* — многократный перекрестный ток; *б* — экономайзер, многократный перекрестный ток *1* — противоток, *2* — прямоток; *в* — пароперегреватель, многократный перекрестный ток, последовательно смешанный ток; *2* — то же, параллельно смешанный ток

Для смешанной схемы включения, если выполняется условие $\Delta t_{\text{прям}} \geqslant 0{,}92\,\Delta t_{\text{прот}}$, температурный напор определяется по формуле

$$\Delta t = (\Delta t_{\text{прям}} + \Delta t_{\text{прот}})/2. \qquad (9.38)$$

По схемам с параллельным и перекрестным токами температурный напор определяется по формуле

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прот}}, \qquad (9.39)$$

где ψ — коэффициент пересчета. Значения ψ повышаются примерно с 0,7 при однократно перекрестном токе до 0,9 при четырехкратном перекрестном токе [1].

В случае значительных изменений теплоемкости одной из сред (например, пара при высоком давлении), а также изменения агрегатного состояния среды в пределах данного элемента поверхности нагрева температурный напор определяется для отдельных участков, в которых теплоемкость принимается постоянной, и средний температурный напор

для всего элемента определяется по формуле

$$\Delta t_{ср} = \frac{Q_1 + Q_2 + \ldots}{Q_1/\Delta t_1 + Q_2/\Delta t_2 + \ldots}, \qquad (9.40)$$

где Q_1, Q_2 . — тепловосприятия участков на 1 кг каждой из сред, кДж/кг, Δt_1, Δt_2 . — температурные напоры на соответствующих участках, °С

Коэффициент теплоотдачи $к$, Вт/(м² К), от греющих газов к рабочей среде в гладких трубах испарительных, пароперегревательных, экономайзерных и воздухоподогревательных поверхностей нагрева при малой толщине стенки трубы по отношению к ее диаметру определяется, как для плоской многослойной стенки, по формуле

$$к = 1\Big/\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_м}{\lambda_м} + \frac{\delta_н}{\lambda_н} + \frac{\delta_з}{\lambda_з} + \frac{1}{\alpha_2}\right), \qquad (9.41)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке и от стенки к нагреваемой среде, Вт/(м² К), $\delta_м$ и $\lambda_м$ — толщина и теплопроводность металлической стенки трубы, м и Вт/(м·К), $\delta_з$ и $\lambda_з$ — толщина и теплопроводность слоя загрязнений на наружной поверхности трубы, м и Вт/(м·К), $\delta_н$ и $\lambda_н$ — толщина и теплопроводность слоя накипи на внутренней поверхности трубы, м и Вт/(м К).

При нормальной эксплуатации отложения накипи на трубах экономайзера, испарительной поверхности нагрева и пароперегревателя не должны достигать толщины, вызывающей существенное повышение термического сопротивления и роста температуры стенки трубы, и поэтому в тепловом расчете дробь $\delta_з/\lambda_з$ может быть принята равной нулю

Тепловое сопротивление стальной стенки трубы при ее небольшой толщине ($\delta_м = 0{,}002 - 0{,}004$ м) и высокой теплопроводности стали при 300 °С [$\lambda_м = 44{,}4$ Вт/(м К)] значительно меньше, чем тепловое сопротивление на газовой и воздушной сторонах трубы, и поэтому может не учитываться

Тепловое сопротивление наружного загрязнения поверхности нагрева $\delta_н/\lambda_н$ существенно снижает значение коэффициента теплопередачи. Влияние загрязнений конвективных поверхностей нагрева на теплопередачу количественно оценивается *коэффициентом загрязнения* $\varepsilon = \delta_н/\lambda_н$. В ряде случаев данных для определения ε недостаточно и влияние загрязнений оценивается *коэффициентом тепловой эффективности,* представляющим собой отношение коэффициентов теплопередачи загрязненных и чистых труб. $\psi = k_в/k$. При неполном омывании поверхности нагрева, неравномерном поле скоростей и температур, а также наличии застойных зон суммарное снижение коэффициента теплопередачи всеми этими факторами, а также с загрязнениями, оценивается *коэффициентом использования* Δ При сжигании твердого топлива ε в поперечно омываемых пучках заметно уменьшается с увеличением скорости омывания

и увеличивается с возрастанием диаметра труб При прочих одинаковых условиях коэффициент загрязнения в шахматных пучках оказывается примерно в 2 раза меньшим, чем в коридорных Уменьшение продольного относительного шага труб в шахматных пучках заметно снижает значение коэффициента загрязнений В коридорных пучках размер продольного относительного шага мало влияет на значение ε Незначительно влияние также и размера поперечного относительного шага труб при шахматном и коридорном их расположении Почти не влияют на ε направление движения потока газов в пучке и концентрации золы в газах Загрязнение ребристых труб значительно больше, чем гладких

Основными направлениями создания мало загрязняющихся поверхностей нагрева являются повышение скорости газов в них и уменьшение диаметра труб Повышение скорости потоков газов ограничивается увеличением аэродинамического сопротивления пучка, а также условиями предотвращения износа труб частицами золы Исходя из этих условий скорость потока для поперечно омываемых пучков труб при работе котлов на твердом топливе рекомендуется 8—10 м/с, а для воздухоподогревателей — 10—14 м/с [1]

Коэффициенты загрязнения, тепловой эффективности и использования в различных поверхностях нагрева приведены в [1] Коэффициент загрязнения ε, (м²·К)/Вт, в шахматных пучках труб определяется из выражения

$$\varepsilon = c_d\, c_{фр}\, \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon, \qquad (9.42)$$

где ε_0 — исходный коэффициент загрязнения, c_d, $c_{фр}$ — поправки на диаметр труб и фракционный состав золы, $\Delta\varepsilon$ — поправка, зависящая от вида топлива и расположения поверхности нагрева

Теплоотдача от продуктов сгорания к стенке происходит за счет конвекции и излучения, и коэффициент теплоотдачи для конвективных пучков, Вт/(м² К), определяется по формуле

$$\alpha_1 = \xi\,(\alpha_к + \alpha_л), \qquad (9\ 43)$$

где ξ — коэффициент использования поверхности нагрева Для поперечно омываемых пучков труб современных котлов $\xi = 1$ Для ширм и сложно омываемых пучков труб $\xi = 0{,}85-0{,}9$ [1], $\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м² К); $\alpha_л$ — коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м²·К)

Значение $\alpha_к$ зависит от скорости газов, диаметра труб и конструкции пучка, а также от характеристик греющих газов Значение $\alpha_л$ зависит от температуры газов и их состава, а также от конструкции трубного пучка

Коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу зависит от скорости потока и физических его характеристик Тепловое сопротивление с внутренней стороны труб экономайзеров и испарительных поверх-

ностей нагрева, а также пароперегревателей котлов сверхвысокого давления $1/\alpha_2$ значительно меньше $1/\alpha_1$, и им можно пренебречь. В воздухоподогревателях тепловое сопротивление $1/\alpha_2$ значительно и должно учитываться.

Коэффициент теплопередачи для ширмовой поверхности нагрева определяется с учетом теплоты, воспринятой поверхностью ширм из топки:

$$\kappa = \alpha_1 \Big/ \left[1 + \left(1 + \frac{Q_л}{Q}\right)\left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right)\right], \tag{9.44}$$

где множитель $(1 + Q_л/Q)$ учитывает теплоту, воспринятую из топки поверхностью ширм.

Коэффициент теплопередачи в шахматных трубных пучках пароперегревателей при сжигании твердых топлив

$$\kappa = \alpha_1 \Big/ \left[1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right)\alpha_1\right]. \tag{9.45}$$

Коэффициент теплопередачи для экономайзеров, переходных зон прямоточных котлов и испарительных поверхностей, а также пароперегревателей при сверхкритическом давлении

$$\kappa = \alpha_1/(1 + \varepsilon\alpha_1). \tag{9.46}$$

Коэффициент теплопередачи для гладкотрубных шахматных и коридорных пучков при сжигании газа и мазута, а также коридорных пучков при сжигании твердых топлив:

для пароперегревателей

$$\kappa = \psi\alpha_1 \Big/ \left(1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}\right); \tag{9.47}$$

для экономайзеров, переходных зон прямоточных котлов, пароперегревателей сверхкритического давления, а также пучков и фестонов котлов малой мощности при работе на твердом топливе

$$\kappa = \psi\alpha_1, \tag{9.47а}$$

где ψ — коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева.

При смешанном поперечно-продольном омывании гладкотрубных пучков коэффициенты теплопередачи определяются раздельно для поперечно и продольно омываемых участков по средним скоростям газов для каждого из них и усредняются по формуле

$$\kappa = \frac{\kappa_{поп} H_{поп} + \kappa_{прод} H_{прод}}{H_{поп} + H_{прод}}. \tag{9.48}$$

Коэффициент теплопередачи κ, Вт/(м²·К), в трубчатых и пластинчатых воздухоподогревателях

$$\kappa = \xi(\alpha_1\alpha_2)/(\alpha_1 + \alpha_2), \tag{9.49}$$

где ξ — коэффициент использования, учитывающий совместное влияние загрязнения, неполноты омывания поверхности газами и воздухом и перетоков воздуха в трубных решетках.

Коэффициент теплопередачи пластинчатой набивки вращающегося регенеративного воздухоподогревателя, отнесенный к полной двусторонней поверхности пластин,

$$\kappa = \xi\pi \Big/ \left(\frac{1}{\chi_1 \alpha_1} + \frac{1}{\chi_2 \alpha_2}\right), \qquad (9.50)$$

где $\chi_1 = H_1/H = F_п/F$ — отношение омываемой газами площади поверхности нагрева или соответствующего живого сечения к полной площади поверхности или полному сечению воздухоподогревателя; χ_2 — доля площади поверхности нагрева, омываемой воздухом; α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке и от стенки к воздуху, Вт/(м²·К); π — коэффициент, учитывающий нестационарность теплообмена, при частоте вращения ротора воздухоподогревателя $n > 1{,}5$ об/мин $\pi = 1$.

Коэффициент теплопередачи для чугунных ребристых и ребристо-зубчатых, а также плитчатых воздухоподогревателей

$$\kappa = \xi \Big/ \left(\frac{1}{\alpha_{1\text{прив}}} + \frac{1}{\alpha_{2\text{прив}}} \frac{H}{H_{\text{вп}}}\right), \qquad (9.51)$$

где ξ — коэффициент использования; $\alpha_{1\text{прив}}$ и $\alpha_{2\text{прив}}$ — приведенные коэффициенты теплоотдачи с газовой и воздушной сторон, учитывающие сопротивление теплоперехода поверхности и ребер, Вт/(м²·К); $H/H_{\text{вп}}$ — отношение площадей полных поверхностей с газовой и воздушной сторон.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией. Коэффициент теплоотдачи конвекцией в поверхностях нагрева котла изменяется в широких пределах в зависимости от скорости и температуры потока, определяющего линейного размера и расположения труб в пучке, вида поверхности (гладкая или ребристая) и характера ее омывания (продольное, поперечное), физических свойств омывающей среды, а в отдельных случаях — от температуры стенки. Стационарный процесс конвективного теплообмена при постоянных физических параметрах теплообменивающихся сред описывается системой дифференциальных уравнений сохранения энергии, сохранения количества движения и сохранения массы потока. В конкретных условиях к этим уравнениям присоединяют условия однозначности: значения физических констант, поля скоростей и температур, конструктивные параметры и пр. Решение этих уравнений затруднительно, и поэтому в инженерных расчетах используются критериальные зависимости, полученные на основе теории подобия и экспериментальных данных. Результаты исследования обработаны в виде степенных зависимостей $\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr})$, где Nu, Re и Pr — соответственно числа Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля.

При определении $\alpha_к$ скорость потока продуктов сгорания, м/с, определяется по формуле

$$\omega_г = \frac{B_р V_г (\vartheta + 273)}{F3600 \cdot 273}, \qquad (9.52)$$

где F — площадь живого сечения газохода, м^2, $B_р$ — расчетный расход топлива, кг/ч, $V_г$ — объем продуктов сгорания на 1 кг топлива, м^3/кг, при давлении 100 кПа и 0 °С, определяемый по среднему коэффициенту избытка воздуха в газоходе

Скорость воздуха в воздухоподогревателе, м/с,

$$\omega_в = \frac{B_р \beta_{вп} V_в^0 (\vartheta + 273)}{F3600 \cdot 273}, \qquad (9.53)$$

где $V_в^0$ — теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания топлива при давлении 100 кПа и 0 °С, $\beta_{вп}$ — коэффициент, учитывающий потери воздуха в воздухоподогревателе и рециркуляцию газов в топку

Скорости водяного пара или воды в трубах, м/с,

$$\omega_п = \frac{D v_{ср}}{3600 f}, \qquad (9\ 54)$$

где D — расход пара, воды, кг/ч, $v_{ср}$ — средний удельный объем пара, воды, м^3/кг, f — площадь живого сечения для прохода пара, воды, м^3.

Площадь живого сечения, м^2, для прохода газов или воздуха в газоходах, заполненных трубами

для поперечно омываемых гладкотрубных пучков

$$F = ab - z_1 ld,$$

где a и b — размеры газохода в данном сечении, м^2, z_1 — число труб в ряду, d и l — диаметр и длина труб, м

При продольном омывании труб и течении среды внутри труб

$$F = z\pi d_{вн}^2/4,$$

где z — число параллельно включенных труб;

при течении среды между трубами

$$F = ab - z\frac{\pi d^2}{4}.$$

Усреднение живых сечений при разной их площади на отдельных участках газохода проводится из условия усреднения скоростей.

Температуру потока газов в газоходе принимают равной сумме средней температуры обогреваемой среды и температурного напора. При охлаждении газов не более чем на 300 °С их среднюю температуру можно определить как среднеарифметическую между температурами на входе и выходе газохода.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$, Вт/(м²·К), при поперечном омывании коридорных пучков и ширм, отнесенный к полной площади внешней поверхности труб, определяется по формуле

$$\alpha_к = 0{,}2 C_z C_s \frac{\lambda}{d}\left(\frac{wd}{\nu}\right)^{0{,}65} \mathrm{Pr}^{0{,}33}, \qquad (9.55)$$

где C_z — поправка на число рядов труб по ходу газов при $z \geqslant 10$, $C_s = 1$; C_s — поправка на компоновку пучка, определяемая в зависимости от отношения продольного и поперечного шага к диаметру [1]; λ — теплопроводность при средней температуре потока, Вт/(м²·К); ν — кинематическая вязкость продуктов сгорания при средней температуре потока, м²/с; d — диаметр труб, м; w — скорость продуктов сгорания, м/с.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных пучков, Вт/(м²·К),

$$\alpha_к = C_s C_z \frac{\lambda}{d}\left(\frac{wd}{\nu}\right)^{0{,}6} \mathrm{Pr}^{0{,}33}, \qquad (9.56)$$

где C_s — коэффициент, определяемый в зависимости от относительного поперечного шага σ_1 и значения $\varphi_\sigma = (\sigma_1 - 1)/(\sigma_2' - 1)$, здесь $\sigma_2' = \sqrt{0{,}025\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$; σ_2 — относительный продольный шаг труб при $0{,}1 < \varphi_\sigma \leqslant 1{,}7$, $C_s = 0{,}34\varphi_\sigma^{0{,}1}$; C_z — поправка на число рядов труб по ходу газов: при числе рядов труб $z_2 < 10$ и $\sigma_1 \leqslant 3{,}0$ $C_z = 3{,}12\, z_2^{0{,}05} - 2{,}5$.

Для пучков, в которых трубы расположены частично в шахматном, а частично — в коридорном порядке, коэффициент теплоотдачи определяется отдельно для каждой частн. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_к$, Вт/(м²·К), при продольном обтекании поверхности нагрева однофазным турбулентным потоком при давлениях и температурах, далеких от критических,

$$\alpha_к = 0{,}023 \frac{\lambda}{d_э}\left(\frac{wd_э}{\nu}\right)^{0{,}8} \mathrm{Pr}^{0{,}4} C_t C_d C_l, \qquad (9.57)$$

где $d_э$ — эквивалентный диаметр, м; C_t, C_d, C_l — поправки на температуру потока, диаметр трубы и длину трубы.

При течении в круглой трубе эквивалентный диаметр равен внутреннему. При течении в некруглой трубе или в кольцевом канале $d_э = 4F/U$, м, где F — площадь живого сечения канала, м²; U — омываемый периметр, м. Для прямоугольного сечения, заполненного трубами ширм или конвективных пучков,

$$d_э = \frac{4ab - z\pi d^2/4}{2(a+b) + z\pi d},$$

где a и b — поперечные размеры газохода в свету, м; z — количество труб в газоходе; d — наружный диаметр труб, м.

Поправка C_t зависит от температуры потока и стенки. Для продук-

тов сгорания и воздуха поправка C_l вводится только при их нагревании. При течении пара и воды в котле $C_l \approx 1$. Поправка на относительную длину трубы $C_l \approx 1{,}4$ при $l/d = 20$.

Коэффициент теплоотдачи от газа к ширмам, Вт/(м²·К),

$$\alpha_1 = \varepsilon \left(\alpha_к \frac{\pi d}{2 s_2 \chi} + d_l \right), \qquad (9.58)$$

где $\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией, отнесенный к площади полной поверхности ширм, Вт/(м²·К); ε — коэффициент загрязнения, м²·К/Вт; χ — угловой коэффициент ширм; s_2 — шаг между ширмами, м.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_к$, Вт/(м²·К), для регенеративных вращающихся воздухоподогревателей (РВВ)

$$\alpha_к = A \frac{\lambda}{d_э} \left(\frac{w d_э}{\nu} \right)^{0,8} \mathrm{Pr}^{0,4} C_l C_l. \qquad (9.59)$$

Значения коэффициентов C_l и C_l определяются так же, как при продольном обтекании поверхности нагрева; при набивке РВВ из волнистых дистанционирующих листов (см. гл. 20) $A = 0{,}027$, из гладких дистанционирующих листов — $A = 0{,}021$. При интенсифицированной набивке эквивалентный диаметр набивки $d_э = 9{,}6$ мм, при неинтенсифицированной набивке $d_э = 7{,}8$ мм, для холодной ступени, состоящей из гладких листов, $d_э = 9{,}8$ мм.

Для чугунных ребристых и ребристо-зубчатых воздухоподогревателей, выпускаемых отечественными заводами, приведенный коэффициент теплоотдачи с газовой стороны для чистых труб $\alpha_{1\text{прив}}$, Вт/(м²·К), отнесенный к полной наружной поверхности, определяется по формуле

$$\alpha_{1\text{прив}} = 0{,}0355 \frac{\lambda}{s_{рб}} \left(\frac{w s_{рб}}{\nu} \right)^{0,72}, \qquad (9.60)$$

где $s_{рб}$ — шаг ребер, м.

Значения остальных величин указаны выше. Приведенный коэффициент теплоотдачи с воздушной стороны, отнесенный к полной внутренней поверхности труб при продольных ребрах внутри них, определяется по формулам

при $\mathrm{Re} \geqslant 10^4$

$$\alpha_{пр2} = 0{,}0923 \left(1 + \frac{1{,}7}{l_{пр}/d_э} \right) \frac{\lambda}{d_э} \left(\frac{w d_э}{\nu} \right)^{0,66}; \qquad (9.61)$$

при $\mathrm{Re} < 10^4$

$$\alpha_{пр2} = 0{,}331 \left(1 + \frac{2{,}4}{l_{пр}/d_э} \right) \frac{\lambda}{d_э} \left(\frac{w d_э}{\nu} \right)^{0,77}, \qquad (9.62)$$

где $l_{пр}$ — длина оребренной части труб, м.

Коэффициент теплоотдачи излучением. Количество теплоты, переданной 1 м² поверхности нагрева излучением потока газов, $Q_л$, Вт/м²,

определяется с помощью коэффициента теплоотдачи излучением, Вт/(м²·К),

$$\alpha_л = q_л/(\vartheta - t_с), \qquad (9.63)$$

где $q_л$ — количество теплоты, переданное 1 м² поверхности нагрева излучением кДж/(м²·ч); ϑ и $t_с$ — температуры газов и загрязненной стенки, °С.

В продуктах сгорания топлива при использовании твердого топлива кроме трехатомных газов содержатся взвешенные в потоке частицы золы. Коэффициент теплоотдачи излучения продуктов сгорания α, Вт/(м²·К):

для запыленного потока

$$\alpha_л = 5{,}76\cdot 10^{-8}\,\frac{a_з + 1}{2}\,aT^3\left[1-\left(\frac{T_з}{T}\right)^4\right]\Big/\left(1-\frac{T_з}{T}\right); \qquad (9.64)$$

для газового потока при отсутствии золы

$$\alpha_{л.г} = 5{,}76\cdot 10^{-8}\,\frac{a_з + 1}{2}\,aT^3\left[1-\left(\frac{T_з}{T}\right)^{3{,}6}\right]\Big/\left(1-\frac{T_з}{T}\right), \qquad (9.64а)$$

здесь $a_з$ — интегральный коэффициент теплового излучения загрязненной стенки (для поверхностей нагрева котла $a_з = 0{,}8$); a — то же потока газов при температуре T, которая определяется по формуле $a = 1 - e^{-kps}$, здесь kps — суммарная оптическая толщина слоя продуктов сгорания топлива; p для котлов без наддува принимается 0,1 МПа; T — температура продуктов, К; $T_з$ — температура загрязненной наружной поверхности, К.

Оптическая толщина запыленного потока $kps = (k_г r_п + k_{зл}\mu_{зл})ps$. Значения $k_г$ и $k_{зл}$ в зависимости от парциального давления трехатомных газов, толщины излучающего слоя и концентрации золы приведены в [1]. Например, при работе котла на пыли твердого топлива и расстоянии между трубами около 0,17 м значение $k_г \approx 2{,}8$ и $k_{зл} \approx 8{,}2$. Для незапыленного потока (продукты сгорания газообразного и жидкого топлива) второе слагаемое равно нулю.

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами и частицами находится по (9.19) и определяется по [1]. Эффективная толщина излучающего слоя при излучении ограниченного со всех сторон газового объема, м,

$$s = 3{,}6\,\frac{V}{F_{ог}},$$

где V — объем излучающего слоя, м³; $F_{ог}$ — площадь ограждающих поверхностей, м².

Для гладкотрубных пучков, м,

$$s = 0{,}9d\left(\frac{4}{\pi}\,\frac{s_1 s_2}{d^2} - 1\right). \qquad (9.65)$$

Для пучков из плавниковых труб значение s, полученное по (9.65), следует умножить на 0,4.

Эффективная толщина излучающего слоя для верхней ступени воздухоподогревателя принимается для трубчатых воздухоподогревателей равной $0{,}9\,d$, где d — диаметр труб, м. Температура загрязненной поверхности труб ширмовых и конвективных перегревателей испарительных ширм и настенных труб при сжигании твердого и жидкого топлива принимается равной температуре наружного слоя загрязнений, °С,

$$t_з = t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right)\frac{B_р}{H}(Q + Q_л), \qquad (9.66)$$

где Q — тепловосприятие данной поверхности нагрева, кДж/кг, определяемое из уравнения баланса по предварительно принятой конечной температуре одной из сред; $Q_л$ — теплота, воспринятая поверхностью излучением из топки или из объема перед ней, кДж/кг; t — средняя температура среды, °С; H — площадь поверхности нагрева, м²; ε — коэффициент загрязнения, м²·К/Вт; α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к пару, Вт/(м²·К).

Значение ε для шахматных перегревателей и ширм принимают по данным [1]. Для коридорных и шахматных пароперегревателей и настенных труб при сжигании жидкого топлива $\varepsilon \approx 0{,}003$, а при сжигании твердых топлив $\varepsilon \approx 0{,}005$ м²·К/Вт. В остальных случаях температура стенки $t_з = t + \Delta t$, °С.

Для фестонов $\Delta t = 80$ °С. Для одноступенчатых экономайзеров при $\vartheta = 400$ °С, вторых ступеней экономайзеров и испарительных пучков котлов малой мощности при сжигании твердых и жидких топлив $\Delta t = 60$ °С. Для первых ступеней экономайзеров и одноступенчатых воздухоподогревателей, для шахматных и коридорных пучков при сжигании твердых и жидких топлив при $\vartheta < 400$ °С $\Delta t = 25$ °С. При сжигании газа для всех поверхностей нагрева $\Delta t = 25$ °С.

Теплота, передаваемая излучением на настенную поверхность нагрева пучком труб на ряд труб, кДж/кг, определяется по формуле

$$Q_л = \frac{\alpha_л\,(\vartheta_{ср} - t_з)\,H_л}{B_р}, \qquad (9.67)$$

где $\alpha_л$ — коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м²·К); $t_з$ — температура загрязненной стенки, °С; $H_л$ — площадь лучевоспринимающей поверхности нагрева, м².

9.6. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ РАДИАЦИОННОГО И КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА

Анализ основного уравнения радиационного теплообмена показывает, что увеличение удельной тепловой нагрузки радиационной поверхности может быть достигнуто в основном повышением адиабатной температуры горения. В меньшей степени на эффективность радиационного теплообмена влияет температура продуктов сгорания на выходе из топки и коэффициент тепловой эффективности поверхностей нагрева экранов и ширм. Повышение адиабатной температуры горения данного топлива возможно путем снижения коэффициента избытка воздуха, уменьшения потерь от химического недожога и повышения температуры воздуха, используемого для сжигания топлива.

Оптимальное значение коэффициента избытка воздуха и регламентированного при этом химического недожога в топке данной конструкции приведено в гл. 3.

Повышение температуры воздуха возможно в пределах, ограниченных технико-экономическими условиями распределения тепловосприятия в элементах котла, надежностью работы воздухоподогревателя и механических топок при слоевом сжигании топлива. Рекомендуемые исходя из этих положений температуры подогрева воздуха приведены в [1]. Температура продуктов сгорания на выходе из топки в значительной мере определяет общие технико-экономические характеристики котла, в том числе надежность и бесперебойность его работы. При сжигании твердого топлива повышение температуры продуктов сгорания на выходе из топки лимитируется условиями шлакования поверхностей нагрева экранов и расположенных за топкой поверхностей нагрева. При сжигании мазута и газа температура продуктов сгорания на выходе из топки определяется рациональным распределением тепловосприятия радиационных и конвективных поверхностей нагрева. Этот вопрос и рекомендуемые температуры продуктов сгорания на выходе из топки при сжигании различных видов топлива и конструкциях топки рассмотрены в гл. 4, 6, 8. Коэффициент тепловой эффективности может быть повышен за счет увеличения углового коэффициента x поверхности нагрева, в частности, путем применения двухсветных экранов и ширм, а также за счет поддержания чистыми поверхностей нагрева при систематической их очистке от загрязнений обдувкой или за счет механического воздействия на трубы.

Интенсификация конвективного теплообмена, как видно из выражений для определения коэффициентов теплоотдачи, возможна путем повышения скорости теплоносителя, в первую очередь продуктов сгорания, а также уменьшением диаметра труб d или диаметра эквивалентного канала $d_к$. При этом коэффициент конвективной теплоотдачи $\alpha_к$ возрастает пропорционально скорости газов в степени 0,6—0,8 и обратно пропорционально определяющему размеру d в степени 0,4—0,2 в зависимости от расположения труб по отношению к потоку газов. Соответственно сокращаются необходимые конвективные элементы котла. Однако при повышении скорости газов имеет место увеличение аэродинамического сопротивления поверхности нагрева, пропорциональное квадрату скорости газов, и соответственно повышение расхода электроэнергии на тягу. В связи с этим возникают экономически целесообразные пределы повышения скорости газов, лимитируемые также (при сжигании твердого топлива) условиями износа поверхностей нагрева.

Более широко используется второй путь повышения эффективности конвективной теплопередачи — уменьшение диаметра труб и эквивалентных каналов. При уменьшении диаметра труб аэродинамическое сопротивление трубных пучков при неизменной скорости газов даже несколько уменьшается. Уменьшение диаметра труб, применяемых для конвективных поверхностей нагрева, является одной из характерных тенденций развития конструкций котлов в последние десятилетия.

Глава десятая
ГИДРОДИНАМИКА КОТЛА

10.1. УСЛОВИЯ НАДЕЖНОЙ РАБОТЫ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛА

Для надежной работы котла необходимы непрерывный отвод теплоты от поверхностей нагрева и поддержание температуры металла в допустимых пределах при всех возможных режимах работы котла. Температура стенки поверхности нагрева, °С,

$$t_{ст} = t_{рт} + \beta\mu q \left[\frac{2\delta_{ст}}{\lambda_{ст}(\beta+1)} + \frac{1}{\alpha_2}\right], \qquad (10.1)$$

где $t_{рт}$ — температура рабочего тела в данной поверхности нагрева, °С; q — тепловой поток от греющей среды к рабочему телу, Вт/м²; $\delta_{ст}$ и $\lambda_{ст}$ — толщина и теплопроводность стенки, м и Вт/(м·К); α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к рабочему телу, Вт/(м²·К); β — отношение наружного диаметра к внутреннему; μ — коэффициент растечки теплоты по сечению трубы, вызываемой неравномерностью ее обогрева по периметру. Для углеродистой стали марки 20 предельно допустимая температура стенки 450 °С. Для стали 12Х1МФ — 585 °С, а стали 1Х18Н12Т — 640 °С.

Из формулы (10.1) следует, что при данных значениях $t_{рт}$, $\delta_{ст}$, β и $\lambda_{ст}$ температура стенки зависит от удельной тепловой нагрузки и коэффициента теплоотдачи от стенки к рабочему телу. Повышение тепловой нагрузки приводит к уменьшению площади поверхности нагрева и поэтому всегда целесообразно. Таким образом, для поддержания приемлемой температуры стенки необходимо стремиться к увеличению α_2, который в основном зависит от скорости потока рабочего тела.

Массовая скорость рабочего тела в элементах котла зависит от нагрузки, а испарительных поверхностей нагрева — и от организации движения пароводяной смеси.

В экономайзерах и пароперегревателях котла вода и пар движутся принудительно, однократно и массовая скорость определяется только нагрузкой и возрастает при ее увеличении. При естественной циркуляции в испарительных поверхностях нагрева и низком давлении скорость пароводяной смеси с ростом нагрузки резко увеличивается, а затем после достижения максимального значения почти стабилизируется вследствие увеличения гидравлического сопротивления при возрастающем паросодержании. При высоком давлении скорость нарастает медленно и при малой нагрузке может не обеспечить требуемого охлаждения труб экранов. Растопка на скользящих параметрах исключает этот недостаток. В прямоточных котлах скорость пропорциональна нагрузке. При малой нагрузке скорость может оказаться недопустимо низкой и снижение ее приходится ограничивать примерно 30 % номинальной. В котлах с многократной принудительной циркуляцией в испарительных поверхностях нагрева скорость почти не зависит от нагрузки. Влияние нагрузки на массовую скорость воды и пароводяной смеси в испарительных поверхностях нагрева показано на рис. 10.1.

На коэффициент теплоотдачи α_2 при парообразовании

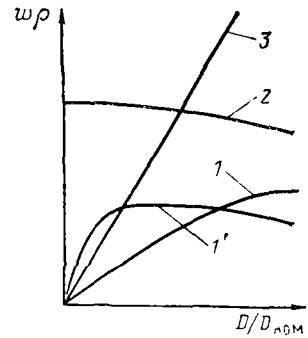


Рис. 10.1. Влияние нагрузки котлов на скорость воды и пароводяной смеси:

1 — естественная циркуляция, высокое давление; *1'* — естественная циркуляция, низкое давление; *2* — многократно-принудительная циркуляция; *3* — прямоточное движение

помимо скорости существенно влияет и режим течения пароводяной смеси, т. е. распределение фазовых концентраций по сечению, степень диспергирования фаз, поле скоростей и т. п. В испарительных поверхностях нагрева котлов с естественной циркуляцией массовое паросодержание на выходе из трубы менее 20 % и $t_{ст}$ на 15—20 °С выше, чем $t_{р.т}$. В прямоточных котлах паросодержание по длине труб проходит все значения в пределах $0<x<1$. На участках труб, когда значение x сравнительно невелико, $\alpha_2=50\div 150$ кВт(м²·К) и $t_{ст}$ близко к $t_{р.т}$. При некотором паросодержании $x_{кр}$, зависящем от давления и интенсивности обогрева, наблюдается резкое повышение температуры стенки. Следовательно, при всех режимах движения потока с ограниченным паросодержанием поверхность нагрева омывается водой, что обеспечивает активное охлаждение стенки. При определенном граничном паросодержании нарушается структура потока, водяная пленки срывается или испаряется, а капли влаги могут и не достигать поверхности. Ухудшение теплообмена наступает раньше достижения $x_{кр}$ вследствие более высокого давления в пленке, снижающего ее поверхностное натяжение, и при более интенсивном обогреве трубы, ускоряющем испарение влаги.

Начальная граница области ухудшенных режимов теплоотдачи для вертикальных труб при $q_V=700$ кВт/м² показана на рис. 10.2.

При $p>18$ МПа ухудшенный теплообмен распространяется и на экономайзерный участок. В эксплуатации место перехода в область ухудшенного температурного режима по длине испарительной трубы перемещается, что может привести к тепловой усталости металла. Для уменьшения

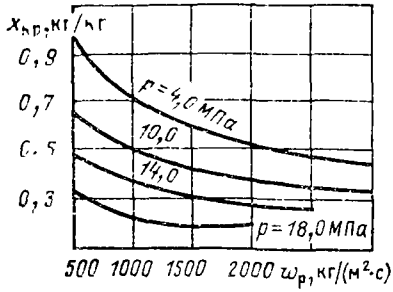


Рис. 10.2. Начальная граница области ухудшенных режимов теплообмена в вертикальных трубах при $Q/V=700$ кВт/м²

амплитуды колебания температуры металла ограничивают температурный напор между стенкой и потоком пароводяной смеси в области ухудшенного теплообмена $\Delta t<$ <80 °С за счет обеспечения достаточной скорости потоков. В пароперегревателе теплоотдача от стенки к перегретому пару ниже, чем от стенки к пароводяной смеси, и $\Delta t=(t_{ст}-t_{рт})$ значительно выше. Однако при соответствующей скорости пара надежность работы металла труб пароперегревателя может быть обеспечена. Внутренний теплообмен в испарительных горизонтальных трубах малого диаметра мало отличается от теплообмена в вертикальных трубах. При диаметре горизонтальной трубы более 15 мм даже при равномерном обогреве ее по периметру теплообмен несимметричен. На верхней образующей трубе α_2 существенно ниже, чем на нижней, что связано с неравномерным распределением воды и пара по сечению трубы. В пределе с верхней образующей поверхности контактирует пар, с нижней — вода. В результате расслоение пароводяной смеси вызывает перегрев верхней образующей трубы (рис. 10.3).

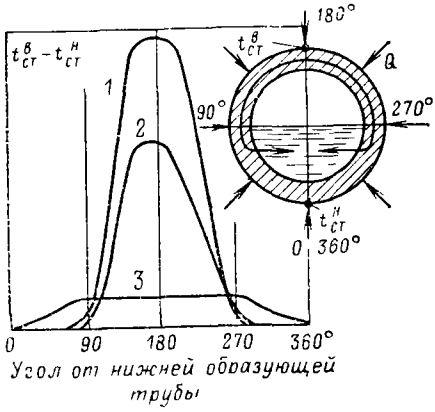


Рис. 10.3. Температура стенки трубы при расслоении пароводяной смеси в зависимости от угла от нижней образующей трубы:
1 — $p=11$ МПа; *2* — $p=18$ МПа; *3* — $p=22{,}4$ МПа

Коэффициент теплоотдачи для горизонтальных и слабонаклонных труб испарительных поверхностей нагрева, Вт/(м²·К),

$$\alpha_{гор}=\alpha_{верт}\,0{,}02/d. \quad (10.2)$$

На температурный режим горизонтальных труб

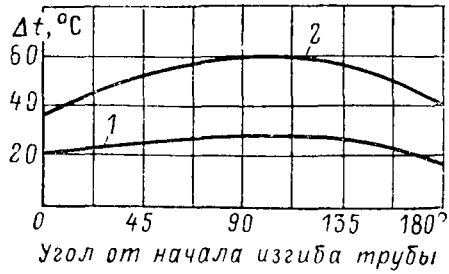


Рис. 10.4. Распределение температуры по сечениям нижнего гиба парогенерирующей трубы при $q=197$ кВт/м², $p=14$ МПа:

1 — $\omega_0=520$ кг/(м²·с); 2 — $\omega_0=1860$ кг/(м²·с)

сильное влияние оказывает их диаметр, с увеличением которого интенсифицируются расслоение потока пароводяной смеси и интенсивность обогрева. Чем интенсивнее обогрев, тем более важно обеспечить охлаждение верхней поверхности труб за счет большей скорости потока.

В области сверхкритического давления теплообмен ухудшается, так как энтальпия пароводяной смеси в слое, прилегающем к стенке, выше, чем в основном потоке. Для поддержания допустимой температуры стенки необходимо, чтобы $q_{гор}^{доп} < q_{верт}^{доп}$. Неравномерность температуры стенки по сечению наблюдается также и в изгибах труб с пароводяной смесью, что связано с центробежным эффектом потока (рис. 10.4).

10.2. РЕЖИМ, СТРУКТУРА И ХАРАКТЕРИСТИКА ПОТОКА РАБОЧЕГО ТЕЛА

Нагреваемой средой в элементах котла являются вода, пароводяная смесь, пар и воздух, используемый для горения топлива. В процессе эксплуатации котла изменяются его нагрузка и характеристики потоков указанных сред. При установившемся режиме в пределах допускаемых нагрузок котла имеет место турбулентный режим течения воды, пароводяной смеси и пара, характеризуемый значением числа Рейнольдса $Re > 5 \cdot 10^3$. Скорость однофазного потока воды в экономайзере при неизменной площади проходного живого сечения труб определяется массовым ее расходом, т. е. нагрузкой котла. При движении пароводяной смеси в испарительных поверхностях нагрева и давления ниже критического скорость ее зависит от паросодержания в двухфазной среде и давления, а следовательно, от тепловой нагрузки и организации гидродинамики потока. С увеличением паросодержания при неизменном проходном сечении испарительной поверхности скорость потока

увеличивается пропорционально повышению удельного объема пароводяной смеси. При сверхкритических давлениях скорость среды определяется только массовым ее расходом. В пароперегревателе при неизменном проходном сечении скорость пара возрастает по мере повышения его температуры и снижения давления.

Внешний обогрев испарительной поверхности нагрева приводит к нагреву воды и образованию в ней пара. Парообразование начинается на участке трубы, где энтальпия воды в слое, прилегающем к стенке, достигает значения, при котором вода закипает при данном давлении. Паровые пузырьки, возникающие на стенке трубы, сначала остаются в контакте со стенкой, а затем, достигнув диаметра 1—2 мм, отрываются от нее. При значительной скорости воды отрыв пузырьков от стенки происходит главным образом под действием динамического напора потока.

В зависимости от структуры возникающего двухфазного потока пароводяной смеси изменяются условия охлаждения внутренней поверхности трубы, соответственно и значения α_2 и $t_{ст}$.

Структура потока пароводяной смеси. В зависимости от паросодержания, скорости и давления структура движущейся пароводяной смеси может иметь различный характер (рис. 10.5).

Пузырьковая структура, при которой мелкие пузырьки пара относительно равномерно распределены по сечению трубы, возникает при небольшом паросодержании и малой скорости пароводяной смеси в вертикальной трубе.

Снарядная структура, при которой образуются крупные паровые пузырьки, занимающие среднюю часть сечения трубы и отделенные друг от друга и стенки тонким слоем

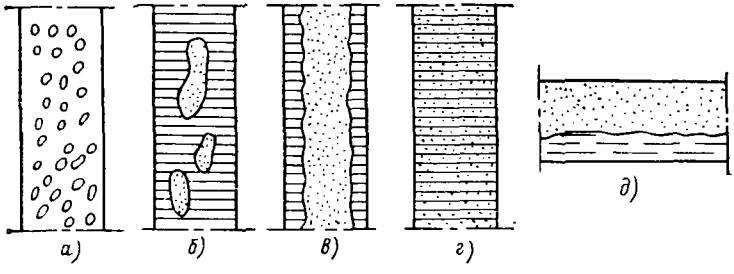


Рис. 10.5. Структура пароводяной смеси в трубе:
а — пузырьковая; *б* — снарядная; *в* — стержневая; *г* — эмульсионная; *д* — расслоенного потока в горизонтальной трубе

воды, неустойчива и возникает при увеличении паросодержания и низком давлении. При давлениях более 10 МПа снарядная структура не наблюдается.

Стержневая — структура, при которой в среднем сечении трубы движется сплошной поток пара с взвешенными в нем каплями воды. По стенке при этом движется слой жидкости, толщина которого уменьшается с ростом паросодержания и скорости потока.

Эмульсионная — структура, при которой основная масса воды срывается со стенки и уносится в виде капель в потоке пара. На стенке остается тонкая водяная пленка. Такая структура возникает при паросодержании более 90 %, большой скорости пара и высоком давлении.

Из указанных режимов течения пароводяной смеси наилучшие условия охлаждения стенки обеспечиваются при пузырьковой структуре потока, которая обусловливает стабильную работу поверхности нагрева при высоких тепловых нагрузках. В трубах котла в турбулентном потоке профиль скоростей в поперечном сечении характеризуется большим градиентом у стенки. Кривая профиля скоростей для изотермической однофазной жидкости при $Re < 100\,000$ меняется по закону

$$w = w_{\text{макс}} (r/r_{\text{в}})^{1/7},$$

где r и $r_{\text{в}}$ — расстояние от стенки и внутренний радиус трубы.

Наличие парообразования усложняет профиль скоростей. При подъемном движении пар обгоняет воду, так как при докритическом давлении плотность пара ρ'', если давление постоянное, меньше плотности воды ρ'. Пар, обгоняющий воду при подъемном движении, ускоряет ядро потока по сравнению с периферийными слоями сечения. При опускном движении пароводяной смеси вода опускается с большей скоростью, чем пар, и профиль скорости потока смеси прогибается в местах сосредоточения пара по сечению трубы.

Характеристики потоков рабочего тела. В гидравлической системе котла, состоящей из соединенных между собой труб, коллекторов, барабанов и ряда дополнительных устройств, движутся вода, пароводяная смесь и пар. При изучении движения вязкой жидкости воду считают несжимаемой. При движении пароводяной смеси, когда температура воды и пара одинакова и давление почти неизменно, явление сжимаемости также можно не учитывать. Пар при

условии небольших изменений давления и температур можно также рассматривать как несжимаемую жидкость. При указанных допущениях для характеристики потока рабочего тела в элементах котла используются следующие основные величины.

Массовая скорость потока, кг/(м²·с),

$$w\rho = \frac{G}{3600F}, \qquad (10\ 3)$$

где G — массовый расход рабочего тела в элементе (трубе), кг/ч; F — площадь сечения элемента (трубы), м²; ρ — плотность рабочего тела, кг/м³.

Средняя скорость потока в данном элементе (трубе), м/с,

$$w = Gv/(3600F), \qquad (10.4)$$

где v — средний по сечению удельный объем среды, м³/кг.

Для пароводяной смеси удобно пользоваться приведенными скоростями воды и пара, представляющими собой отношение объемного расхода воды или пара к полному сечению трубы, м/с,

$$w_0' = Gv'/(3600F); \qquad (10.5)$$

$$w_0'' = G''v''/(3600F). \qquad (10.5а)$$

Расход протекающей в трубе пароводяной смеси $G = G' + G''$.

Скорость циркуляции, т. е. скорость, которую имела бы вода при температуре насыщения, если бы она протекала через данное сечение трубы при массовом расходе, равном расходу пароводяной смеси, м/с,

$$w_0 = (G' + G'')v/(3600F). \qquad (10.6)$$

До начала парообразования эта скорость равна скорости воды.

Паросодержание — отношение массы пара в пароводяной смеси к массе смеси

$$x = \frac{G''}{G' + G''} = \frac{w_0''v'}{w_0'v''}. \qquad (10.7)$$

Средние значения паросодержания на данном участке трубы

$$x = 0{,}5\,(x_н + x_к).$$

Скорость пароводяной смеси можно выразить через приведенные скорости воды и пара или скорость циркуля-

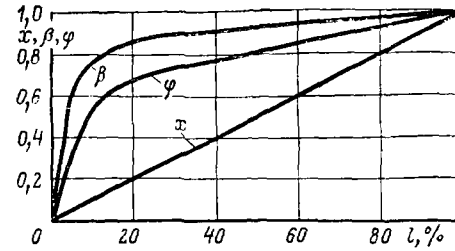


Рис. 10.6. Характер изменения x, β и φ по длине равномерно обогреваемой трубы

ции. Из (10.5) и (10.6) видно, что $w = w'_0 + w''_0$; удельный объем смеси

$$v = (1 - x)\,v' + xv''. \tag{10.8}$$

Подставляя значения w и v в формулу (10.4), после преобразований получаем

$$w = w_0\left[1 + x\left(\frac{v''}{v'} - 1\right)\right]. \tag{10.9}$$

Объемное паросодержание — отношение объемного расхода пара к объемному расходу пароводяной смеси

$$\beta = \frac{G''v''}{G'v' + G''v''} = \frac{w''_0}{w_{см}}; \tag{10.10}$$

после преобразования

$$\beta = x/[x + (1 - x)\,v'/v'']. \tag{10.11}$$

Напорное паросодержание

$$\varphi = \frac{f_п}{f} = \frac{w''_0}{w_п} = 1 - \frac{w'_0}{w'}, \tag{10.11а}$$

где $f_п$ — сечение трубы, занятое паром, м²; f — полное сечение трубы, м²; w''_0 — истинная скорость пара, м/с.

Характер изменения β, φ и x по длине равномерно обогреваемой трубы показан на рис. 10.6.

10.3. ХАРАКТЕРИСТИКА ИСПАРИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Движение потока пароводяной смеси сопровождается потерей энергии и снижением давления. Общий перепад давления складывается из его потерь на преодоление трения и местных сопротивлений, потерь, связанных с ускорением потока и нивелирной составляющей давления, необ-

ходимого для подъема пароводяной смеси на другой уровень.

Для установившегося одномерного потока вязкой жидкости ее движение в вертикальной трубе описывается уравнением Навье — Стокса.

Общий перепад давления на отрезке трубы высотой l определится интегрированием уравнения Навье — Стокса по частям:

$$\Delta p = \int_0^l \gamma dl + \int_0^l \frac{\partial \Delta p_{\text{тр.м}}}{\partial l} dl + \int_{w'}^{w''} \rho w dw, \qquad (10.12)$$

где w — скорость жидкости, м/с; p — давление, Па; $\Delta p_{\text{тр.м}}$ — потеря давления на трение и местные сопротивления, Па; dl — элементарный участок трубы; γ — удельный вес жидкости, Н/м^3.

В правой части уравнения первый член — нивелирная составляющая, то есть перепад давления для подъема жидкости на высоту l при постоянном ее удельном весе, равный давлению столба жидкости, Па,

$$\Delta p_{\text{нив}} = \gamma l. \qquad (10.13)$$

Второй член правой части уравнения (10.12) — потери давления на трение и местное сопротивление.

Третий член — потеря давления на ускорение потока, Па, при $\rho' w' = \rho'' w''$ определяется из выражения

$$\Delta p_{\text{уск}} = \rho w (w'' - w'). \qquad (10.14)$$

При двухфазном потоке потеря давления от его ускорения $\Delta p_{\text{уск}}$, Па, определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{уск}} = \frac{\rho w^2}{2} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) (x_{\text{к}} - x_{\text{н}}), \qquad (10.15)$$

где $x_{\text{к}}$ и $x_{\text{н}}$ — конечное и начальное массовые паросодержания среды на участке.

Потеря давления на трение для однофазного турбулентного потока $\Delta p_{\text{тр}}$, Па, определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_0 l \rho w^2 / 2, \qquad (10.16)$$

где $\lambda_0 = \lambda / d_{\text{вм}}$ — приведенный коэффициент трения; λ — коэффициент трения, зависящий от относительной шероховатости поверхности трубы $k = k'/d$; l — длина участка, м.

Коэффициент трения

$$\lambda = \frac{l}{4 \left(\lg 3{,}7 \frac{d}{k'} \right)^2},$$

где k' — абсолютная шероховатость углеродистых и перлитных труб, принимается равной 0,08 мм.

Потеря давления на трение при двухфазном потоке при переменном паросодержании в нем $\Delta p_{тр}$, Па, определяется по формуле

$$\Delta p_{гр} = \lambda_0 \frac{\omega_0^2 \rho'}{2} \left[1 + \bar{x}\bar{\psi}\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right], \qquad (10.17)$$

где $\bar{x}$ — среднее паросодержание на участке; ρ' и ρ'' — плотности воды и пара при температуре насыщения, кг/м^3; w_0 — скорость циркуляции, м/с; ψ — коэффициент, учитывающий влияние структуры потока, определяемый по [3]. Например, при паросодержании $x \leqslant 0{,}7$, давлении 10 МПа и скорости циркуляции $w_0 = 1{,}6$ м/с $\bar{\psi} = 1{,}1$.

Потеря давления за счет местных сопротивлений при однофазном потоке $\Delta p_м$, Па, определяется по формуле

$$\Delta p_м = \xi_м \rho w^2/2, \qquad (10.18)$$

где $\xi_м$ — коэффициент местного сопротивления; ρ и w — плотность и скорость среды, кг/м^3 и м/с.

Значения коэффициента $\xi_м$ зависят от конструктивных особенностей элементов и приведены в [3]. Например, при входе потока из коллектора в трубы $\xi_м = 0{,}7$.

Потеря давления в местных сопротивлениях при двухфазном потоке, Па, определяется по формуле

$$\Delta p_м = \xi'_м \frac{w^2 \rho'}{2} \left[1 + x\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right], \qquad (10.19)$$

где $\xi'_м$ — условный коэффициент местного сопротивления, определяемый по [3]. Например, для выхода пароводяной смеси в вертикальные трубы из коллекторов при $l/d > 80$ $\xi'_м = 1{,}2$.

В общем виде перепад давлений, Па, при движении рабочей среды в трубе определяется по формуле

$$\Sigma \Delta p_{эл} = \Delta p_{тр} + \Sigma \Delta p_м + \Delta p_{кол} + \Delta p_{уск} + \Delta p_{нив}, \qquad (10.20)$$

где $\Delta p_{эл}$ — гидравлическое сопротивление в элементе, Па; $\Delta p_{тр}$ — потеря давления на трение, Па; $\Sigma \Delta p_м$ — потери давления в местных сопротивлениях, Па; $\Delta p_{кол}$ — суммарное изменение давления в коллекторах, Па; $\Delta p_{уск}$ — потеря давления от ускорения потока, Па; $\Delta p_{нив}$ — нивелирный перепад давлений, Па.

В зависимости от организации движения воды и паро-

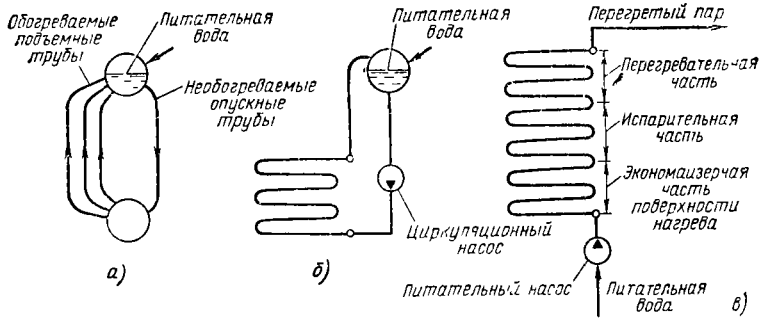


Рис. 10.7 Схемы организации движения воды и пароводяной смеси в котлах

а — естественная циркуляция; *б* — многократно-принудительная циркуляция, *в* — прямоточное движение

водяной смеси в испарительной системе котлы разделяются на две группы:

а) котлы с естественной циркуляцией;

б) котлы с принудительной циркуляцией, которые подразделяются на прямоточные и с многократной принудительной циркуляцией.

Принципиальные схемы организации движения воды, пароводяной смеси и пара в котлах приведены на рис. 10.7.

В котлах с естественной циркуляцией (рис. 10.7, *а*) движение воды и пароводяной смеси в испарительной системе осуществляется за счет давления, создаваемого разностью массы столба воды в опускных трубах и столба пароводяной смеси в обогреваемых подъемных трубах системы. При этом кратность циркуляции $\kappa = G_ц/D$, т. е. отношение массы воды, циркулирующей в системе за единицу времени, к массе вырабатываемого пара за то же время, составляет 15—100. Движение воды в экономайзере в этих котлах осуществляется при помощи питательного насоса, а пара в пароперегревателях — за счет разницы давлений в барабане котла и паропроводе за котлом.

В котлах с многократной принудительной циркуляцией (рис. 10.7, *б*) движение воды и пароводяной смеси в испарительной системе осуществляется при помощи специального насоса. Кратность циркуляции при этом обычно находится в пределах 6—10. Движение воды в экономайзере и пароперегревателе осуществляется так же, как в котлах с естественной циркуляцией.

В прямоточных котлах питательный насос создает принудительное движение воды, пароводяной смеси и пара по ряду параллельно включенных труб поверхностей нагрева, отдельные участки которых выполняют роли экономайзера, испарительной поверхности нагрева и пароперегревателя. Кратность циркуляции в таком котле равна единице.

10.4. ГИДРОДИНАМИКА КОТЛОВ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Простейший контур испарительной системы состоит из обогреваемой трубы, необогреваемой опускной трубы, соединительного коллектора и барабана, в котором происходит разделение пароводяной смеси на пар и воду (рис. 10.8).

За счет подвода теплоты в какой-то точке по высоте подъемной трубы происходит закипание воды, в этом случае пароводяная смесь находится выше ее. За счет разности удельных масс воды и пароводяной смеси в опускной и подъемной трубах возникает движение воды вниз, а пароводяной смеси — вверх и устанавливается естественная циркуляция. Создаваемое при этом движущее давление затрачивается на преодоление сопротивлений в системе. Движущее давление циркуляции возникает за счет разности масс столбов воды и пароводяной смеси.

Давление столба пароводяной смеси $l\gamma_{см}$ можно представить в виде суммы давлений столба воды и столба пароводяной смеси, Па,

$$l\gamma_{см} = l_{эк}\gamma' + l_{пар}\gamma_{см}, \quad (10.21)$$

где $\gamma_{см}$ — средний по длине паросодержащего участка трубы удельный вес пароводяной смеси (напорный удельный вес смеси), Н/м³.

Учитывая, что общая высота контура состоит из экономайзерного и паросодержащего участков $l = l_{эк} + l_{пар}$ (на рис. 10.8 $h = h_{эк} + h_{пар}$), из (10.21) получаем для движущего давления (напора), Па,

$$S = l_{пар}(\gamma' - \gamma_{см}). \quad (10.22)$$

Напорный удельный вес пароводяной смеси зависит от ис-

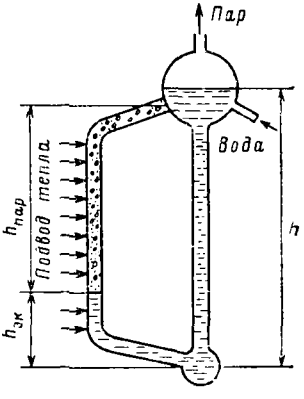


Рис. 10.8. Контур с естественной циркуляцией

тинного объемного паросодержания смеси по длине трубы. Считая, что подвод теплоты обеспечивает равномерное возрастание паросодержания φ по длине трубы, имеем

$$\gamma_{см} = (1 - \varphi)\gamma' + \varphi\gamma''. \qquad (10.23)$$

Тогда движущее давление, Па, определяется из выражения

$$S = l_{пар}\bar{\varphi}(\gamma' - \gamma''), \qquad (10.24)$$

где $\bar{\varphi}$ — среднее по всей трубе истинное объемное паросодержание.

Движущее давление преодолевает сопротивление в подъемных и опускных трубах, следовательно,

$$S = Sp_{под} + Sp_{оп}, \qquad (10.25)$$

где $Sp_{под}$ и $Sp_{оп}$ — суммарные сопротивления в подъемных и опускных трубах, Па.

Разность движущего давления и сопротивления подъемной части циркуляционного контура составляет полезное давление, расходуемое на преодоление сопротивлений опускной части контура:

$$S_{пол} = S - \Sigma p_{под}, \qquad (10.26)$$

или

$$S_{пол} - \Sigma p_{оп} = 0. \qquad (10.27)$$

В котлах с естественной циркуляцией испарительные системы развивают по высоте и выполняют с малым отношением длины трубы к ее диаметру l/d, равным примерно 200—400. При этом нивелирная потеря давления будет наибольшей и поток воды между параллельно включенными трубами будет распределяться почти пропорционально их тепловой нагрузке, определяющей удельный вес пароводяной смеси в подъемной обогреваемой трубе и, следовательно, движущее давление циркуляционного контура.

Экономайзерный и паросодержащий участки контура. Вода, поступающая из барабана в опускную систему, обычно нагрета до температуры насыщения. Когда вода в экономайзере недогрета до этой температуры и поступает в барабан вблизи опускных труб, ее недогрев до кипения определяется величиной Δh_0, кДж/кг,

$$\Delta h_0 = \frac{h' - h_{эк}}{\kappa}, \qquad (10.28)$$

где h' и $h_{эк}$ — энтальпии воды при температуре насыщения и на выходе из экономайзера, кДж/кг; $\kappa = G_ц/D$ — кратность циркуляции в контуре, кг/кг.

Значение κ в котлах высокого давления (до 14 МПа) составляет 14—6; среднего давления (до 8 МПа) — 30—65.

Общая высота контура l может быть представлена в виде суммы участков с одинаковым тепловоспринятием l_1, l_2, l_3, ..., l_n, входного участка до обогрева $l_{до}$ и выходного необогреваемого участка $l_{по}$:

$$l = l_{до} + l_1 + l_2 + \ldots + l_{по}.$$

Высота паросодержащего участка контура $l_{пар}$ зависит от высоты экономайзерной части подъемных труб $l_{эк}$, к которой подводится тепловой поток $Q_{эк}$, необходимый для нагрева воды до температурного насыщения:

$$l_{пар} = l - l_{эк}.$$

Высота экономайзерного участка контура определяется из уравнения теплового баланса, которое представляет собой равенство теплоты, подводимой к экономайзерному участку, и теплоты, необходимой для подогрева воды до температуры насыщения в точке закипания. Тепловой поток, кВт, необходимый для нагрева циркулирующей воды до начала испарения при давлении в барабане, когда $\Delta h_б \neq \neq 0$,

$$Q_б = G_ц \Delta h_б,$$

где $G_ц = w_0 \rho' f$ — количество воды, циркулирующей в системе, кг/с; w_0 — скорость циркуляции, м/с; f — площадь проходного сечения подъемных труб, м^2; ρ' — плотность воды при температуре насыщения, кг/м^3.

Парообразование начинается в некоторой точке трубы, где давление $p_{т.з}$ больше давления в барабане $p_б$ и для закипания воды при давлении $p_{т.з}$ требуется подвести дополнительное количество теплоты, кВт,

$$Q_д = G_ц \frac{\partial h'}{\partial p} (p_{т.з} - p_б), \qquad (10.29)$$

где $(\partial h')/(\partial p)$ — изменение энтальпии воды при повышении давления.

При определении давления в точке закипания $p_{т.з}$, МПа, надо учесть столб жидкости между уровнем в барабане и уровнем, соответствующим точке закипания, и потери на сопротивление, тогда

$$p_{т.з} = p_б + (l_{оп} - l_{эк}) \gamma' \cdot 10^{-6} - \Delta p_{оп} \cdot 10^{-6} - \Delta p_{эк} \cdot 10^{-6}, \qquad (10.30)$$

где $l_{оп}$ — высота трубы опускной системы, м; $\Delta p_{оп}$ и $\Delta p_{эк}$ — сопротивления опускных труб и экономайзерного участка, Па.

Сопротивление $\Delta p_{эк}$ незначительно, и обычно при определении $p_{т.з}$ его можно не учитывать.

Тепловой поток, подведенный до точки закипания $Q_т$,

кВт, если считать подвод теплоты по высоте первого участка трубы равномерным, составляет

$$Q_т = Q_1 \frac{l_{эк} - l_{до}}{l_1}, \qquad (10.31)$$

где Q_1 — тепловосприятие первого участка, кВт, определяемое из тепловых расчетов циркуляционного контура; l_1 — его высота, м.

Общий тепловой поток Q, воспринимаемый испарительной поверхностью нагрева, определяется из теплового расчета. За счет этого теплового потока происходит образование насыщенного пара в количестве D, кг/с,

$$D = \frac{Q - Q_{эк}}{r}, \qquad (10.32)$$

где r — теплота парообразования, кДж/кг.

В экранах котла плотность теплового потока неравномерна по периметру и высоте топки. Эта неравномерность характеризуется коэффициентами неравномерности обогрева стенок топки $\eta_{ст}$, экрана по высоте $\eta_в$ и контура $\eta_ш$ по ширине. При этом тепловой поток данного участка контура определяется по формуле

$$q_i = \eta_{ст}\,\eta_в\,\eta_ш\,q_{ср}, \qquad (10.33)$$

где $q_{ср}$ — средний тепловой поток в циркуляционном контуре. Обычно $\eta_{ст} = 0{,}7 \div 1{,}2$; $\eta_в = 0{,}7 \div 1{,}2$; $\eta_ш = 0{,}7 \div 1{,}3$.

Тепловосприятие солевого отсека принимают пропорциональным лучевоспринимающей поверхности, кВт,

$$Q_{с.о} = Q_л^т \frac{H_л^{с.о}}{H_л^т}\eta_{ст}, \qquad (10.34)$$

где $H_л^т$ и $H_л^{со}$ — площади лучевоспринимающих поверхностей топки и экранов солевого отсека, м^2.

Тепловосприятие чистого отсека определяется из баланса теплоты испарительных поверхностей

$$Q_{ч.о} = Q_{ст}^т + Q_к^ф + Q_к^{ц.п} - Q_{с.о}, \qquad (10.35)$$

где $Q_к^ф$ и $Q_к^{ц.п}$ — конвективные тепловосприятия фестона и испарительного пучка, кВт; $Q_{ст}^т$ — тепловосприятие испарительных поверхностей, расположенных в топке, кВт; $Q_{с.о}$ — тепловосприятие солевого отсека, кВт.

Тепловосприятие рядов труб в испарительном пучке в котлах низкого и среднего давления различно. Лучистый тепловой поток на отдельные ряды труб $Q_{лi}$ определяется с учетом угловых коэффициентов x. Конвективный тепло-

вой поток на трубы распределяется пропорционально температурному напору по рядам:

$$Q_i = Q_{\text{л}}^{\text{п.п}} \frac{\Delta t_i}{\varepsilon \Delta t_i}. \qquad (10.36)$$

Суммарное тепловосприятие каждого ряда труб испарительного пучка

$$Q_i = Q_{\text{л}i} + Q_{\text{к}i}. \qquad (10.37)$$

Уравнение теплового баланса экономайзерного участка трубы:

$$Q_{\text{б}} + Q_{\text{д}} = Q_{\text{г}}. \qquad (10.38)$$

Подставляя в это выражение значения входящих в него величин и учитывая возможный подогрев воды в опускных трубах, получаем формулу для определения $l_{\text{эк}}$, м,

$$l_{\text{эк}} = \frac{\Delta h_{\text{б}} - \Delta h_{\text{оп}} - \Delta h_{\text{с.п}} + \dfrac{\Delta h'}{\Delta p} \gamma' \cdot 10^{-4} \left(l_{\text{оп}} - l_{\text{до}} - \dfrac{\Delta p_{\text{оп}}}{\gamma'} \right)}{\dfrac{Q_{\text{г}}}{l_1 G} + \dfrac{\Delta h'}{\Delta p} \gamma' \cdot 10^{-4}}, \qquad (10.39)$$

где $\Delta h_{\text{оп}}$ — возможное приращение энтальпии в опускных трубах.

Обычно закипание воды начинается на первом обогреваемом участке.

Схема расчета циркуляции. Целью расчета циркуляции в испарительной системе котла является определение скорости воды и пароводяной смеси. Испарительные системы состоят из ряда параллельно включенных элементов, объединяемых коллекторами и барабанами. Циркуляционные контуры могут иметь последовательное или параллельное соединение отдельных обогреваемых участков. Для контуров с последовательным включением участков полезное давление контура при циркулирующем в нем количестве воды $G_{\text{ц}}$ равен

$$\Sigma S_{\text{пол}} = S_{\text{пол1}} + S_{\text{пол2}} + S_{\text{пол3}} + \ldots \qquad (10.40)$$

Для контуров с параллельно включенными участками, например для испарительных поверхностей нагрева экрана с несколькими рядами труб, объединенных общим коллектором и барабаном (рис. 10.9), в каждом ряду устанавливается одинаковое полезное давление с общим количеством циркулирующей воды

$$G_{\text{ц}} = G_{\text{ц1}} + G_{\text{ц2}} + G_{\text{ц3}} + \ldots \qquad (10.41)$$

Определить $G_{\text{ц}}$ в контуре можно по скорости циркуляции во входных участках подъемных труб, которые равны

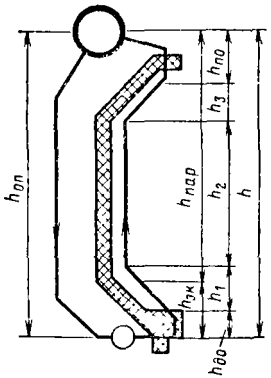


Рис. 10.9. Циркуляционный контур экрана

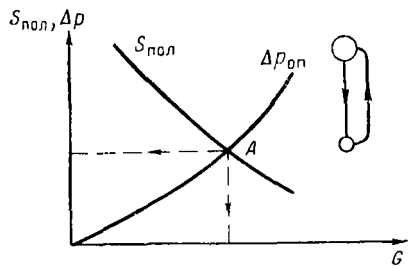


Рис. 10.10. Гидравлическая характеристика простого циркуляционного контура

w_0, и их сечению. Следовательно, в начале расчета необходимо знать скорость циркуляций w_0, определение которой является итоговой целью расчета. Поэтому в начале расчета данного контура приходится ориентировочно задаваться несколькими значениями скорости циркуляции и далее строить гидравлические характеристики при этих значениях w_0, по которым графически и определяется истинное значение w_0 в данном контуре. Предварительные значения w_0, м/с, обычно принимаются следующими:

Для настенных экранов	0,6; 0,9; 1,2
Для двухсветных экранов	0,9; 1,2; 1,5
Для испарительных пучков	0,4; 0,7; 1,0

Увеличение скорости циркуляции w_0 приводит к уменьшению полезного давления, так как увеличивается сопротивление опускных труб и снижается объемное паросодержание φ в них. Для циркуляционного контура, представленного на рис. 10.9, для принятых трех величин w_0 определяют три значения $S_{пол}$ по формуле (10.26) и Δp по формуле (10.20), затем строят гидравлические характеристики контура — зависимости $S_{пол}$ и $\Delta p_{оп}$ от значений G, определяемых по данному значению w_0 (рис. 10.10). На пересечении кривых находится расчетная точка A, для которой $S_{пол}=\Delta p_{оп}$. Эта точка соответствует истинному значению G и истинному полезному давлению контура. По истинному значению G определяются действительная скорость циркуляции w_0 и кратность циркуляции контура k, кг/кг,

$$k = G_ц/D. \qquad (10.42)$$

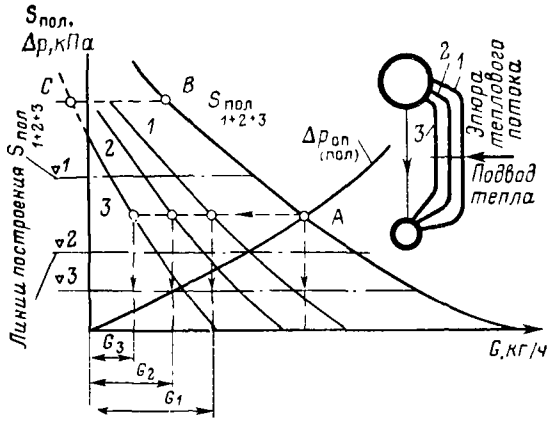


Рис. 10.11. Гидравлическая характеристика сложного циркуляционного контура

С увеличением тепловой нагрузки кратность циркуляции уменьшается.

Для испарительного пучка, состоящего, например, из трех рядов труб (рис. 10.11), определяется $S_{пол}$ и $\Delta p_{оп}$ для трех принятых значений w_0 и строятся гидравлические характеристики для каждого ряда труб. Затем, складывая $G_ц$ для одинаковых значений $S_{пол}$ отдельных рядов, строят суммарную кривую $S^{сум}_{пол}$. Расчетная точка A находится на пересечении кривых $S^{сум}_{пол}$ и $\Delta p_{оп}$, причем $\Delta p_{оп}$ одинаково для всех рядов труб, так как они соединяются общим коллектором и барабаном. Пересечение прямой, проведенной из точки A параллельно оси абсцисс, с кривыми полезных давлений для каждого ряда определяет расходы воды, циркулирующей через каждый ряд труб пучка. Зная $G_{ц1}$, $G_{ц2}$, $G_{ц3}$, находят скорость циркуляции в каждом ряду труб и общую кратность циркуляции.

При уменьшении нагрузки котла кратность циркуляции возрастает, так как движущее давление уменьшается в меньшей степени, чем сопротивление опускных труб. При паропроизводительности котла, равной 50 % номинальной, кратность циркуляции возрастает примерно в 1,6 раза.

После определения расходов $G_ц$ в отдельных контурах и их элементах следует провести проверку правильности предварительно принятых в расчете скоростей циркуляции, расходов воды и сопротивлений, а также недогрева воды в барабане котла. Недостаточная кратность циркуляции

указывает на большое сопротивление опускных труб контура и необходимость его уменьшения.

Надежность циркуляции. При однофазном потоке надежное охлаждение обогреваемых труб обеспечивается устойчивым движением среды при скорости, определяющей необходимое значение α_2. При двухфазном потоке для хорошей теплоотдачи от стенок труб необходимо непрерывное смачивание металла водой. Наличие непрерывно текущей водяной пленки на стенке испарительной трубы сохраняется при пузырьковой структуре двухфазного потока. Такая структура потока возникает при определенном предельном паросодержании $x_{кр}$ и удельном тепловом потоке $q_{пр}$. Например, при давлении 10—14 МПа и плотности теплового потока $q=700$ кВт/м^2 $x_{пр}=0{,}5$.

При высоком паросодержании и больших тепловых нагрузках возникает эмульсионная структура потока, при которой водяная пленка на поверхности трубы уменьшается и срывается. В этом случае необходимое значение α_2 может быть обеспечено за счет высоких скоростей потока.

Выполнение требований надежного охлаждения различных поверхностей нагрева усложняется гидравлической и тепловой неравномерностью работы параллельно включенных труб, связанных с рядом их конструктивных особенностей и условий эксплуатации. В котлах с естественной циркуляцией при относительно малом паросодержании пароводяной смеси в испарительных поверхностях нагрева основной причиной перегрева труб являются нарушения нормального гидравлического режима, которые рассматриваются далее.

Тепловая и гидравлическая неравномерность в трубах поверхностей нагрева. В параллельно включенных трубах поверхностей нагрева может возникать неравномерность тепловосприятия и распределения воды и пароводяной смеси, а вследствие этого устанавливается неодинаковый температурный режим металла труб. Тепловая и гидравлическая неравномерность характеризуется рядом коэффициентов.

Коэффициент температурной разверки

$$\rho_т = \bar{t}_к^т/\bar{t}_к = 1 + \delta t_т/t_к, \qquad (10.43)$$

где $\bar{t}_к^т$ и $\bar{t}_к$ — средние температурные среды в элементе циркуляционной системы и среды из развернной трубы, °С; $\delta t_т$ — превышение температуры среды в наиболее нагретой трубе над средней температурой среды, °С.

Коэффициент тепловой разверки

$$\rho_q = \Delta h_т / \Delta \bar{h}_{эл} = 1 + \delta h_т / \Delta \bar{h}_{эл}, \qquad (10.44)$$

где $\Delta h_т$, $\Delta \bar{h}_{эл}$ — приращения энтальпии в отдельной трубе и среднее в элементе, кДж/кг; $\delta h_т$ — превышение приращения энтальпии в развереннной трубе над средним превышением энтальпии в элементе, кДж/кг.

Если в предшествующих элементах среда перемешалась не полностью, превышение приращения энтальпии в развереннной трубе над средней энтальпией, выходящей из элемента, составляет

$$\delta h_т = \Delta h_{эл} (\rho_q - 1) + a \Delta h', \qquad (10.44а)$$

где $\Delta h'$ — разность энтальпий среды на выходе из развереннной трубы предшествующего элемента, кДж/кг; a — коэффициент, учитывающий неполноту перемешивания в предшествующем элементе.

При полном перемешивании или при одностороннем вводе в коллектор принимают $a=0$. При двустороннем подводе и при малом количестве подводящих труб $a=0{,}5$. При проходном коллекторе или большом числе подводящих труб $a=1$.

Коэффициент гидравлической разверки

$$\rho_г = G_т / \bar{G}, \qquad (10.45)$$

где $G_т$ и $\bar{G}$ — расходы среды в развереннной трубе и средний в трубах элемента.

Коэффициент неравномерности тепловосприятия

$$\eta_q = q_т / q_{эл}, \qquad (10.46)$$

где $q_т$ и $q_{эл}$ — удельное тепловосприятие в развереннной трубе и среднее удельное тепловосприятие элемента.

Коэффициент конструктивной нетождественности

$$\eta_к = H_т / \bar{H}, \qquad (10.47)$$

где $H_т$ и $\bar{H}$ — площадь поверхности нагрева отдельной трубы и средняя площадь поверхности трубы в данном элементе.

Коэффициенты гидравлической разверки $\rho_т$ и неравномерности связаны между собой при одинаковом диаметре труб и без учета изменения давления в коллекторе выражением

$$\rho_т \sqrt{\eta_г} = \sqrt{\left(1 - \frac{\delta \Delta p_{нив}}{\Delta p_{тр} - \Delta p_м}\right) \frac{\bar{v}}{v_т}}, \qquad (10.48)$$

где $\delta\Delta p_{\text{нив}} = \Delta p_{\text{нив г}} - \Delta p_{\text{нив}}$ — разность нивелирных давлений в разверенной трубе и в элементе, Па; $\Delta p_{\text{тр}}$, $\Delta p_{\text{м}}$ — потери в элементе от трения и местных сопротивлений, Па; v, $v_{\text{т}}$ — средние удельные объемы среды в элементе и разверенной трубы, м³/кг. Гидравлическая разверка и вследствие этого неравномерность распределения рабочей среды по отдельным трубам возникает в результате нетождественности работы параллельно включенных труб из-за различия их гидравлического сопротивления. В некипящих экономайзерах, при движении в трубах однофазной среды коэффициент гидравлической разверки не превышает значения 0,9.

Гидравлическая разверка проявляется главным образом в испарительной зоне прямоточных котлов и в кипящих экономайзерах, в зоне резкого изменения удельных объемов среды.

Тепловая разверка вызывается неодинаковыми тепловыми нагрузками параллельно включенных труб и зависит от их гидравлической разверки. Влияние на распределение рабочей среды в системе параллельных труб, объединенных коллекторами, оказывает схема подачи рабочей среды во входные коллекторы отвода ее из выходных коллекторов.

В испарительных системах прямоточных котлов и котлов с многократной циркуляцией, а также в экономайзерах влиянием изменения давления по длине коллекторов пренебрегают.

Влияние изменения давления в коллекторах котла на равномерность распределения пара по параллельно включенным трубам рассмотрено в § 10.9.

Коэффициенты тепловой и гидравлической разверок связаны выражением

$$\rho_q = \eta_{\text{к}}\,\eta_{\text{т}}/\rho_{\text{г}}. \qquad (10.49)$$

Когда элементы имеют тепловую разверку и нарушение их надежности не связано с нарушением гидравлического режима, опасными являются наиболее обогреваемые трубы с меньшим расходом среды.

Если максимальные значения коэффициентов неравномерности $\eta_{\text{к}}$ и $\eta_{\text{т}}$ и минимальное значение $\eta_{\text{г}}$ могут приходиться на одни и те же трубы, необходимо проверить надежность их работы при тепловой разверке, определенной при совмещении всех видов неравномерности.

В указанных далее случаях нарушений нормального гидравлического режима ненадежными могут являться тру-

бы с наименьшим тепловосприятием; в этих случаях коэффициент тепловой разверки следует определить для наименее обогреваемой трубы при наименьшем значении $\rho_г$.

Застой и опрокидывание циркуляции. При некоторых режимах работы испарительных поверхностей нагрева пароводяная смесь в обогреваемых подъемных трубах может остановиться или пойти вниз, а не вверх.

Режим медленного движения воды вверх или вниз, а пара вверх, при котором возможен застой паровых пузырей в отдельных участках трубы—отводы, гибы и пр., называется *застоем циркуляции*. В испарительной трубе, выведенной в паровое пространство барабана, при прекращении движения воды вследствие недостаточности полезного давления (напора) может образоваться свободный уровень воды, выше которого медленно движется насыщенный или перегретый пар.

Движение пароводяной смеси вниз в подъемной трубе называется *опрокидыванием циркуляции*. При этом появляется скопление в трубе пара, который не может преодолеть динамическое воздействие движущегося вниз потока воды и увлекается вместе с ним, не выходя в верхний барабан или коллектор.

Для выяснения причин образования явлений застоя и опрокидывания циркуляции рассмотрим гидродинамические характеристики испарительной системы, состоящей из трех параллельно включенных рядов труб с различным тепловосприятием (рис. 10.11). При этом примем, что в подъемные трубы поступает вода, нагретая до температуры насыщения.

Как было показано ранее, гидродинамическая характеристика каждого ряда труб будет различна в зависимости от объемного паросодержания, определяемого удельной тепловой нагрузкой, причем полезное давление будет меньше в ряду труб с меньшим тепловосприятием. При некоторых тепловых нагрузках может оказаться, что для наименее теплонагруженного ряда труб пересечение характеристики этого ряда труб ординатой, определяющей $S_{пол}$ всей системы, произойдет при значении $G_ц$, а следовательно, и w_0, равном или меньшем нуля. Следовательно, в трубах этого ряда при некоторых малых тепловых нагрузках будет иметь место застой или опускное движение потока пароводяной смеси. Оба режима неустойчивы и опасны, так как образование паровых объемов в трубе, что возможно и при малой скорости опускного движения потока, ухудшает

охлаждение поверхности трубы вследствие резкого снижения w_0.

Существенно влияет на гидродинамический режим циркуляционного контура относительная скорость пара в пароводяной смеси. При подъемном движении потока пар значительно опережает воду, что при неизменной паропроизводительности приводит к уменьшению напорного истинного объемного паросодержания в трубе:

$$\varphi = C\beta,$$

где $C = w_{см}/w''$ — коэффициент пропорциональности, определяется по [3].

В соответствии с формулой (10.11) получаем

$$\frac{w''}{w'} = \frac{(1-\varphi)\,xv''}{(1-x)\,v'\,\varphi}. \qquad (10.50)$$

Из (10.50) видно, что при подъемном движении увеличение w''/w' приводит к уменьшению φ и, следовательно, к увеличению $\gamma_{см}$ и уменьшению движущего давления. При опускном движении пароводяной смеси $w'' < w'$, что увеличивает φ, снижает $\gamma_{см}$, давление увеличивается. Следовательно, при подъемном движении при прочих равных условиях движущее давление относительно уменьшается, а при опускном — увеличивается.

Такой характер изменения φ определяет возникновение явлений опрокидывания циркуляции при тепловых нагрузках, меньших, чем без его учета.

Во избежание опасных режимов циркуляции, как видно из графика рис. 10.11, следует ограничивать сопротивление опускных труб так, чтобы полезное давление подъемных труб не превышало некоторого предельного значения. Следовательно, застоя циркуляции не будет, если $S_{пол} < S_з$, где $S_з$ — давление при застое, Па, который при необогреваемом участке трубы $l_{по}$, составляющем не более 15 % обогреваемой высоты трубы, определяется по формуле

$$S_з = (l_{об} + l_{по})\,\bar{\varphi}_з\,(\gamma' - \gamma''), \qquad (10.51)$$

где $l_{об}$ — сумма высот паросодержащих элементов, м; $l_{по}$ — высота участка после обогрева, м; $\bar{\varphi}_з$ — среднее истинное напорное паросодержание застоя в трубе, Па; γ', γ'' — удельный вес воды и пара в пароводяной смеси, Н/м^3.

Истинное паросодержание застоя $\bar{\varphi}$ определяется для наименее обогреваемой трубы с учетом коэффициентов неравномерности тепловосприятия трубы $\eta_т$ и конструктивной

нетождественности $\eta_к$ для минимальной приведенной скорости пара

$$w_{от} = \eta_т \eta_к w''_{о.эл}/n, \qquad (10.52)$$

где $w''_{о.эл}$ — средняя приведенная скорость пара в обогреваемом элементе, м/с, определяемая по формуле (10.5); n — общее число ходов в элементе.

По условиям безопасности вводится запас и принимается

$$S_{заст}/S_{пол} > 1{,}1\,(1{,}2). \qquad (10.53)$$

Коэффициент 1,2 принимается в тех случаях, когда имеются основания ожидать отклонений условий работы от расчетных.

Проверка появления свободного уровня производится по формуле

$$(S_{заст} - \Delta p_{в.у})/S_{пол} > 1{,}1\,(1{,}2), \qquad (10.54)$$

где $\Delta p_{в.у}$ — потеря давления на подъем пароводяной смеси выше уровня воды в барабане, Па, определяемая по формуле

$$\Delta p_{в.у} = l_{в.у}(1 - \varphi_{заст})(\gamma' - \gamma''),$$

здесь $l_{в.у}$ — высота трубы над средним уровнем воды в барабане, м; $\varphi_{заст}$ — паросодержание застоя, определяемое для конечной скорости пара в трубе.

Опрокидывания циркуляции не произойдет, если $S_{пол} < S_{опр}$, где $S_{опр}$ — давление при опрокидывании циркуляции, определенное при минимальной скорости пароводяной смеси в слабо обогреваемой трубе, Па,

$$S_{опр} = S^{уд}_{опр}(l - l_{по}),$$

здесь $S^{уд}_{опр}$ — удельное давление опрокидывания, определяемое по средней приведенной скорости пара в слабо обогреваемой трубе, Па. Значения $S^{уд}_{опр}$ для труб с различными коэффициентами сопротивления приведены в [3].

Вводя коэффициент запаса, получаем выражение для проверки недопущения опрокидывания:

$$S_{опр}/S_{пол} > 1{,}1\,(1{,}2). \qquad (10.55)$$

При вводе пароводяной смеси в паровое пространство барабана опрокидывание циркуляции невозможно и проверка необходима только на застой и образование свободного уровня воды в испарительной трубе. Когда пароводя-

ная смесь подведена под уровень воды в барабане, возможны застой, образование свободного уровня и опрокидывание циркуляции.

Надежность движения потока в опускных трубах. Нормальное поступление воды в опускные трубы может нарушиться при захвате вместе с водой пара из барабана, появлении в трубах пара вследствие образования вихревых воронок над их входными сечениями, а также при закипании воды в обогреваемых опускных трубах. Наличие пара в опускной системе уменьшает массу среды в ней и может рассматриваться как дополнительное сопротивление циркуляционного контура. Уменьшение давления среды в опускных трубах, Па, при наличии в ней пара определяется по формуле

$$\Delta S_{\text{пив}} = \bar{\varphi}_{\text{оп}} l (\gamma' - \gamma''), \qquad (10.56)$$

где $\bar{\varphi}_{\text{оп}}$ — среднее напорное паросодержание в опускных трубах; l — высота опускных труб, м.

Определяющим фактором захвата пара из барабана является скорость воды. При наличии в барабане перегородок, разделяющих подъемные и опускные трубы, если скорость воды в барабане составляет 0,2 м/с при давлении 10 МПа, захват пара имеет место при $\bar{\varphi}_{\text{оп}} \approx 0{,}05$. Захват пара в опускные трубы при присоединении их к нижним барабанам котла, а также к верхним барабанам многобарабанных котлов, в которые пароводяная смесь вводится в небольшом количестве, практически не имеет места.

На входе воды из барабана в опускную трубу при большой скорости может образоваться воронка, глубина которой сравняется с уровнем воды в барабане, в результате чего пар будет захватываться в опускные трубы. Для предотвращения образования такой воронки скорость воды на входе в опускные трубы должна удовлетворять условию $w_{\text{оп}} < 0{,}4$ м/с.

Нагретая в экономайзере питательная вода имеет энтальпию, близкую к энтальпии насыщения при данном давлении в барабане, поэтому возможно вскипание (кавитация) в месте ввода воды в трубы. Кавитация наступает, когда давление во входном сечении опускной трубы $p_{\text{вх}}$ становится меньше, чем давление пара в барабане. Для предотвращения кавитации необходимо, чтобы соблюдалось условие $p_{\text{вх}} < p_{\text{б}}$; это будет иметь место при давлении, создаваемом уровнем воды над опускной трубой, большем, чем

потеря давления на сопротивлении входа воды в трубу при данной скорости.

Давление на входе воды в опускные трубы, МПа,

$$p_{вх} = p_б + l_{оп}\gamma' \cdot 10^{-6} - \xi \frac{\rho' w_{оп}^2}{2} 10^{-6}. \qquad (10.57)$$

Коэффициент сопротивления входа можно принять $\xi = 1{,}5$. Тогда из формулы (10.57) следует, что для предотвращения кавитации должно быть соблюдено условие

$$l_{оп} \geqslant 1{,}5 \frac{\rho' w_{оп}^2}{2\gamma'}.$$

Надежность циркуляции при нестационарных режимах. В эксплуатации котлов при резких изменениях нагрузки, расхода топлива, давления и уровня воды в барабане котла возникают нестационарные режимы, влияющие на надежность циркуляции. При этом могут возникать застой и опрокидывание циркуляции в наименее обогреваемых трубах. При падении давления возникает парообразование в опускных трубах, увеличивающее их сопротивление. Резкое падение давления возможно, например, при увеличении расхода пара и недостаточном тепловыделении в топке. Падение давления в системе вызывает выделение дополнительной теплоты за счет теплоты, аккумулированной трубами, и теплоты перегрева воды. В подъемной трубе эта теплота расходуется на испарение воды и составляет

$$Q_{экр} = \left[G_м c_м \left(\frac{\partial t'}{\partial p} \right) + V_в \rho' \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right) \right] \frac{\partial p}{\partial \tau}, \qquad (10.58)$$

где $G_м$ и $c_м$ — масса и теплоемкость металла трубы; $\partial t'/\partial p$ и $\partial h/\partial p$ — изменения температуры и энтальпии воды на линии насыщения понижением давления; $\partial p/\partial \tau$ — изменение давления среды во времени; $V_в$ — объем воды.

В опускной трубе также выделяется дополнительная теплота, часть которой пойдет на нагрев воды до кипения при давлении в нижней части трубы, а оставшаяся теплота — на парообразование. Расход теплоты на нагрев воды до кипения определяется по формуле

$$Q_{дог} = G \frac{\partial h}{\partial p} \left(l_{оп} - \frac{\Delta p_{оп}}{\gamma'} \right) \gamma', \qquad (10.59)$$

где $l_{оп}$, $\Delta p_{оп}$ — высота и сопротивление опускных труб.

При повышении давления вследствие аккумуляции теплоты в пароводяной смеси уменьшается парообразование, увеличивается его неравномерность в подъемных трубах. Резкое повышение нагрузки при неизменном тепловыделении в топке потребует для повышения температуры металла и энтальпии пароводяной смеси затраты дополнитель-

гой теплоты, вследствие чего уменьшится парообразование в подъемной трубе и снизится давление циркуляции. Снижение парообразования в контуре циркуляции определится исходя из затраты этой дополнительной теплоты, определяемой по формуле

$$Q_{\text{акк}} = [G_{\text{м}} c_{\text{м}} (\partial t/\partial p) + V_{\text{см}} \rho_{\text{см}} (\partial h_{\text{см}}/\partial p)](\partial p/\partial \tau), \qquad (10.60)$$

где $\partial t/\partial p$ — изменение температуры пароводяной смеси при повышении давления; $V_{\text{см}}$ и $\rho_{\text{см}}$ — объем и плотность пароводяной смеси; $\partial h_{\text{см}}/\partial p$ — изменение энтальпии пароводяной смеси при повышении давления.

Скорость изменения давления может быть определена совместным решением уравнений материального и теплового балансов.

Уравнение материального баланса:

$$D_{\text{п в}} - D = \frac{d}{d\tau}(V_{\text{п}} \rho'' - V_{\text{в}} \rho'), \qquad (10.61)$$

где $D_{\text{п в}}$ и D — расход питательной воды и пара, кг/с; $V_{\text{п}}$ и $V_{\text{в}}$ — объемы пара и воды в испарительных трубах, м³.

Уравнение теплового баланса:

$$D_{\text{п.в}} h_{\text{п.в}} + Q_{\text{т}} - Dh'' =$$

$$= \frac{d}{d\tau}(V_{\text{п}} \rho'' h'' + V_{\text{в}} \rho' h' + G_{\text{м}} c_{\text{м}} t_{\text{м}}), \qquad (10.62)$$

где $Q_{\text{т}}$ — количество теплоты, подведенной к испарительным поверхностям нагрева; $t_{\text{м}} = t'$ — температура металла, принимаемая равной температуре кипения.

Максимально возможная скорость изменения давления в котле, МПа/с, при номинальной производительности, соответствующая мгновенному прекращению отбора пара при неизменном расходе топлива или прекращении подачи топлива при неизменном отборе пара, определяется из выражения

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} = \frac{1}{3{,}6 \cdot 10^3} \frac{Q_{\text{т}} + D_{\text{п.в}}\left(\dfrac{r\gamma''}{\gamma' - \gamma''} - \Delta h_{\text{эк}}\right) - \dfrac{r\gamma'}{\gamma'' - \gamma'} D}{V_{\text{в}} A + V_{\text{п}} B + G_{\text{м}} c_{\text{м}} \dfrac{\partial t_{\text{м}}}{\partial p}}, \qquad (10.63)$$

где $Q_{\text{т}}$ — тепловосприятие испарительных поверхностей котла, кВт; $D_{\text{п в}}$ — расход питательной воды в котле, кг/с; $V_{\text{в}}$, $V_{\text{п}}$ — объемы воды и пара в котле, м³; $G_{\text{м}}$ — активная масса металла кипятильных труб, коллекторов и барабана, кг; $\Delta h_{\text{эк}}$ — недогрев воды, поступающей в барабан, кДж/кг; $c_{\text{м}}$ — теплоемкость металла, кДж/(кг·К); A и B — симплексы, зависящие от давления, принимаемые по [3]. Выражение (10.63) получается при совместном решении (10.61) и (10.62).

Числитель выражения (10.63) показывает разницу между коли-

чеством теплоты, поступившей в котел и отданной с паром, а знаменатель характеризует количество теплоты, воспринимаемой или отдаваемой рабочим телом и металлом при изменении давления.

При падении давления кипение в опускных трубах не допускается при скоростях в них 0,8 м/с, а во всасывающих трубопроводах котлов с многократно-принудительной циркуляцией — при любых значениях скоростей.

Наибольшая возможная скорость изменения давления в первую минуту после нанесения возмущения при давлении в котле 2—10 МПа составит примерно 0,008—0,03 МПа/с. Через 5 мин после нанесения возмущения скорость падения давления снижается в 2 раза, а через 10 мин — в 4 раза по отношению к скорости в первую минуту. При значительной скорости потока (большей 0,8 м/с) в опускных трубах возникающие при падении давления пузырьки пара увлекаются из опускных в подъемные трубы и нарушения нормальной циркуляции в контуре не происходит. При малых скоростях потока закипание воды в опускных трубах недопустимо, так как может привести к застою и опрокидыванию циркуляции. Допустимая скорость падения давления, МПа/с, при которой отсутствует парообразование в опускных трубах, определяется по формуле

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} = \frac{\dfrac{\partial h'}{\partial p}\left(l_{\text{оп}} - \dfrac{\Delta p_{\text{оп}}}{\gamma'}\right) 10^{-4} - \Delta h_{\text{сн}} - \dfrac{Q_{\text{оп}}}{\omega_{\text{оп}} l_{\text{оп}} \gamma'} \dfrac{1}{3{,}6 \cdot 10^3}}{\dfrac{\partial h'}{\partial p}\dfrac{l_{\text{оп}}}{\omega_{\text{оп}}} + \dfrac{G_{\text{м}}}{\omega_{\text{оп}} F_{\text{оп}} \gamma'} c_{\text{м}} \dfrac{\partial t}{\partial p}}, \tag{10.64}$$

где $\Delta p_{\text{оп}}$ — сопротивление опускной системы при исходном режиме, Па; $Q_{\text{оп}}$ — тепловосприятие опускных труб, кВт; $G_{\text{м}}$ — масса металла опускной системы, кг; $F_{\text{оп}}$ — площадь сечения опускных труб, м^2.

В числителе выражения (10.64) указана разница между количествами теплоты, поступившей в котел и отданной паром, в знаменателе — количество теплоты, воспринятой или отданной рабочим телом и металлом при изменении давления.

Максимальная скорость подъема давления должна быть не больше 0,01—0,03 МПа/с для среднего и 0,04—0,08 МПа/с для высокого и сверхвысокого давления.

10.5. ГИДРОДИНАМИКА ПРЯМОТОЧНЫХ КОТЛОВ

Движение потока воды, пароводяной смеси и пара в трубах прямоточного котла (рис. 10.12) описывается общими уравнениями гидродинамики, приведенными в § 10.4. Перепад давления в трубах вертикальных панелей или в витке можно представить как сумму потерь давления на трение,

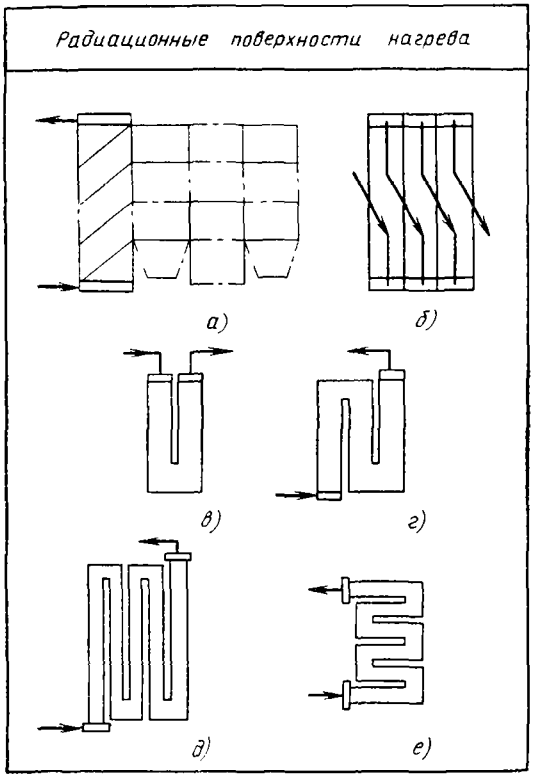


Рис. 10.12. Схемы гидравлическнх контуров поверхностей нагрева с принудительным движением рабочего тела:

а — горизонтальная навивка экранов; *б* — вертикальные панели; *в* — U-образная панель; *г* — N-образная панель; *д* — многоходовая вертикальная панель; *е* — многоходовая горизонтальная панель

местные сопротивления, ускорение и подъем жидкости:

$$p_{эл} = \Delta p_{тр} + \Sigma\Delta p_{м} + \Delta p_{уск} + \Delta p_{нив}. \qquad (10.65)$$

При рассмотрении гидродинамики труб потери нивелирные и на ускорение можно не учитывать вследствие малого их значения относительно потерь напора на трение и местные сопротивления, МПа; тогда

$$\Delta p_{эл} = \Delta p_{тр} + \Sigma\Delta p_{м}.$$

Потерю давления на трение и местные сопротивления,

Па, можно выразить формулой

$$\Delta p_{эл} = \lambda_{об} \frac{l}{d} \frac{\bar{\rho}_{см} \omega_{см}^2}{2}, \qquad (10.66)$$

где $\lambda_{об} = \psi\lambda + \Sigma\xi_{см} d/l$ — обобщенный коэффициент трения и местных сопротивлений.

В выражении (10.66) скорость пароводяной смеси выразим через ее расход, а площадь проходного сечения трубы — через ее внутренний диаметр, тогда

$$\Delta p_{эл} = aG^2 \bar{v}_{см} l, \qquad (10.67)$$

где $a = \lambda_{об} \frac{16}{2\pi^2 d^5}$.

При равномерном обогреве витка часть его, занятая водой, определяется по формуле

$$l_{вод} = \frac{h' - h_0'}{Q} Gl, \qquad (10.68)$$

где h' и h_0' — энтальпии воды в точке насыщения и воды, поступающей в виток, кДж/кг; Q — тепловой поток, кВт; G — массовый расход пароводяной смеси, кг/с; l — длина витка, м.

Часть витка, занятая пароводяной смесью, определяется по формуле

$$l_{см} = \frac{x_{вых} r}{Q} Gl, \qquad (10.69)$$

где $x_{вых} = \frac{Q}{Gr} - \frac{h' - h_0'}{r}$ — массовое паросодержание смеси на выходе из витка; r — теплота парообразования, кДж/кг.

Сопротивление трубы, Па, складывается из сопротивлений участка с водой и с пароводяной смесью:

$$\Delta p_{эл} = \Delta p_{вод} + \Delta p_{см}. \qquad (10.70)$$

Из выражений (10.67)—(10.69) получаем

$$\Delta p_{вод} = aG^3 \frac{(h' - h_0')}{Q} \bar{v}_{вод} l; \qquad (10.71)$$

$$\Delta p_{см} = aG^3 \frac{x_{вых} r}{Q} \bar{v}_{см} l. \qquad (10.72)$$

Подставляя в формулу (10.70) значения входящих в нее величин, после приведения подобных членов получаем известное уравнение гидродинамической характеристики тру-

бы — зависимость перепада давления в трубе от расхода протекающей в ней среды:

$$\Delta p_{эл} = AG^3 - BG^2 + CG, \qquad (10.73)$$

где $A, B, C = f(\bar{v}, \bar{v}_{см}, h', h_0', r, Q, a)$.

Гидродинамическая характеристика движения потока среды в трубе прямоточного котла показана на рис. 10.13.

При некотором перепаде давления между коллекторами, объединяющими трубы котла, равном $\Delta p_к$, кривая $\Delta p = f(G)$ пересекается с прямой $\Delta p_к = \text{const}$ в трех точках. Соответственно расходы среды через разные трубы будут равны G_1, G_2, G_3. Разные расходы рабочего тела при одном и том же перепаде давлений в трубах $\Delta p_к$ возможны только при различных удельных объемах рабочего тела $\bar{v}$ в этих трубах. Наименьший расход G_1 соответствует наибольшему удельному объему $\bar{v}_{пар}$. Наибольший расход G_3 соответствует протеканию среды с наименьшим удельным объемом $\bar{v}_{вод}$. Расходу G_2 соответствует пароводяная смесь при докритическом давлении. Гидродинамическая характеристика, при которой через отдельную трубу может протекать пар, пароводяная смесь или вода, является неустойчивой. При небольшом расходе пара и малой его скорости стенки трубы перегреты, что может вызвать выход ее из строя. Для обеспечения надежной работы котла гидродинамическая характеристика должна быть выравнена так, чтобы каждому значению Δp соответствовало только одно значение G.

Устойчивость гидродинамической характеристики. Выравнивание гидродинамической характеристики может быть достигнуто путем установки дроссельных шайб на входе воды в трубы. Сопротивление дроссельной шайбы, Па,

$$\Delta p_ш = \frac{\xi \rho_{вод} w_0^2}{2}. \qquad (10.74)$$

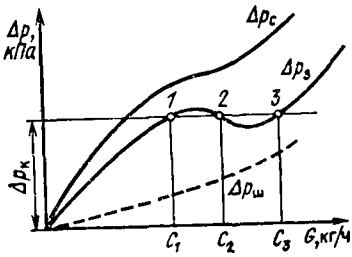


Рис. 10.13. Гидравлическая характеристика змеевика прямоточного котла

Выражая скорость воды на входе в шайбу $w_{0\,вод}$ через расход, получаем

$$\Delta p_ш = \psi_ш G^2, \qquad (10.75)$$

где $\psi_ш = 0{,}81\ (\xi v_{вод})/d^4$; здесь $v_{вод}$ — удельный объем воды при входе в трубы.

Складывая перепады в трубе и дроссельной шайбе, получаем суммарную кривую $\Delta p_с = \Delta p + \Delta p_ш$. При этом можно выбрать такое сопротивление шайбы, при котором характеристика движения потока среды в трубе будет устойчивой (рис. 10.12).

В общее сопротивление трубы входят потеря давления на ускорение потока пароводяной смеси и нивелирная составляющая. Потерю давления на ускорение потока можно определить по (10.14), заменив $1/\rho_{см} = v_{см}$ и приняв $v_{см}$ по (10.8); тогда

$$\Delta p_{уск} = (\rho w^2)(x_{кон} - x_{нач})(v'' - v'), \qquad (10.76)$$

где $x_{кон}$ и $x_{нач}$ — массовые паросодержания смеси в конце и начале участка (в начале участка испарения $x_{нач} = 0$); v' и v'' — удельные объемы смеси в начале и конце участка.

Нивелирная составляющая потери давления, Па, определяется отдельно для экономайзерных, испарительных и пароперегревательных участков витка, а затем суммируется:

$$\Delta p_{нив} = \Sigma (l_i \bar{\gamma}_i),$$

где l_i — высота отдельного участка, м; $\bar{\gamma}_i$ — средний удельный вес воды, пароводяной смеси или пара, Н/м^3.

Нивелирный перепад давлений принимается со знаком плюс для участков с подъемным движением и со знаком минус — с опускным движением.

В прямоточных котлах применяют вертикальные экранные трубы с подъемно-опускным движением потока при подводе воды снизу и с выходом пароводяной смеси сверху. Для обеспечения устойчивой, однозначной характеристики движения потока среды при двух- и трехходовом подъемно-опускном движении необходимы большие скорости потока пароводяной смеси. При докритическом давлении массовая скорость потока должна быть $\rho w > 1500$ кг/(м$^2 \cdot$с). При закритическом давлении характеристика устойчива только на участках при $\rho w > 2300$ кг/(м$^2 \cdot$с).

Прямоточные котлы имеют большое число параллельно включенных витков и выполняются с двумя и более независимыми потоками рабочей среды, количество которой на каждый поток составляет 120 кг/с и более. При этом ширина витков в каждом потоке становится значительной и возможен различный обогрев отдельных труб.

Тепловая неравномерность труб оценивается коэффициентом

$$\eta = Q_{макс}/Q_{ср},$$

где $Q_{макс}=G_1\Delta h_{макс}$ и $Q_{ср}=G_{ср}\Delta h_{ср}$ — максимально допустимое и среднее тепловосприятие витков; G и $G_{ср}$ — расходы в витках с максимальным и средним тепловосприятием; $\Delta h_{макс}$ и $\Delta h_{ср}$ — максимальное и среднее тепловосприятие рабочей среды в витках.

При равных перепадах давлений между коллекторами для труб с максимальным и средним тепловосприятием расходы G_1 и $G_{ср}$ пропорциональны удельным объемам пароводяной смеси, тогда

$$\eta = \frac{\Delta h_{макс}}{\Delta h_{ср}} \sqrt{\frac{\bar{v}_{ср}}{\bar{v}'}}, \qquad (10.77)$$

где $\bar{v}_{ср}$, $\bar{v}'$ — средние по длине удельные объемы пароводяной смеси для витков со средним и максимальным тепловосприятием.

Для радиационных поверхностей нагрева $\eta \approx 1{,}1 \div 1{,}25$, для конвективных $\eta = 1{,}3$.

Во избежание чрезмерного перегрева труб с максимальным расходом G_1 необходимо, чтобы значение η не было меньше максимального коэффициента неравномерности тепловосприятия по ширине параллельно включенных витков. Для снижения влияния тепловой неравномерности применяется установка шайб на входе воды в трубы.

Пульсирующий расход рабочей среды. В процессе эксплуатации прямоточных котлов с разомкнутой схемой циркуляции докритического давления возможно нарушение установившегося режима, при котором возникает пульсация расхода, а следовательно, массовой скорости рабочей среды. Различают *общекотловые* и *межвитковые пульсации.*

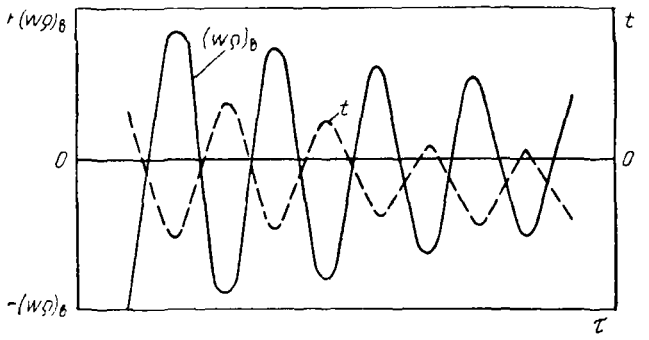


Рис. 10.14. Характер затухающих колебаний и автоколебаний в трубе прямоточного котла

Общекотловые пульсации представляют собой колебания расхода рабочей среды в отдельных элементах, контурах и в котле в целом. Общекотловые пульсации являются затухающими и после устранений возмущений, которыми являются изменения обогрева труб, давления и температуры питательной воды, они затухают (рис. 10.14). Пульсации расхода рабочей среды в отдельном витке при устранении возмущений могут самопроизвольно не прекращаться. После минимального расхода среды в данной трубе снова расход может возрастать. Такое явление называют межвитковой пульсацией, и оно может происходить при постоянном общем расходе среды через параллельно включенные трубы [3].

10.6. ГИДРОДИНАМИКА КОТЛОВ С МНОГОКРАТНОЙ ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

В котле с многократной принудительной циркуляцией сопротивление испарительной системы преодолевается за счет давления, создаваемого циркуляционным насосом. Кратность циркуляции $\kappa = 6 \div 10$. Гидравлическая характеристика витка таких котлов так же, как и у котлов прямоточных, определяется выражением $\Delta p_{эл} = AG^3 - BG^2 + cG$, где коэффициенты A, B, C те же, что и в формуле (10.73).

Вследствие значительной кратности циркуляции энтальпия воды, поступающей в испарительную систему, даже при недогреве воды в экономайзере будет близка к энтальпии при температуре насыщения и экономайзерный участок витка будет значительно меньше, чем в прямоточном котле. Соответственно будет меньше сопротивление между начальным и конечным участками витка. В результате гидродинамическая характеристика будет более устойчивой, чем у прямоточного котла.

Вследствие увеличенного расхода рабочего тела в циркуляционной системе необходимо применение многих параллельно включенных витков. Массовая скорость в витках по условиям предотвращения расслоения пароводяной смеси и обеспечения интенсивного теплоотвода от стенки трубы должна быть $\rho w = 1100 \div 1500$ кг/(м^2·с). Тепловая разверка в параллельно включенных витках может быть значительной, определяется она по формуле (10.44). При этом начальное паросодержание в витке принимается $x = 0$, а конечное $x_{кон} = 1/\kappa$. Соответственно среднее паросодер-

жание $x_{ср}=0{,}5/\kappa$. Значительная длина витков и малое значение $\Delta h_{эк}$ создают условия для возникновения пульсаций.

В целях снижения влияния тепловой неравномерности и предотвращения межвитковой пульсации необходима установка шайб на входе воды в трубы змеевиков. При установке шайб тепловая неравномерность определяется по формуле

$$\eta = \frac{\Delta h_{макс}}{\Delta h_{ср}} \sqrt{\frac{al\bar{v}_{ср} + \psi_{ш}}{al\bar{v} + \psi_{ш}}}, \qquad (10.78)$$

где $\Delta h_{макс}$ и $\Delta h_{ср}$ — максимальное и среднее в поверхности нагрева приращения энтальпии, кДж/кг.

Значения остальных величин, входящих в эту формулу, указаны ранее.

В результате установки шайб происходит перераспределение расхода пароводяной смеси по виткам, что наглядно видно из гидродинамических характеристик витков с максимальным и средним тепловосприятием без шайб и с шайбами, показанными на рис. 10.13. Расход воды через витки с максимальным тепловосприятием при наличии шайб приблизится к среднему, и, следовательно, уменьшится влияние тепловой неравномерности.

Основы гидравлического расчета котлов с многократно-принудительной циркуляцией. Целью такого расчета обычно является выявление надежности испарительных поверхностей нагрева при принятых его конструктивных характеристиках и определение подачи и давления циркуляционных насосов.

Перепад давления в элементах системы, Па, определяется как сумма перепадов давления в отдельных участках:

$$\Delta p_{эл} = \Sigma p_{уч}. \qquad (10.79)$$

Перепад давления в участках, Па, определяется по формуле

$$\Delta p_{уч} = \Delta p_{ш} + \Delta p_{тр} + \varepsilon\Delta p_{м} + \Delta p_{нив} + \Delta p_{уск}, \qquad (10.80)$$

где $\Delta p_{ш}$, $\Delta p_{тр}$, $\varepsilon\Delta p_{м}$. $\Delta p_{нив}$, $\Delta p_{уск}$ — потери давления в дроссельной шайбе, от трения, в местных сопротивлениях, нивелирная и на ускорение потока, Па.

Потери давления в дроссельной шайбе, Па,

$$\Delta p_{ш} = \xi_0 \left(\frac{d}{d_{ш}}\right)^4 \frac{\rho w^2}{2}, \qquad (10.81)$$

где d, $d_{ш}$ — диаметры трубы и отверстия шайбы, м; ρ — плотность воды, кг/м^3; w — скорость воды в трубе, м/с; ξ_0 — коэффициент сопротивления шайбы, при $d/d_{ш}=0{,}2\div0{,}4$ $\xi_0=2\div1{,}5$.

Можно принимать, что экономайзерный и перегревательный участки равны нулю, тогда потеря давления от трения и в местных сопротивлениях в витке определяется по формулам (10.17) и (10.19). При этом длина витка, м,

$$l'_{эл} = l - l_{до},$$

где l и $l_{до}$ — полная и необогреваемая длины витка, м.

Нивелирный перепад давлений, Па, при докритическом давлении определяется как алгебраическая сумма масс среды на отдельных участках. При отсутствии экономайзерного и пароперегревательного участков

$$\Delta p_{нив} = \pm \Sigma l_{исп} \bar{\gamma}_{исп}, \qquad (10.82)$$

где $l_{исп}$ — высота испарительного витка, м; $\bar{\gamma}_{исп}$ — средний удельный вес среды в испарительных участках витка, Н/м^3.

Для участков с подъемным движением нивелирный перепад давления принимается со знаком плюс и для опускных — со знаком минус.

Потеря давления от ускорения потока при докритическом давлении в котле не учитывается.

На основе результатов расчета потерь давления в элементах испарительной системы при разных режимах ее работы обычно при расходах среды, соответствующих 15, 50, 100 и 150 % расчетной производительности котлов, могут быть построены их гидравлические характеристики $G=f(\Delta p)$, которые дают возможность проверить надежность циркуляции в каждом элементе системы и выявить их гидравлическую и тепловую разверку.

10.7. ГИДРОДИНАМИКА ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ

Водогрейные котлы обычно выполняют с прямоточным движением воды. Конструктивно поверхности нагрева состоят из труб малого диаметра в виде вертикальных экранных панелей, расположенных на стенках топочной камеры, и горизонтальных пакетов змеевиков, размещенных за топкой.

Гидравлическое сопротивление в системе поверхностей нагрева преодолевается за счет давления, создаваемого сетевыми насосами, подающими воду из теплосети после ее охлаждения. Движение воды в трубах описывается уравнением (10.13). Перепад давления в элементах поверхностей нагрева определяется по (10.80). В результате тепловой и гидравлической неравномерности при подогреве воды до температуры, близкой к температуре насыщения пара, при данном давлении и при малых скоростях движения по-

тока воды в отдельных трубах экранных панелей и горизонтальных змеевиков пакетов могут возникнуть парообразование и неустойчивый гидравлический режим, следствием этого может быть недопустимое повышение температуры металла наиболее теплонагруженных труб и возникновение гидравлических ударов.

Для выявления распределения потоков воды в параллельно включенных трубах экранных панелей и змеевиковых пакетах для каждого циркуляционного контура строится его гидродинамическая характеристика $\Delta p = f(\omega\rho)$.

Гидродинамические характеристики экранной панели с подъемно-опускным движением воды при различных тепловых нагрузках в области малых значений массовых расходов воды имеют минимум потерь давления, что характеризует область неустойчивой гидродинамики в трубах. Повышение тепловой нагрузки вызывает возникновение неустойчивой гидродинамики при более высокой массовой скорости воды. Область при массовых скоростях $\omega\rho = 600 \div 900$ кг/(м^2·с) относится к области работы с наличием парообразования в отдельных трубах с возникновением при этом гидравлических ударов. При давлении в котле 0,7—0,9 МПа, скорости потока воды 1,4—1,6 м/с и удельных тепловых нагрузках до 350—400 кВт обеспечивается устойчивая гидродинамическая характеристика без образования пара в поверхностях нагрева. Установка шайб при параллельных циркуляционных контурах и труб в экранах и горизонтальных пакетов при указанных скоростях потока не требуется.

10.8. ГИДРОДИНАМИКА ЭКОНОМАЙЗЕРА

В современных котлах экономайзер выполняется из секций, состоящих из ряда параллельно включенных змеевиков, объединенных на входе и выходе горизонтальными коллекторами. Перепад давления в элементе экономайзера, Па, определяется по формуле

$$\Delta p_{эл} = \Delta p_{тр} + \Sigma\Delta p_{м} + \Delta p_{уск} + \Delta p_{нив}, \qquad (10.83)$$

где $\Delta p_{тр}$, $\Sigma\Delta p_{м}$, $\Delta p_{нив}$ и $\Delta p_{уск}$ — потери давления от трения, местных сопротивлений, нивелирная и потери на ускорение в потоке, Па.

Средние длины экономайзерных участков кипящих экономайзеров, м

$$l_{эк} = \bar{l}_{до} + l_{об}\frac{h' - h_{н}}{\Delta h_{эк}},$$

где $l_{до}$ и $l_{об}$ — длина участка до обогрева и общая, м; h', $h_н$ и $h_{эк}$ — энтальпии пароводяной смеси на выходе из экономайзера, воды при температуре насыщения и приращение энтальпии в экономайзере, кДж/кг.

Длина участков с пароводяной смесью кипящего экономайзера, м,

$$l_{исп} = l - l_{эк},$$

где l — общая длина трубы экономайзера, м; $l_{эк}$ — длина экономайзерного участка, м; $l_{исп}$ — длина испарительной зоны трубы, м.

Для определения перепадов давления и распределения расходов рабочей среды по параллельным потокам в экономайзере строят гидравлические характеристики, т. е. зависимости сопротивления элемента экономайзера от массового расхода среды $G=f(\omega\rho)$, на основании которых можно судить о гидравлических разверках параллельно включенных труб и надежности их работы при различных нагрузках котла. Гидравлический режим экономайзера определяет нормальные температурные условия работы металла труб. Перегрев труб возможен при застое потока рабочего тела в отдельных трубах при пульсации потока, при наличии парообразования в некипящих экономайзерах, при наличии отложений накипи на трубах. Нарушение нормального охлаждения горизонтальных труб кипящих экономайзеров может быть при расслоении в них потока воды и пара.

Для исключения гидродинамической неустойчивости движения воды в параллельно включенных змеевиках экономайзера при их различной удельной тепловой нагрузке, а также в целях надежного охлаждения металла труб необходимо создание значительных массовых скоростей потока в элементах экономайзера, например в некипящих конвективных элементах — 500—600 кг/(м^2·с). При торцевом подводе и отводе воды в коллекторах некипящих экономайзеров коэффициент гидравлической разверки отдельных труб определяется по формуле

$$\rho_г = 1/\sqrt{\eta_г}, \qquad (10.84)$$

где $\eta_г$ — коэффициент гидравлической неравномерности. Обычно значение $\rho_г$ для некипящих экономайзеров 0,9, а для кипящих экономайзеров 0,8.

Проверка застоя и опрокидывание циркуляции в кипящих экономайзерах производится так же, как в испари-

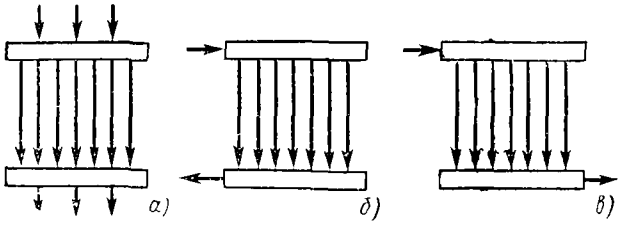


Рис. 10.15. Гидродинамические схемы пароперегревателей:
а — схема Ш; *б* — схема П; *в* — схема Z

тельной системе при принудительной циркуляции. Во избежание перегрева разверенных труб кипящего экономайзера паросодержание в них не должно превышать 15—20 %.

10.9. ГИДРОДИНАМИКА ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Расположение пароперегревателя в газовом тракте котлов с естественной и принудительной циркуляцией, а также конструкции пароперегревателя рассмотрены в гл. 18 и 19.

Возможные схемы включения пароперегревателя в паровой тракт показаны на рис. 10.15.

Для выяснения равномерности распределения пара по параллельно включенным змеевикам пароперегревателя рассмотрим работу выходного и входного коллекторов при схеме Z и П. При движении потока пара в коллекторе преодолеваются сопротивления и поэтому меняется давление пара. Сопротивления коллекторов на трение и местные потери, Па, определяются по формулам:

для входного коллектора

$$\Delta p_{вх} = \xi_{вх} \frac{\rho_{вх} w_{вх}^2}{2}; \qquad (10.85)$$

для выходного коллектора

$$\Delta p_{вых} = \xi_{вых} \frac{\rho_{вых} w_{вых}^2}{2}, \qquad (10.86)$$

где $\xi_{вх}$ и $\xi_{вых}$ — суммарные коэффициенты гидравлического сопротивления входного и выходного коллекторов ($\xi_{вх} \approx \approx 0{,}8$; $\xi_{вых} \approx 1{,}25$); $w_{вх}$ и $w_{вых}$ — скорости пара во входном и выходном коллекторах, м/с; $\rho_{вх}$ и $\rho_{вых}$ — плотности пара во входном и выходном коллекторах, кг/м^3.

При изменении осевой скорости пара от $w_{вх}$ до 0 изменяется его давление:

для входного коллектора на

$$\Delta p_{вх}^{ск} = \rho_{вх} w_{вх}^2;$$

для выходного коллектора на

$$\Delta p_{вых}^{ск} = \rho_{вых} w_{вых}^2.$$

Во входном коллекторе скоростной напор расходуется на повышение давления, в выходном — создается за счет снижения давления.

Влияние скоростного напора во входном коллекторе больше воздействия сопротивления, $\Delta p_{вх}^{ск}/\Delta p_{вх} \approx 2{,}5$. Поэтому давление в нем будет возрастать по ходу пара и $p'_{в} > < p''_{вх}$. При этом $p''_{вх} = p'_{вх} - \Delta p_{вх} + \Delta p_{вх}^{ск}$. В выходном коллекторе давление будет уменьшаться:

$$p''_{вых} = p'_{вых} - \Delta p_{вых} - \Delta p_{вх}^{ск}.$$

Распределение давлений в коллекторах с учетом гидравлического сопротивления змеевиков $\Delta p_{зм}$ для включения секций пароперегревателя по схемам П и Z показано на рис. 10.16. Максимальный и минимальный перепады давления в пароперегревателе:

для схемы П

$$\left.\begin{aligned} \Delta p_{мак} &= \Delta p_{зм} + \Delta p_{вых} + \Delta p_{вых}^{ск}; \\ \Delta p_{мин} &= \Delta p_{зм} - \Delta p_{вх} + \Delta p_{вх}^{ск}; \end{aligned}\right\} \qquad (10.87)$$

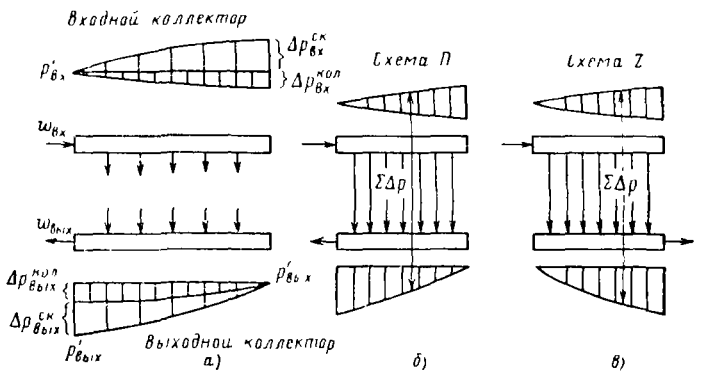


Рис. 10.16. Изменения и перепады давления в коллекторах:

а — изменение давления в коллекторах; *б* — перепад давления в коллекторах пароперегревателя при схеме П; *в* — перепад давления в коллекторах пароперегревателя при схеме Z

для схемы Z

$$\Delta p_{\text{макс}} = \Delta p_{\text{эм}} - \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вх}}^{\text{ск}} + \Delta p_{\text{вых}} + \Delta p_{\text{вых}}^{\text{ск}}; \quad (10.88)$$

$$\Delta p_{\text{мин}} = \Delta p_{\text{эм}}.$$

Из формул (10.87) и (10.88) видно, что схема Z дает бо́льшую разность перепадов давлений для различных сторон пароперегревателя и создает более неравномерное распределение пара по отдельным змеевикам. В трубах с минимальным перепадом давления будет проходить уменьшенное количество пара. При одинаковом обогреве змеевиков часть их будет выдавать более перегретый пар.

Схему включения Ш можно представить выполненной из нескольких частей, соединенных по схеме П соответственно числу подводов и отводов пара. При этом входной и выходной коллекторы разделяются на короткие участки, каждый из которых имеет несколько змеевиков. Для короткой части секции пароперегревателя значения $\Delta p_{\text{макс}}$ и $\Delta p_{\text{мин}}$ будут почти одинаковы, поэтому схема Ш при равномерном обогреве змеевиков будет давать наиболее равномерное распределение пара по змеевикам. Неравномерность распределения пара по змеевикам пароперегревателя при одинаковой поверхности их нагрева характеризуется неравномерностью тепловосприятия

$$\eta_{\text{т}} = q_{\text{тр}}/q_{\text{ср}},$$

где $q_{\text{тр}}$ и $q_{\text{ср}}$ — тепловосприятие развернутой трубы и среднее тепловосприятие для параллельно включенных змеевиков.

Неравномерность тепловосприятия изменяется в широких пределах в зависимости от места расположения змеевиков $\eta_{\text{т}} = 0{,}7 \div 1{,}4$ и коэффициента гидравлической разверки

$$\rho_{\text{г}} = D_{\text{тр}}/D_{\text{ср}},$$

где $D_{\text{тр}}$ и $D_{\text{ср}}$ — массовые расходы пара, проходящего через развернутую трубу и среднего по параллельно включенным змеевикам.

Коэффициент гидравлической разверки зависит от перепада давления в змеевиках и может быть выражен через давление и удельные объемы пара:

$$\rho_{\text{г}} = \sqrt{(\Delta p_{\text{тр}}\, \bar{v}_{\text{ср}})/(\Delta p_{\text{ср}}\, v_{\text{тр}})}, \quad (10.89)$$

где $\Delta p_{\text{тр}}$ и $\Delta p_{\text{ср}}$ — сопротивление развернутой трубы и средней трубы змеевика, Па; $\bar{v}_{\text{ср}}$ и $v_{\text{тр}}$ — средний удельный объ-

ем пара, проходящего через змеевики, и объем пара, проходящего через разверенную трубу, кг/м^3.

Средний расход пара, проходящего через змеевики пароперегревателя,

$$D_{ср} \approx 0{,}5\,(D_{макс} + D_{мин}),$$

тогда тепловая разверка определится по формуле

$$\rho_q = 0{,}5\,(D_{макс} + D_{мин})/D_{мин}.$$

Заменяя в этом выражении расход пара через давление и его удельные объемы, окончательно получаем итоговую характеристику тепловой разверки труб и, следовательно, оценку приращения энтальпии пара по отношению к средней в виде формулы

$$\rho_q = 0{,}5\eta_т \sqrt{\frac{\Delta p_{макс}\,\bar{v}_2}{\Delta p_{мин}\,\bar{v}_1} + 1}, \qquad (10.90)$$

где $\bar{v}_1$, $\bar{v}_2$ — средние удельные объемы пара с максимальным и минимальным его расходом в змеевиках.

Допустимый коэффициент тепловой разверки в змеевиках пароперегревателя определяется максимально допустимой температурой стенки трубы при соответствующей энтальпии пара по формуле

$$\rho_{доп} = (h''_{доп} - h')/(h''_{ср} - h'), \qquad (10.91)$$

где $h''_{доп}$, $h''_{ср}$ и h' — наибольшая допускаемая энтальпия пара, конечная энтальпия пара для труб со средним расходом и энтальпия пара на входе в трубу, кДж/кг. Во избежание перегрева труб должно быть $\rho_q < \rho_{доп}$.

Рекомендуются следующие схемы включения пароперегревателя в паровой тракт с учетом тепловой разверки змеевиков. В конвективных пароперегревателях котлов низкого и среднего давления, а также в промежуточных пароперегревателях сверхвысоких параметров целесообразно применять схемы Ш с равномерным подводом и отводом пара. При устойчивой тепловой неравномерности применяется иногда схема Z, скомпонованная так, чтобы взаимно скомпенсировать гидравлическую разверку и тепловую неравномерность.

Глава одиннадцатая

АЭРОДИНАМИКА ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА

11.1. СИСТЕМЫ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА

Нормальная работа котла возможна при условии непрерывной подачи в топку воздуха, необходимого для горения топлива, и удаления в атмосферу продуктов сгорания после их охлаждения и очистки от твердых частиц. Схемы организации подачи воздуха в топку и перемещения продуктов сгорания в газоходах котла показаны на рис. 11.1.

В системе с естественной тягой (рис. 11.1, *а*) сопротивления движению потока воздуха и продуктов сгорания преодолеваются за счет разности давлений воздуха, поступающего в топку, и продуктов сгорания, удаляемых через дымовую трубу в атмосферу. В этом случае весь газовоз-

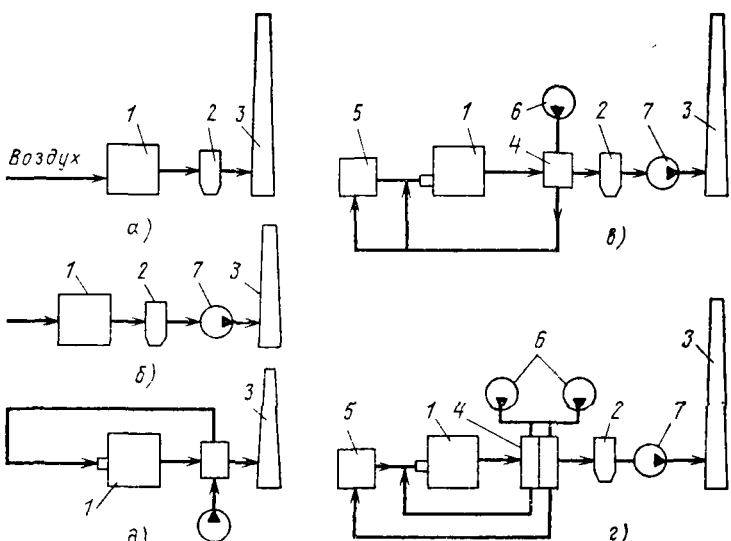


Рис. 11.1. Схемы газовоздушного тракта котлов:

а — система с естественной тягой, создаваемой дымовой трубой; *б* — система с подачей воздуха и удалением продуктов сгорания дымососом и трубой; *в* — система с подачей воздуха вентилятором и удалением продуктов сгорания дымососом и трубой; *г* — система с подачей воздуха раздельно в пылеприготовительную установку и топку двумя вентиляторами и с удалением продуктов сгорания дымососом и трубой; *д* — система с подачей воздуха вентилятором и с удалением продуктов сгорания за счет давления в газовом тракте; *1* — котел; *2* — золоуловитель; *3* — дымовая труба; *4* — воздухоподогреватель; *5* — пылеприготовительная установка; *6* — вентилятор; *7* — дымосос

душный тракт находится под разрежением. Эта система применяется в котлах малой мощности при малых сопротивлениях движению потоков воздуха и продуктов сгорания. В системе, представленной на рис. 11.1, *б*, сопротивления воздушного и газового трактов преодолеваются за счет разрежения, создаваемого дымососом и трубой. Такая система применяется в котлах малой мощности, работающих на газе и мазуте и не имеющих воздухоподогревателя. В системе, представленной на рис. 11.1, *в*, подача воздуха в топку осуществляется вентилятором, а продукты сгорания удаляются дымососом. В этом случае воздушный тракт находится под давлением, а газовый тракт под разрежением. При наличии различных сопротивлений движению в системе параллельных потоков воздуха применяется подача его в каждый поток индивидуальными вентиляторами, что уменьшает общий расход электроэнергии на их привод (рис. 11.1, *г*). При применении рециркуляции части воздуха, подогретого в воздухоподогревателе, для повышения температуры воздуха перед входом в последний или при подаче части продуктов сгорания в топку для снижения температуры в ней система газовоздушного тракта усложняется дополнительными вентиляторами и дымососами. Системы, представленные на рис. 11.1, *в* и *г*, применяются преимущественно в современных котлах средней и большой мощности. В системе, представленной на рис. 11.1, *д*, сопротивления воздушного и газового тракта преодолеваются вентилятором. При этом газоходы котла находятся под давлением. Такая система используется для котлов, работающих на газе и мазуте. При всех системах газовоздушного тракта охлажденные продукты сгорания должны проходить очистку от частиц уноса и желательно от токсичных газов и удаляться наружу высокими дымовыми трубами, что способствует их рассеиванию в атмосфере.

11.2. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Движение реального потока дымовых газов и воздуха в котле представляет собой сложный случай турбулентного движения сжимаемой жидкости при неадиабатных условиях. В процессе движения потока газов и воздуха в газоходах и поверхностях нагрева котла изменяются температура, плотность и давление газа. В общем случае движение вязкой и теплопроводящей жидкости описывается уравнением Навье — Стокса, уравнением сплошности, уравнением

переноса теплоты и термодинамическими уравнениями, характеризующими состояние среды и зависимость ее энтальпии от давления и температуры.

При малых перепадах давлений, малых скоростях установившегося движения и неизменной температуре продукты сгорания и воздух на элементарных участках газовоздушного тракта могут рассматриваться как идеальные, несжимаемые и невязкие газы. Тогда энергетический баланс для элементарной струи таких газов может быть выражен уравнением Бернулли

$$z\rho g + \frac{w^2\rho}{2} + p = \text{const}, \qquad (11.1)$$

где z — геометрическая высота центра тяжести данного сечения потока; $w^2\rho/2$ — удельная кинетическая энергия потока на данном уровне, отнесенная к секундному массовому расходу; w — скорость потока; ρ — плотность потока; p — энергия давления или потенциальная энергия потока.

Движение газов в газовоздушном тракте сопровождается потерей энергии, затрачиваемой на преодоление действия сил турбулентного трения потока газа о твердые поверхности и между слоями потока. На преодоление трения при движении потока необходимо располагать избыточным давлением, которое уменьшается по мере прохождения потока через данный элемент тракта.

Падение давления потока идеального газа может быть определено из рассмотрения уравнений Бернулли для уровней I и II вертикального элемента тракта (рис. 11.2):

для уровня I

$$z_1\rho_1 g + \frac{w_1^2\rho_1}{2} + p_1 = \text{const}; \qquad (11.2)$$

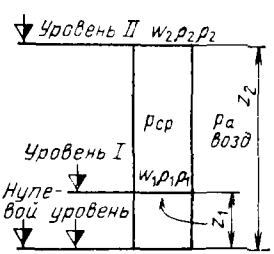


Рис. 11.2. Вертикальный элемент газовоздушного тракта

для уровня II

$$z_2\rho_2 g + \frac{w_2\rho_2}{2} + p_2 = \text{const}, \qquad (11.3)$$

где z_1 и z_2 — высоты уровней I и II относительно условного уровня отсчета; g — ускорение силы свободного падения; ρ_1 и ρ_2 — плотность потока на уровнях I и II; w_1 и w_2 — скорости потока на уровнях I и II.

Принимая, что $\rho_1 = \rho_2 = \rho_{ср}$, и приравнивая левые части уравне-

ний (25.2) и (25.3) с учетом сопротивления участка I-II-Δp, после группировки членов уравнения получаем

$$(p_1 - p_2) + (z_1 - z_2)\rho_{ср} g = \Delta p + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}\rho_{ср} = \Delta p_п \quad (11.4)$$

Правая часть уравнения представляет собой затрату потенциальной и кинетической энергии, расходуемой на преодоление трения и ускорение потока при движении его на участке I-II, определяющую перепад давления на этом участке.

Исходя из приведенного уравнения в инженерной практике перепад полных давлений на участке тракта, Па, определяется по формуле

$$\Delta p_п = [p_{ст} + p_д]_1 - [p_{ст} + p_д]_2 = \Delta p - p_с, \quad (11.5)$$

где $p_д = w^2\rho/2$ — динамическое давление (скоростной напор), Па; $p_{ст} = p - (p_0 - \rho_а z g)$ — статическое давление, т. е. разность между абсолютным давлением p на данном уровне z и абсолютным атмосферным давлением p_0 на том же уровне, Па; Δp — сопротивление участка, Па; $p_с = (z_2 - z_1)(\rho_а - \rho)g$ — самотяга, Па; ρ и $\rho_а$ — плотности движущейся среды и атмосферного воздуха.

Физически самотяга объясняется тем, что подъем потока газа с начального уровня на некоторую высоту сопровождается опусканием такого же объема воздуха с этой высоты до начального уровня. В результате затрата работы на подъем газа сопровождается получением работы за счет опускания такого же объемного количества воздуха с той же высоты. При равных температурах газа и атмосферного воздуха затрата работы на подъем газа компенсируется работой, совершаемой при опускании воздуха, и результативная работа равна нулю. Если температура газа выше температуры атмосферного воздуха и плотность его ниже, чем у воздуха, то работа, затрачиваемая на подъем газа, меньше работы, совершаемой при опускании того же объема воздуха, и избыточная работа может быть затрачена на преодоление сопротивлений движению газа.

Соответственно самотяга газового тракта, Па,

$$p_с = L_д(\rho_а - \rho_г)g, \quad (11.6)$$

где $L_д$ — высота подъема газа от начального до конечного уровня, м.

При движении газа вверх самотяга уменьшает перепад

полных давлений, при движении вниз — увеличивает. При равенстве плотностей газа и атмосферного воздуха, а также в горизонтальных газоходах самотяга равна нулю.

Сопротивление, возникающее при движении потока газов, состоит из сопротивления трения при течении потока в прямом канале постоянного сечения, в том числе при продольном омывании пучка труб; местных сопротивлений, связанных с изменением формы или направления потока, которые условно считают сосредоточенными в одном сечении и не включающими сопротивление трения; сопротивления поперечно омываемых пучков труб, в которых раздельно сопротивление трения и местные сопротивления определить нельзя. Сопротивление трения пропорционально длине газохода, коэффициенту трения и кинетической энергии потока и обратно пропорционально сечению газохода. Местные сопротивления определяются геометрической конфигурацией участка газохода и пропорциональны кинетической энергии потока.

Сопротивление трения для изотермического потока, т. е. при постоянной его плотности и вязкости, Па, определяется по формуле

$$\lambda p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_э} \frac{w^2 \rho}{2}, \qquad (11.7)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения, который зависит от относительной шероховатости стенок канала и числа Re; l, $d_э$ — длина и эквивалентный диаметр канала, м; w — скорость потока, м/с; ρ — плотность газа, кг/м^3.

При наличии теплообмена между потоком и ограничивающими его поверхностями плотность и вязкость газа изменяются по длине и сечению канала, в связи с чем в формулу (11.7) вносится температурная поправка. Для определения сопротивления трения шероховатых труб в условиях теплообмена, Па, используется формула

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_э} \frac{w^2 \rho}{2} \left(2 / \sqrt{\frac{T_{\text{ст}}}{T}} + 1 \right)^2, \qquad (11.8)$$

где $T_{\text{ст}}$ и T — средние по участку газохода температуры стенки и текущей среды, К.

Значения λ в зависимости от числа Re и относительной шероховатости стенок приведены в [2]. При ламинарном движении потока, когда $\text{Re} < 2 \cdot 10^3$, коэффициент сопротивления не зависит от шероховатости и определяется по формуле

$$\lambda = 64/\text{Re}. \qquad (11.9)$$

Для технических гладких труб и значений $\mathrm{Re}=(4\div 100)\cdot 10^3$ коэффициент сопротивления трения может определяться по формуле Блазиуса

$$\lambda = 0{,}316/\mathrm{Re}^{0{,}25}. \qquad (11.10)$$

Местное сопротивление, как указано выше, условно считается сосредоточенным в определенном сечении газохода; в действительности потеря энергии потока, вызванная изменением формы или направления газохода, происходит на относительно длинном участке газохода. Поэтому принято, что местное сопротивление представляет собой разность между фактической потерей энергии на этом участке и потерей, которая имела бы место от трения при неизменных форме и направлении газохода.

Все местные сопротивления, в том числе и при наличии теплообмена, Па, определяются по формуле

$$\Delta p_{\text{м}} = \xi w^2 \rho/2, \qquad (11.11)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления.

Значения ξ меняются в широких пределах в зависимости от конфигурации газохода. Для наиболее часто встречающихся типов местных сопротивлений значения ξ приведены в [2,6].

Сопротивление пучков труб при поперечном их омывании, при отсутствии и наличии теплообмена определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{поп}} = \xi w^2 \rho/2. \qquad (11.12)$$

Значение коэффициента местного сопротивления в данном случае зависит от количества рядов труб, их расположения и числа Re. Скорость потока в формуле (11.12) определяется для самого сжатого сечения газохода.

Для пучка с коридорным расположением труб

$$\xi = \xi_0 z_2, \qquad (11.13)$$

где z_2 — количество рядов труб по глубине пучка; ξ_0 — коэффициент сопротивления на один ряд труб, зависящий от величин s_1/d, $s_1-d/s_2-d=\psi$ и от числа Re. Здесь s_1 и s_2 — шаги труб по ширине и глубине пучка, м; d — наружный диаметр труб, м.

При $s_1 \leqslant s_2$

$$\xi = 1{,}52\left(\frac{s_1}{d}\right)^{0{,}5}\psi^{-0{,}2}\,\mathrm{Re}^{-0{,}2}.$$

При $s_1 \geqslant s_2$

$$\xi = 0{,}32\left(\frac{s_1}{d} - 1\right)^{-0{,}5}(\psi - 0{,}9)^{0{,}68}\,\mathrm{Re}^{-0{,}2}_{\psi^2}\,.$$

Для пучка с шахматным расположением труб

$$\xi = (z_2 + 1)\,\xi_0,$$

где z_2 — число рядов труб по глубине пучка;

$$\xi_0 = C_s\,\mathrm{Re}^{-0{,}27},$$

где C_s — коэффициент формы пучка, зависящий от отношений s_1/d и $\varphi = s_2 - d/s_2' - d$, причем $s_2' = \sqrt{\frac{1}{4}s_1^2 - s_2^2}$ — —диагональный шаг труб, м.

Для шахматных пучков труб с $s_1/d > 2{,}0$ $C_s = 3{,}2$.

Перепад полных давлений по газовому тракту, Па, при искусственной тяге определяется по формуле

$$\Delta p_\text{п} = p_\text{т}'' + \Delta p \pm p_\text{с}, \qquad (11.14)$$

где $p_\text{т}''$ — разрежение на выходе из топки, обычно принимается около 20 Па; Δp — суммарное сопротивление газового тракта без учета самотяги и поправки на запыленность газов, удельный вес газов и давление, Па; расчет этих поправок приведен в [2]; $p_\text{с}$ — суммарная самотяга газового тракта с соответствующим знаком, Па.

Перепад полных давлений по воздушному тракту, Па, при искусственной тяге определяется по формуле

$$\Delta p_\text{п} = \Delta p \pm p_\text{с} - p_\text{т}', \qquad (11.15)$$

где $p_\text{т}' = p_\text{т}'' + 0{,}95\ p'$ — разрежение в топке на уровне ввода воздуха в топку; здесь p' — перепад давлений между сечениями выхода газов из топки и ввода воздуха в топку, Па.

В формулах (11.14) и (11.15) при движении вверх знак «+», при движении вниз знак «—».

В случае работы котла с наддувом перепад полных давлений в газовом и воздушном трактах, Па,

$$\Delta p_\text{п} = (\Delta p \pm p_\text{с})_\text{газ} + (\Delta p \pm p_\text{с})_\text{возд} - 0{,}95p'. \qquad (11.16)$$

В поверхностях нагрева котла повышение скорости газов интенсифицирует конвективный теплообмен и коэффициент теплоотдачи от газов к стенке возрастает пропорционально скорости в степени 0,6—0,8. Соответственно уменьшаются необходимые поверхности нагрева при заданном их тепловосприятии. Сопротивления при движении потока

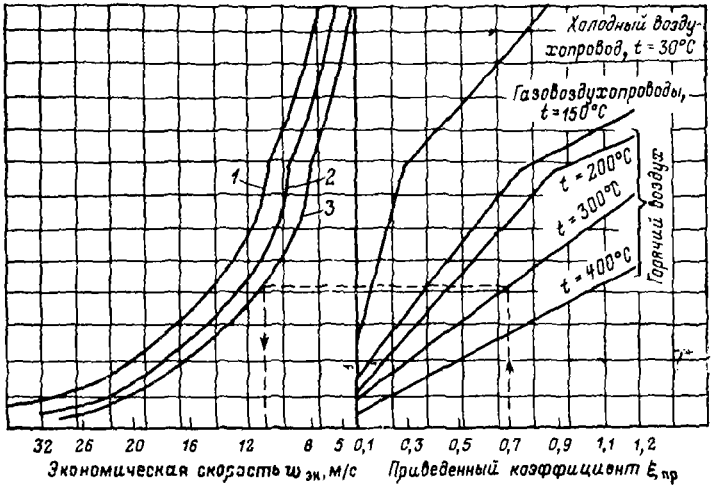


Рис. 11.3. Экономическая скорость в газовоздухопроводах. По графику определяется $w_{эк}$ для круглых газовоздухопроводов; для прямоугольных $w_{эк}^{пр} \approx 1{,}1\, w_{эк}$:

1 — для котлов большой и средней мощности при стоимости условного топлива 3—4 руб/т; *2* — то же при стоимости топлива 10—11 руб/т; *3* — для котлов малой мощности. Приведенный коэффициент сопротивления $\xi = 4{,}0\lambda \times \frac{\varepsilon\xi}{l}\sqrt{V}$, где λ — коэффициент трения; $\varepsilon\xi$ — суммарный коэффициент местных сопротивлений; l — длина участка; V — расход газа (воздуха), м³/с

газов возрастают пропорционально квадрату скорости, и соответственно увеличиваются расходы электроэнергии на тягу и дутье.

Выбор скорости потока газов определяется технико-экономическим расчетом. Оптимальная скорость, очевидно, будет при минимальных эксплуатационных затратах на поверхности нагрева и электроэнергии на тягу и дутье. На рис. 11.3 показана номограмма для выбора скорости в воздухопроводах и газопроводах круглого сечения в зависимости от конструкции и приведенного коэффициента сопротивления воздуховода или газопровода; температуры газа или воздуха; стоимости электроэнергии.

Для прямоугольных воздуховодов и газопроводов принимается увеличение на 10 % значений скорости, определенной по номограмме.

В котлах, работающих на пыли твердого топлива, повышение скорости газов лимитируется износом поверхностей нагрева, интенсивность которого в основном определя-

ется содержанием уноса в газах и скоростью потока. Обычно в поверхностях нагрева при поперечном омывании их потоком газов скорость принимается $w=8\div10$ м/с. При продольном движении газов в трубах воздухоподогревателя $w=10\div14$ м/с.

В металлических газоходах, соединяющих элементы газовоздушного тракта, скорость потока принимается по конструктивным соображениям. В случаях движения горячих газов или воздуха обычно $w=10\div14$ м/с, холодных $w=6\div8$ м/с. С целью уменьшения сопротивлений следует принимать меньшие значения скоростей потока, если это конструктивно возможно.

11.3. АЭРОДИНАМИКА ДЫМОВОЙ ТРУБЫ

Действие дымовой трубы основано на самотяге. Разность плотностей столба наружного и холодного воздуха и потока газов приводит к разрежению в дымовой трубе. Самотяга трубы будет тем больше, чем выше температура газов в трубе и ниже температура воздуха. Полезная тяга, развиваемая дымовой трубой, Па, определяется по формуле

$$p_{\text{пол.д.т}} = p_{\text{с}} - (\Delta p_{\text{тр}} + p_{\text{д}}), \qquad (11.17)$$

где $p_{\text{с}}=L(\rho_{\text{а}}-\rho_{\text{г}})g$ — самотяга трубы; L — высота трубы; $\rho_{\text{а}}$ и $\rho_{\text{г}}$ — плотности атмосферного воздуха и газов; $\Delta p_{\text{тр}}$ — потери давления на трение в трубе; $p_{\text{д}}$ — потеря давления при истечении газов из трубы.

Потери на трение в трубе, Па, при значении коэффициента трения в кирпичных и железобетонных трубах $\lambda=0{,}03$ определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{тр}} \approx 0{,}004 \frac{w''^2}{2} \rho_{\text{г}}, \qquad (11.18)$$

где w'' — скорость газов на выходе из трубы.

Потеря давления при истечении газов из трубы

$$p_{\text{д}} = \xi_{\text{м}} \frac{w''^2}{2} \rho_{\text{г}}, \qquad (11.19)$$

где $\xi_{\text{м}}=1{,}1$.

Диаметр устья дымовой трубы, м, определяется по формуле

$$d'' = 0{,}0188 \sqrt{V_{\text{д.т}}/w''_{\text{д.т}}}, \qquad (11.20)$$

где $V_{\text{д.т}}$ — количество газов, поступающих в трубу.

Скорость газов на выходе из трубы, при естественной тяге принимают не менее 6—10 м/с во избежание задувания газов в трубу и 15—25 м/с при искусственной тяге. Высота дымовой трубы, м, обеспечивающая необходимое разрежение в топке при естественной тяге, определяется по формуле

$$L = \left(1{,}2p_{\text{п}} + 1{,}1p''_{\text{д.т}} + \Delta p_{\text{тр}} \frac{\rho_{\text{г}}^{0}}{\rho_{\text{г}}} \frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{бар}}}\right) \Big/ [g(\rho_{\text{а}} - \rho_{\text{г}})\, p_{\text{бар}}/p_{\text{в}}], \tag{11.21}$$

где $p_{\text{в}}$ — барометрическое давление воздуха при 20 °С на уровне устья трубы ($h_{\text{в}} \approx 102 \cdot 10^3$ Па); $p_{\text{бар}}$ — барометрическое давление воздуха при данной температуре, Па; $\rho_{\text{г}} = \rho_{\text{г}}^{0} \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср}}}$ — плотность газов при средней температуре в трубе с учетом снижения температуры в трубе на 2—5 °С; $\rho_{\text{г}}^{0}$ — плотность газов при 0 °С.

Минимально допускаемая высота дымовой трубы, при которой обеспечивается требуемое рассеивание вредных выбросов, определяется исходя из ПДК, указанных в гл. 26.

11.4. ВЫБОР ВЕНТИЛЯТОРА И ДЫМОСОСА

Вентилятор и дымосос должны надежно обеспечивать подачу необходимого для горения топлива воздуха в топку и удаление продуктов его сгорания из котла при всех режимах его работы, поддерживая заданное постоянное разрежение или давление в топке. При этом на привод вентилятора и дымососа должно расходоваться минимально возможное количество электроэнергии.

Основными параметрами, определяющими выбор вентилятора и дымососа, являются требуемая их подача и давление при номинальной нагрузке котла.

Необходимая подача вентилятора, м³/ч, определяется по формуле

$$Q_{\text{в}} = \beta_1 B_p (\alpha_{\text{т}} + \Delta\alpha_{\text{в}} - \Delta\alpha_{\text{вп}} - \Delta\alpha_{\text{пл}} + \rho_{\text{рц}}) V_{\text{в}}^{0} \frac{t_{\text{х.в}} + 273}{273}, \tag{11.22}$$

а подача дымососа, м³/ч, по формуле

$$Q_{\text{г}} = \beta_1 B_{\text{р}} (V_{\text{г}} + \Delta\alpha V_{\text{в}}^{0}) \frac{t_{\text{г}} + 273}{273}, \tag{11.23}$$

где $B_{\text{р}}$ — расчетный расход топлива, кг/ч или м³/ч; $V_{\text{в}}^{0}$ — теоретический расход воздуха, м³/кг или м³/м³; $V_{\text{г}}$ — объ-

ем продуктов сгорания топлива при $\alpha_т$, м³/кг или м³/м³; $\alpha_т$, $\Delta\alpha_в$, $\Delta\alpha_{вп}$, $\Delta\alpha_{пл}$ — коэффициент избытка воздуха в топке, увеличение $\alpha_в$ за счет присосов в газоходах, увеличение $\alpha_{вп}$ за счет потерь воздуха в воздухоподогревателе, уменьшение $\alpha_{пл}$ за счет поступления воздуха в топку из системы пылеприготовления; $t_{х.в}$ и $t_г$ — температуры воздуха, поступающего в вентилятор, и газов, поступающих в дымосос, °С; β_1 — коэффициент запаса по подаче, принимаемый равным 1,05; $\rho_{рц}$ — доля рециркулирующего воздуха при подаче части горячего воздуха из воздухоподогревателя в вентилятор.

Необходимое полное давление вентилятора или дымососа — перепад полных давлений во входном и выходном их патрубках, Па, определяется по формуле

$$p_р = \beta_2 \Delta p_п, \tag{11.24}$$

где $\Delta p_п$ — перепад полных давлений по воздушному или газовому тракту котла, Па; β_2 — коэффициент запаса по давлению, принимаемый равным 1,1.

Мощность на валу вентилятора или дымососа, кВт, определяется по формуле

$$N = \frac{Q\Delta p_п}{1000 \cdot 10^3 \eta_в}, \tag{11.25}$$

где $\eta_в$ — КПД вентилятора (или дымососа); Q — подача вентилятора или дымососа, м/с. Для современных машин $\eta_в = 0{,}7 \div 0{,}75$.

Заводами-изготовителями характеристика вентилятора и дымососа, т. е. связь между подачей и полным давлением, дается для воздуха при температуре 20 °С и давлении его $102 \cdot 10^3$ Па (760 мм рт. ст.), поэтому при выборе машины подачу и давление необходимо привести к заводским условиям.

В процессе работы котла возникает необходимость регулирования подачи вентилятора и дымососа в соответствии с нагрузкой котла с целью обеспечения заданного коэффициента избытка воздуха.

Характеристики работы центробежного вентилятора в зависимости от способа регулирования показаны на рис. 11.4. При изменении частоты вращения характеристика машины изменяется примерно по следующим соотношениям:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}; \quad p_2 = p_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2, \tag{11.26}$$

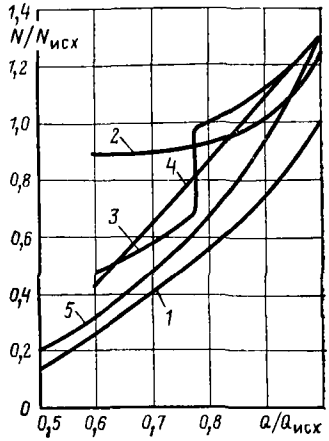


Рис. 11.4. Характеристика эффективности систем регулирования:

1 — полезная мощность, затрачиваемая на транспорт воздуха и газа; *2* — регулирование направляющим аппаратом; *3* — регулирование направляющим аппаратом при двухскоростном электродвигателе $n_1/n_2=0{,}8$; *4* — регулирование гидромуфтой; *5* — регулирование при коллекторном электродвигателе переменного тока с фазовым ротором

и, соответственно, затрачиваемая мощность машины при неизменном КПД при различных режимах изменяется по соотношению

$$N_2 = N_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3. \qquad (11.27)$$

Здесь Q_1 и Q_2 — подача при I и II режимах, м³/ч; p_1 и p_2 — полные давления при I и II режимах, Па; n_1 и n_2 — частоты вращения при I и II режимах, об/мин; N_1 и N_2 — мощности при I и II режимах, кВт.

При применении асинхронных электродвигателей с реостатами в цепи ротора или гидромуфты с учетом возникающих дополнительных потерь потребляемая мощность пропорциональна примерно квадрату отношения частот вращения.

При регулировании направляющим аппаратом изменение характеристики машины сопровождается дополнительными потерями в ней и снижением ее КПД. Снижение КПД зависит от конструкции машины и направляющего аппарата, глубины регулирования и положения направляющих лопаток при данном режиме. Однако благодаря простоте конструкции направляющего аппарата и несложности его обслуживания при относительно высокой экономичности такой способ регулирования является наиболее распространенным. Мощность на валу машины при полностью открытом направляющем аппарате определяется по формуле (11.25). При всех прочих режимах мощность на валу ма-

шины, кВт, определяется по формуле

$$N = \frac{Q\Delta p_{\text{п}}}{1000 \cdot 10^3 \eta_{\text{э}}}, \qquad (11.28)$$

где Q — подача вентилятора или дымососа при данном режиме, м^3/с; $\Delta p_{\text{п}}$ — перепад полных давлений тракта, Па; $\eta_{\text{э}}$ — эксплуатационный КПД машины при данном режиме. При регулировании направляющим аппаратом

$$\eta_{\text{э}} = \eta_{\text{рег}} \eta_{\text{исх}}, \qquad (11.29)$$

где $\eta_{\text{рег}}$ — КПД регулирования, зависящий от глубины регулирования, конструкции машины и направляющего аппарата, а также от положения исходного режима на характеристике машины, т. е. от характеристики тракта; $\eta_{\text{исх}}$ — КПД вентилятора или дымососа при номинальной нагрузке.

Установленная мощность электродвигателя, кВт, для привода вентилятора или дымососа определяется по формуле

$$N_{\text{эл}} = \frac{\beta_{\text{э}} Q_{\text{р}} p_{\text{р}}}{1000 \cdot 10^3 \eta_{\text{э}}^{\text{р}}}, \qquad (11.30)$$

где $\beta_{\text{э}}$ — коэффициент запаса мощности электродвигателя, равный 1,1; $Q_{\text{р}}$ — подача машины при расчетном режиме, м^3/с; $p_{\text{р}}$ — расчетное полное давление машины, Па; $\eta_{\text{э}}^{\text{р}}$ — эксплуатационный КПД машины при расчетном режиме.

При регулировании направляющим аппаратом $\eta_{\text{э}}$ определяется по формуле (11.29) или по характеристике машины. При этом область рабочих режимов машины должна быть в пределах значений КПД не ниже 90 % оптимального его значения.

Глава двенадцатая

ВОДНЫЙ РЕЖИМ И КАЧЕСТВО ПАРА КОТЛОВ

Надежная и экономичная работа котла и паровой турбины возможна при обеспечении отсутствия внутренних отложений на поверхностях нагрева, снижении до возможного минимума коррозии конструкционных материалов и получении в котле пара высокой чистоты. Эти задачи решаются организацией рационального водного режима, включающего в себя надлежащую обработку питательной воды в сочетании с определенными конструктивными ме-

роприятиями и соответствующую очистку питательной и добавочной воды от имеющихся в них газообразных и твердых примесей. Последние могут находиться как в растворенном, так и взвешенном состоянии.

12.1. ОБРАЗОВАНИЕ НАКИПЕЙ И ТРЕБОВАНИЯ К ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЕ

Образование накипи. Вместе с питательной водой в котлы поступают различные минеральные примеси, в том числе соединения кальция и магния, оксиды железа, алюминия, меди и пр. Все примеси, находящиеся в воде, делятся на трудно- и легкорастворимые. К числу труднорастворимых примесей относятся соли и гидрооксиды Ca и Mg, а также оксиды конструкционных материалов. Растворимость кальциевых и магниевых соединений показана на рис. 12.1. В питательной воде и с учетом ее состава в котловой воде могут присутствовать катионы Ca^{2+}, Mg^{2+} и анионы SO_4^{2-}, SiO_2^{2-}, PO_4^{3-} и т. п.

Основные накипеобразователи имеют отрицательный температурный коэффициент растворимости (т. е. при по-

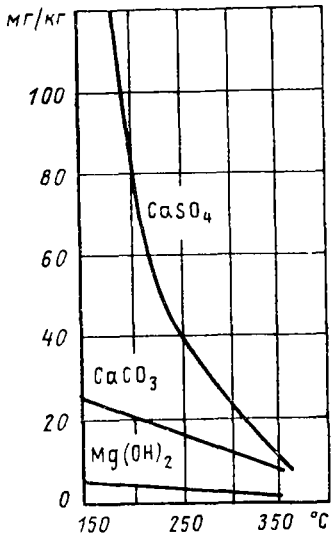


Рис. 12.1. Растворимость кальциевых и магниевых соединений в воде

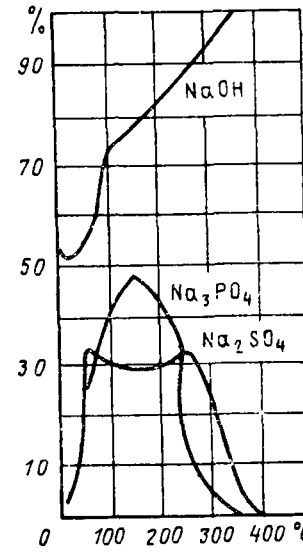


Рис. 12.2. Растворимость легкорастворимых соединений в воде

вышении температуры их растворимость уменьшается), и при высоких температурах их растворимость на пять порядков меньше растворимости легкорастворимых веществ.

Характеристика легкорастворимых соединений в воде показана на рис. 12.2. Температурные коэффициенты растворимости некоторых из них при температурах воды более 200 °С отрицательны. При нормальных условиях работы котла концентрация NaOH, Na_2SO_4, $NaPO_4$ во много раз ниже допустимой концентрации их в котловой воде.

Накапливаясь в котле по мере испарения воды, эти примеси после наступления состояния насыщения начинают из нее выпадать. Прежде всего состояние насыщения наступает для солей жидкости $Ca(HCO_3)_2$, $Mg(HCO_3)_2$, $CaCO_2$, $MgCO_2$ и др., и они начинают выпадать из воды в виде кристаллов. Центрами кристаллизации служат шероховатости на поверхностях нагрева, а также взвешенные и коллоидные частицы, находящиеся в воде котла. Вещества, кристаллизующиеся на поверхности нагрева, образуют плотные и прочные отложения — накипь. Вещества, кристаллизирующиеся в объеме воды, образуют взвешенные в ней частицы — шлам. Образование накипи на поверхностях нагрева объясняется процессами взаимодействия между противоположно заряженными частицами накипеобразователей и металлической стенкой. Выделение твердой фазы на поверхности может происходить также в процессе парообразования, до того как будет достигнуто состояние перенасыщения накипеобразователей в объеме воды вследствие выпаривания водяной оболочки пузырьков пара, образующихся на поверхности нагрева. Образовавшаяся первичная накипь является основой для отложения вторичных видов накипи— прикипевшего шлама, отложений продуктов коррозии металла.

Наиболее распространены кальциевая и магниевая первичная накипи, в составе которых преобладают $CaSO_4$, $CaSiO_3$, $5CaO$, $5SiO_2H_2O$, $CaCO_2$, $Mg(OH)_2$. Накипь, как правило, имеет низкую теплопроводность, составляющую 0,1—0,2 Вт/(м·К). Поэтому даже малый слой накипи приводит к резкому ухудшению условий охлаждения металла поверхностей нагрева и вследствие этого к повышению его температуры. При этом у поверхностей нагрева, расположенных в области высоких температур (экраны, фестоны, первые ряды труб конвективного пучка), температура металла может превысить предельную по условиям прочности, после чего начинается образование отдулин с утонени-

ем стенки трубы. Затем проявляется свищ — отверстие вдоль образующей трубы, через который с большой скоростью вытекает струя воды, и котел приходится останавливать. Накипь недопустима и в поверхностях нагрева, расположенных в зоне более низких температур, так как приводит к снижению КПД котла в результате уменьшения коэффициента теплопередачи и связанного с этим повышения температуры уходящих газов.

В отличие от соединений Ca и Mg, образующих накипь, силикат магния $MgSiO_3$ и некоторые другие его соединения в барабанных котлах образуют шлам.

Концентрация солей натрия в воде испарительной поверхности нагрева всегда ниже их предела насыщения. Однако и эти соли могут отлагаться на поверхностях нагрева в тех случаях, когда капли воды, находящиеся в паре и попадающие на поверхность нагрева, испаряются полностью, что имеет место в прямоточных котлах.

Соединения железа, алюминия и меди, находящиеся в воде в виде растворенных коллоидных и ультратонких взвесей, также могут откладываться на поверхности нагрева и входить в состав накипи. Попадая в турбину, они образуют плотные отложения. Железо- и алюмосиликатные частицы накипи образуются при попадании частиц взвеси этих соединений на поверхности нагрева с относительно высокой температурой, где, вступая в реакцию с другими веществами, они образуют сложные нерастворимые в воде соединения. Накипи из оксидов железа и меди образуются в зонах высоких местных тепловых нагрузок поверхностей нагрева $q > 150 \cdot 10^3$ Вт/м^2, чаще всего в трубах экранов.

В котлах высокого давления вредное влияние на надежность его работы и на качество пара оказывает содержание в воде соединений кремниевой кислоты H_2SiO_3, вынос которых паром пропорционален содержанию SiO_3 в воде (рис. 12.3). При давлении в котле больше 7 МПа кремниевая кислота приобретает способность растворяться в паре, причем с повышением давления эта способность резко возрастает. Поступая вместе с паром в пароперегреватель, H_2SiO_3 разлагается с выделением H_2O. В результате в паре появляется SiO_2. Попадая в турбину вместе с паром, SiO_2 образует на ее лопатках нерастворимые соединения, которые приводят к ухудшению экономичности и надежности работы турбины и необходимости ее останова для удаления отложений. Влияет на работу поверхностей нагрева содержание в питательной воде минеральных масел и тяжелых нефте-

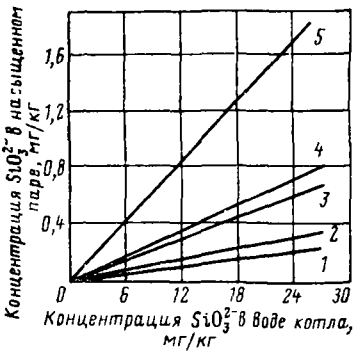


Рис. 12.3. Концентрация SiO_2 в паре в зависимости от его содержания в воде при давлении в барабане котла:
1 — 11,0; *2* — 11,7; *3* — 14,0; *4* — 15,0; *5* — 18,0 МПа

продуктов, которые могут поступать вместе с конденсатом от производственных потребителей. Отложение малотеплопроводной пленки масла или нефтепродуктов ухудшает условия охлаждения поверхностей нагрева и оказывает такое же влияние, как и накипь.

На режим работы котла вредное влияние оказывает также повышенная щелочность воды; увеличенная щелочность может привести к вспениванию воды в барабане и в предельном случае — к заполнению вспененной водой всего парового объема барабана. Вспениванию воды способствует содержание в ней органических соединений и аммиака. В этих условиях сепарационные устройства не обеспечивают отделения капель воды от пара, и вода из барабана, содержащая различные примеси, может поступать в пароперегреватель и затем в турбину, создавая опасность их загрязнения и нарушения нормальных условий работы. Повышенная щелочность может явиться причиной появления щелочной коррозии металла, а также возникновения трещин в местах вальцовки труб в коллекторы и барабан.

Растворенные в питательной воде агрессивные газы O_2 и CO_2 вызывают различные формы коррозии металла элементов водопарового тракта, вследствие чего уменьшается их механическая прочность. Пониженная щелочность воды ускоряет коррозию и поэтому должна поддерживаться в питательной воде на определенном уровне. В котлах низкого давления требуемое значение pH поддерживается вводом в питательную воду соды, а в барабанных котлах высокого давления — фосфатов или аммиака.

В связи с указанными вредными влияниями на работу котла различных примесей в воде их предельно допустимое содержание в питательной воде нормируется.

Показателями качества питательной воды котлов являются:

солесодержание — суммарная концентрация в воде катионов и анионов, определяемая по общему ионному составу, мг/кг;

жесткость воды — общая суммарная концентрация ионов кальция и магния, мкг-экв/кг;

$$Ж_о = Ж_{Ca} + Ж_{Mg};$$

щелочность воды общая $Щ_о$ — сумма эквивалентных концентраций в растворе анионов слабых кислот и ионов гидроксила (кроме ионов водорода), мг-экв/кг;

кремнесодержание — общая концентрация в воде кремнесодержащих соединений, выраженная в пересчете на SiO_2;

содержание соединений железа и меди, мкг/кг;

показатель концентрации водородных ионов (pH) характеризующий реакцию воды (кислая, щелочная, нейтральная);

содержание растворенных газов в воде — O_2, CO_2.

На основе теплохимических испытаний котлов и длительного опыта их эксплуатации установлены нормы качества питательной воды котлов, приведенные в табл. 12.1 [6].

В нормах для котлов с естественной циркуляцией указано допустимое содержание различных примесей в воде в зависимости от давления. Например, при давлении меньше 4 МПа общая жесткость воды должна быть меньше 5 мкг-экв/кг, а кислорода меньше 20 мкг/кг. Содержание кремниевой кислоты не нормируется. При давлении 10 МПа

Таблица 12.1. **Предельные нормы качества питательной воды барабанных котлов**

Показатель	Давление МПа		
	до 4	4—10	выше 10
Общая жесткость, мкг-экв/кг	5	3	1
Содержание кремния в пересчете на SiO_2, мкг/кг	—	80	40
Содержание O_2, мкг/кг	20	20	10
Содержание соединений железа, мкг/кг	200	100	30
Содержание соединений меди, мкг/кг	20	20	5
pH при 25 °С	9,1±0,1		
Свободная CO_2	Отсутствует		

общая жесткость воды менее 3 мкг/кг, кислорода менее 20 мкг/кг и кремниевой кислоты менее 80 мкг/кг. Качество питательной воды для прямоточных котлов должно удовлетворять более жестким требованиям. Например, общая жесткость менее 0,2—0,3 мкг-экв/кг, содержание кремниевой кислоты менее 30 мкг/кг; жестко ограничивается содержание кислорода в питательной воде прямоточных котлов, соединений натрия, железа, меди и т. п.

12.2. СИСТЕМЫ ПОДГОТОВКИ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Современные котлы работают на смеси конденсата вырабатываемого ими пара и химически очищенной воды или дистиллята, восполняющей потери рабочего тела. На конденсационных районных электростанциях потери конденсата пара составляют 0,5—1 %. На промышленных ТЭЦ потери конденсата составляют 20—40, а в производственных котельных установках могут достигать 70 % и более. Восполнение потерь конденсата в установках с котлами низкого, среднего и высокого давления обычно производится *химически очищенной природной водой.* Добавка к конденсату дистиллята применяется для питания прямоточных котлов с высокими и сверхвысокими параметрами пара. Основные способы приготовления добавочной воды и обработки конденсата, используемого для питания котлов, указаны в [6].

На рис. 12.4 показана принципиальная схема питания котлов ТЭЦ, имеющей турбины с регулируемым отбором пара на производство и нерегулируемыми отборами для регенеративного подогрева питательной воды. Добавочная

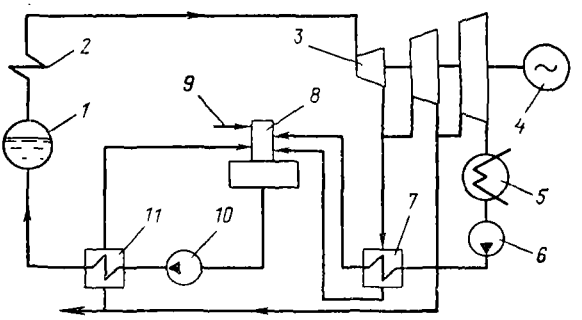


Рис. 12.4. Схема питания котлов ТЭЦ:

1 — барабан котла; *2* — пароперегреватель; *3* — паровая турбина; *4* — генератор; *5* — конденсатор; *6* — конденсатный насос; *7* — подогреватель низкого давления; *8* — деаэратор; *9* — подвод воды из химводоочистки; *10* — питательный насос; *11* — подогреватель высокого давления

вода, возмещающая потери конденсата после химической очистки, поступает в деаэратор, в который подается также конденсат от турбины, от производственных потребителей (после его очистки) и от регенеративных подогревателей. После удаления в деаэраторе растворенных в питательной воде газов O_2 и CO_2 вода подается питательными насосами через регенеративные подогреватели высокого давления в котел.

Для котлов при давлении менее 10 МПа применяются упрощенные методы очистки добавочной воды. Для котлов высокого давления восполнение потерь пара и конденсата производится обессоленной водой, приготовляемой методом химического обессоливания исходной маломинерализованной воды с применением ионитов в Н—ОН формах, с учетом требований защиты окружающей среды. Для очистки высокоминерализованной воды применяются испарительные установки. Питательная вода испарителей должна по качеству соответствовать питательной воде котлов при давлении 4 МПа.

Существуют следующие основные схемы обработки добавочной воды и области их применения:

Схема обработки воды	Область применения
Na-катионирование	ТЭС и промышленные котельные с барабанными котлами низкого давления. Подготовка воды для теплосети
Н — Na-катионирование, ионнирование	То же с котлами среднего давления
Химическое обессоливание в две ступени	То же при промежуточном перегреве пара. ТЭС с прямоточными котлами
Химическое обессоливание в три ступени	Котлы сверхвысокого давления. Подготовка воды для АЭС
Испарительные установки . .	То же для химического обессоливания и обескремнивания при высокой минерализации исходной воды

Удаление газов, растворенных в воде, — O_2, CO_2 осуществляют термической деаэрацией воды. Применяются атмосферные деаэраторы на давление 0,12 МПа, деаэраторы повышенного давления — 0,4 МПа и вакуумные деаэраторы. Химическое обескислороживание используется для полного связывания кислорода с применением восстановителей (гидразина) по формуле $N_2H_4+O_2\rightarrow N_2+H_2O$.

12.3. ВОДНЫЙ РЕЖИМ И ПРОДУВКА КОТЛА

В барабанных котлах с естественной и многократной принудительной циркуляцией для исключения возможности образования накипей необходимо, чтобы концентрация солей в воде была ниже критической, при которой начинается их выпадение из раствора. С целью поддержания требуемой концентрации солей из котла продувкой выводится некоторая часть воды и вместе с ней удаляются соли в таком количестве, в каком они поступают с питательной водой. В результате продувки количество солей, содержащееся в воде, стабилизируется на допустимом уровне, исключающем их выпадение из раствора. Применяют *непрерывную* и *периодическую продувки котла.* Непрерывная продувка обеспечивает равномерное удаление из котла накопившихся растворенных солей и осуществляется из места наибольшей их концентрации в верхнем барабане. Периодическая продувка применяется для удаления шлама, осевшего в элементах котла, и производится из нижних барабанов и коллекторов котла через каждые 12—16 ч.

Схема непрерывной продувки котлов показана на рис. 12.5. Вода непрерывной продувки подается в расширитель, где поддерживается давление меньшее, чем в котле. В результате часть продувочной воды испаряется и образовавшийся пар поступает в деаэратор. Оставшаяся в расширителе вода удаляется через теплообменник и после ее охлаждения сливается в дренажную систему.

Непрерывная продувка p, %, устанавливается по допустимой концентрации в воде котла растворимых примесей, чаще всего по общему солесодержанию, и выражается в процентах паропроизводительности котла:

$$p = D_{\text{пр}}/(D \cdot 100), \qquad (12.1)$$

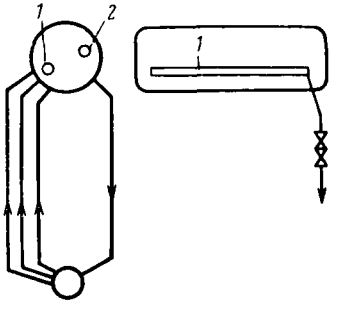


Рис. 12.5. Схема непрерывной продувки котла при одноступенчатой системе испарения:

1 — труба с отверстиями по длине для отвода продувочной воды; *2* — труба для подвода питательной воды

где $D_{пр}$ и D — расходы продувочной воды и номинальная паропроизводительность котла, кг/ч.

Расход питательной воды $D_{п.в}$ при наличии непрерывной продувки составляет

$$D_{п.в} = D + D_{пр}. \tag{12.2}$$

Количество воды, удаляемое непрерывной продувкой, устанавливается из уравнения солевого баланса котла

$$D_{п.в} S_{п.в} = DS_{п} + D_{пр} S_{пр} + DS_{отл}, \tag{12.3}$$

где $D_{п.в}$ — расход питательной воды, кг/ч; $S_{п.в}$, $S_{п}$ и $S_{пр}$ — солесодержания питательной воды, пара и продувочной воды, кг/кг; $S_{отл}$ — количество веществ, отлагающихся на поверхностях нагрева, отнесенное к 1 кг получаемого пара, мг/кг.

В котлах низкого и среднего давления количество солей, уносимых паром, незначительно, и член $DS_{п}$ в уравнении (12.3) можно приравнять нулю. Отложение солей на поверхностях нагрева при нормальном водном режиме котла не допускается, и член $DS_{отл}$ в этом уравнении также должен быть равен нулю. Тогда количество воды, удаляемое с продувкой,

$$D_{пр} = D_{п.в} S_{п.в}/S_{пр}. \tag{12.4}$$

Подставляя значение $D_{п.в}$ из выражения (12.2) с учетом формулы (12.1), определяем продувку, %,

$$p = \frac{S_{п.в}}{S_{пр} - S_{п.в}} 100. \tag{12.5}$$

В котлах высокого давления уносом паром примесей вследствие растворимости в паре гидроксидов металлов и SiO_2, а также отложением их пренебрегать нельзя и величину продувки следует определять с учетом члена DS и уравнения (12.3) по формуле

$$p = \frac{S_{п.в} - S_{п}}{S_{пр} - S_{п.в}}. \tag{12.5а}$$

Применение непрерывной продувки, являющейся основным средством поддержания требуемого качества воды барабанного котла, связано с увеличением расхода питательной воды и тепловыми потерями. На каждый килограмм продувочной воды расходуется теплота, кДж/кг,

$$q = (h_{пр} - h_{п.в})/\eta_{к}, \tag{12.6}$$

где $h_{пр}$ и $h_{п.в}$ — энтальпии продувочной и питательной воды, кДж/кг; $\eta_{к}$ — КПД котла.

Правилами технической эксплуатации непрерывная продувка при питании котла смесью конденсата и обессоленной воды или дистиллята должна быть не более 0,5; при добавке к конденсату химически очищенной воды — не более 3; если потери пара, отбираемого на производство, превышают 40 % — не более 5 %.

При указанных нормах продувки и частичном использовании теплоты продувочной воды потери теплоты с продувкой составляют 0,1—0,5 % теплоты топлива.

В целях уменьшения потерь теплоты с продувкой следует стремиться к уменьшению количества выводимой из котла воды. Эффективным методом снижения продувки является *ступенчатое испарение воды*. Сущность ступенчатого испарения или ступенчатой продувки состоит в том, что испарительная система котла разделяется на ряд отсеков, соединенных по пару и разделенных по воде. Питательная вода подается только в первый отсек. Для второго отсека питательной водой служит продувочная вода из первого отсека. Продувочная вода из второго отсека поступает в третий отсек и т. д.

Продувку котла осуществляют из последнего отсека— второго при двухступенчатом испарении, третьего — при трехступенчатом испарении и т. д. Так как концентрация солей в воде второго или третьего отсека значительно выше, чем в воде при одноступенчатом испарении, для вывода солей из котла требуется меньший процент продувки. Применение ступенчатого испарения эффективно также как средство уменьшения уноса кремниевой кислоты вследствие высокой гидратной щелочности, возникающей в солевых отсеках. Системы ступенчатого испарения и продувки обычно выполняют из двух или трех отсеков. В настоящее время в большинстве барабанных котлов среднего и высокого давления применяется ступенчатое испарение. Повышение солесодержания воды при нескольких ступенях испарения происходит ступенями и в пределах каждого отсека устанавливается постоянным, равным выходному из данного отсека. При двухступенчатом испарении система делится на две неравные части — чистый отсек, куда подается вся питательная вода и вырабатывается 75—85 % пара, и солевой отсек, где вырабатывается 25—15 % пара.

На рис. 12.6, *а* показана схема испарительной системы с двухступенчатым испарением с солевыми отсеками, расположенными внутри барабана котла, в его торцах, а на рис. 12.6, *б* — с выносными циклонами, которые вместе с вклю-

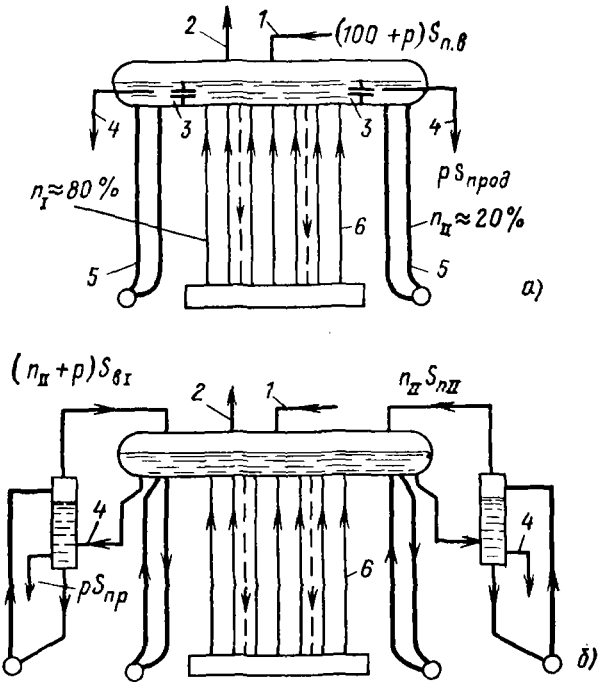


Рис. 12.6. Схема продувки котла при ступенчатой системе испарения: *а* — с солевыми отсеками внутри барабана; *б* — с выносными циклонами-сепараторами второй ступени испарения; *1* — подвод питательной воды; *2* — отвод пара; *3* — продувка чистого отсека; *4* — продувка солевого отсека; *5* — испарительные поверхности нагрева, включенные в солевой отсек; *6* — испарительные поверхности нагрева, включенные в чистый отсек

ченными в них экранами образуют солевые отсеки котла. При двухступенчатом испарении относительная суммарная паропроизводительность солевых отсеков, %, необходимая для обеспечения заданного солесодержания воды в чистом отсеке, при отсутствии переброса воды в него из солевых отсеков, определяется из выражения

$$n_{II} \geqslant (100 + p)\frac{S_{п.в}}{S_{вI}} - p, \qquad (12.7)$$

где n_{II} — паропроизводительность солевых отсеков, %; $S_{п.в}$ и $S_{вI}$ — солесодержание питательной воды и воды в чистом отсеке, кг/кг; p — продувка из солевого отсека, %.

Оптимальная паропроизводительность солевых отсеков при двухступенчатом испарении и продувке, определяемой

допустимым общим солесодержанием в паре, при продувке в 1 % равна 10—20 %, а при продувке в 5 % она составляет 10—30 %.

При двухступенчатом испарении общее солесодержание пара, мг/кг, определяется по формуле

$$S_{\text{п}} = \frac{100 - n_{\text{II}}}{100} S_{\text{пI}} + \frac{n_{\text{II}}}{100} S_{\text{пII}}, \qquad (12.8)$$

где $S_{\text{пI}} = \frac{K_{\text{I}}}{100} C_{\text{I}} S_{\text{п}}$, мг/кг; $S_{\text{пII}} = \frac{K_{\text{II}}}{100} C_{\text{I}} C_{\text{II-I}}$, мг/кг; здесь K_{I} и K_{II} — коэффициенты выноса солей из первой и второй ступеней испарения; при низких и средних давлениях $K_{\text{I}} = K_{\text{II}} = 0{,}01 \div 0{,}03$ %; C_{I} — кратность концентраций в чистом отсеке и питательной воде.

Концентрация солей в воде чистого отсека, мг/кг,

$$S_{\text{вI}} = C_{\text{I}} S_{\text{п.в}}. \qquad (12.9)$$

Концентрация солей в продувочной воде, мг/кг,

$$S_{\text{прод}} = S_{\text{вII}} = C_{\text{II-I}} S_{\text{вI}} = C_{\text{II}} C_{\text{I}} S_{\text{п.в}}. \qquad (12.10)$$

Кратность концентраций между солевым и чистым отсеками в отсутствие переброса воды из солевого отсека при двухступенчатом испарении

$$C_{\text{II-I}} = \frac{S_{\text{пр}}}{S_{\text{вI}}} = \frac{p}{\frac{n_{\text{II}}}{100} K_{\text{II}} + p}. \qquad (12.11)$$

Для системы с трехступенчатым испарением общее солесодержание пара, концентрация солей в отсеках и продувочной воде, а также кратность концентраций определяются по уравнениям, аналогичным приведенным.

В случае применения промывки пара второй и третьей ступеней испарения водой чистого отсека общее солесодержание насыщенного пара определяется по формуле

$$S_{\text{п}} = \frac{K}{100} C_{\text{I}} S_{\text{п.в}}. \qquad (12.12)$$

Допустимые предельные значения солесодержания, кремнесодержания и щелочности воды в барабанных котлах зависят от их конструкции, давления пара и пр.

Избежать появления накипи на поверхностях нагрева барабанного котла только путем улучшения качества питательной воды и продувки котла не всегда удается. Дополнительно применяют *коррекционный метод* обработки воды в котле, при котором соли Ca и Mg переводят в соединения, нерастворимые в воде. Для этого вводят в воду реагенты —

коррекционные вещества, анионы которых связывают и осаждают в виде шлама катионы кальция и магния.

В котлах при давлении более 1,6 МПа в качестве корректирующего реагента применяют тринатрийфосфат $Na_3PO_412H_2O$. При введении этого реагента происходит реакция с кальциевыми и магниевыми соединениями:

$$6Na_3PO_4 + 10CaSO_4 + 2NaOH = 3Ca_3(PO_4)_2 + \\ + Ca(OH)_2 + 10Na_2SO_4.$$

Получившиеся вещества: $Ca_3(PO_4)_2$, $Ca(OH)_2$ и Na_2SO_4 — обладают малой растворимостью и выпадают в виде шлама, удаляемого периодической продувкой. При питании котлов конденсатом с добавкой химически очищенной воды создают фосфатно-щелочной режим, при котором сохраняется свободная щелочность. При добавке к конденсату дистиллята и химически обессоленной воды поддерживают чисто фосфатный режим при отсутствии свободной щелочности. Рекомендуется следующий избыток РО в воде: у котлов без ступенчатого испарения 5—15; у котлов со ступенчатым испарением в чистом отсеке 2—6 и в солевом отсеке — не более 50 мг/кг.

Для коррекции качества воды барабанных котлов с давлением выше 6,0 МПа в последнее время в ряде случаев в питательную воду дозируются либо аммиак с гидразином, либо комплексон.

При гидразинно-аммиачном водном режиме оставшийся после термической деаэрации кислород связывается гидразином. Остатки углекислоты связываются дозируемым в питательную воду аммиаком, который полностью нейтрализует CO_2 и повышает pH среды до $9{,}1 \pm 0{,}1$, что способствует уменьшению скорости коррозии.

При комплексонном водном режиме кроме аммиака и гидразина в питательную воду вводят комплексон — обычно этилендиаминтетрауксусную кислоту (ЭДТК). Это приводит к повышению теплопроводности отложений и перемещению их в менее теплонапряженные поверхности (экономайзер). При 80—90 °С водные растворы ЭДТК и аммиака образуют трехзамещенную аммонийную соль ЭДТК, которая взаимодействуя с продуктами коррозии железа (при 110 °С — гемиоксидом железа), образует хорошо растворимые в воде комплексонаты железа, которые под действием более высокой температуры по ходу среды разлагаются с образованием выпадающего на внутренней стороне труб

плотного слоя магнетита, защищающего металл от коррозии.

В прямоточных котлах, не имеющих продувки, все поступающие в него с питательной водой минеральные примеси кристаллизуются на поверхности, образуя отложения накипи, или выносятся паром из котла. Соответственно солевой баланс прямоточного котла имеет вид

$$S_{\text{п.в}} = S_{\text{п}} + S_{\text{отл}}. \qquad (12.13)$$

На стенках поверхности нагрева частично отлагаются соли жесткости и продукты коррозии металла в области, где их минимальная растворимость при данном давлении меньше, чем концентрация этих соединений на входе в котел.

При этом допустимая концентрация данного соединения в питательной воде определяется допустимой интенсивностью отложений в котле на единицу массы поступающей воды:

$$C_{\text{п.в}}^{\text{доп}} = C_{\text{р}}^{\text{мин}} + C_{\text{отл}}^{\text{доп}}, \qquad (12.14)$$

где $C_{\text{п.в}}^{\text{доп}}$ — допустимая концентрация данной примеси в воде; $C_{\text{р}}^{\text{мин}}$ — минимальная растворимость при данном давлении; $C_{\text{отл}}^{\text{доп}}$ — допустимые отложения в котле.

Выше были показаны зависимости растворимостей различных минеральных примесей от температуры воды. Сопоставление концентраций отдельных соединений в питательной воде с характеристиками их растворимости дает возможность определить, будут ли образовываться отложения, а при их наличии — место начала отложений и скорость их роста.

Скорость роста отложений, кг/(м^2·год), определяется исходя из уравнения изменений энтальпии и растворимости примесей по длине трубы по формуле

$$\frac{\Delta g_{\text{отл}}}{\Delta \tau} = \frac{\Delta C}{\Delta h} \bar{q}, \qquad (12.15)$$

т. е. интенсивность роста отложений пропорциональна производной растворимости по энтальпии и средней плотности теплового потока на внутренней поверхности трубы.

В котлах высокого давления отложение солей начинается тогда, когда влагосодержание пара уменьшается до 50—20 %, и заканчивается при перегреве пара на 20—30°С. Наибольшее отложение примесей происходит в области, где влажность пара менее 5—6 %.

В прямоточных котлах при высоком и сверхкритическом давлении растворимость ряда соединений, в том числе кремнекислоты и хлорида натрия, достаточно велика, и их концентрация не доходит до состояния насыщения в котле. Эти примеси выносятся вместе с паром и почти не отлагаются на поверхности нагрева. Поэтому допустимая концентрация кремнекислоты и хлорида натрия в питательной воде определяется только условиями надежной работы турбин, в проточной части которых при снижении давления пара возможно образование отложений.

Осевшие в трубах котла соли устраняют в периоды остановки водной и кислотной промывкой. Водную промывку осуществляют при очередной остановке котла водой с температурой 100 °С. Кислотная промывка производится через каждые 2—3 года слабым раствором хромовой или соляной кислоты.

12.4. СЕПАРАЦИЯ И ПРОМЫВКА ПАРА

Требования к пару. В насыщенном водяном паре могут находиться различные примеси: газы N_2, NH_3, CO_2, H_2, соли и кислоты минеральных и органических веществ, оксиды металлов, взвешенные или растворенные в паре.

Минеральные примеси могут отлагаться в трубах пароперегревателя, в арматуре паропроводов и в проточной части турбины в количестве, недопустимом для их нормальной работы. К качеству насыщенного пара барабанных котлов предъявляются жесткие требования, установленные на основе опыта эксплуатации оборудования и данных теплохимических испытаний. Предельные нормы качества пара для барабанных котлов приведены в табл. 12.2.

Таблица 12.2. **Предельные нормы качества пара для барабанных котлов**

Вещество	Давление, МПа		
	до 4	4—10	выше 10
Соединения Na в пересчете на Na, мкг/кг	60	15	10
Кремниевая кислота в пересчете на SiO_2, мкг/кг	—	15	15
Диоксид углерода CO_2, мкг/кг	—	5—10	—

Примечание. При давлении выше 7 МПа нормируется также содержание кремниевых соединений: содержание SiO_2 допускается не более 15 мкг/кг; при значительной добавке к конденсату химически очищенной воды допускаются количества примесей, больше указанных.

Загрязняющие примеси поступают в насыщенный пар в основном из питательной воды. Содержание продуктов коррозии при нормальных условиях незначительно. В прямоточных котлах высокого и сверхвысокого давления определяющее значение в загрязнении пара имеют растворенные в нем минеральные неорганические примеси, в основном SO_2, оксиды Fe и Cu, а также соединения натрия.

Соотношение между минеральными примесями, выносимыми с паром и остающимися в воде при докритическом давлении, характеризуется коэффициентом распределения

$$K_р = C_п/C_в, \qquad (12.16)$$

где $C_п$ и $C_в$ — содержания минеральных примесей в паре и в воде, мкг/кг.

Коэффициент распределения зависит от химического состава минеральных веществ, так как растворение примесей происходит избирательно и повышается с увеличением давления и температуры пара.

Некоторые из вынесенных паром примесей откладываются затем на испарительных поверхностях или в турбине.

Таким образом, в прямоточных котлах качество насыщенного пара определяется только характеристикой питательной воды. В котлах с естественной и многократной принудительной циркуляцией отделение пара от воды происходит в барабане. В котлах низкого и среднего давления загрязнение насыщенного пара происходит преимущественно вследствие выноса вместе с паром капель воды, содержащих минеральные примеси. При высоком давлении пара и его незначительной влажности выносятся растворенные в нем примеси, в основном соединения кремния, гидроксиды металлов.

В общем случае содержание минеральных нелетучих примесей в насыщенном паре, мкг/кг,

$$C_п = 0{,}01\,(d + K_р)\,C_в, \qquad (12.17)$$

где d — влажность пара, %, обычно $d = 0{,}01 \div 0{,}03$ %; $K_р$ — коэффициент распределения примесей за счет растворимости между паром и водой.

При низких и средних давлениях содержание минеральных примесей в паре практически определяется только их содержанием в находящейся в барабане воде и влажностью пара, так как $(d + K_р) \approx d$.

Образование капель воды и унос их паром. В барабане котла при вводе пароводяной смеси под уровень воды происходит ее дроб-

ление и образование крупных и мелких капель. Дробление воды происходит за счет затраты части кинетической энергии всплывающих на ее поверхность пузырей пара и за счет освобождения части энергии поверхностного натяжения при разрыве водных оболочек пузырей. При переходе из водяного объема в паровой скорость паровых пузырей уменьшается, так как увеличивается доля сечения, занимаемая паром в области от $\varphi_{стаб}$ до 1. При этом разность кинетических энергий (за 1 с) потоков пара в водяном и паровом объеме барабана составляет

$$\Delta E_к = \frac{\omega_0^3 \rho'' F (1 - \varphi_{стаб})^2}{2\varphi_{стаб}^2}, \qquad (12.18)$$

где F — площадь поверхности зеркала испарения, м^2; $\varphi_{стаб}$ — объемное паросодержание в стабилизированном водяном участке.

Энергия поверхностного натяжения, освобождающаяся при разрыве паровых пузырьков за то же время, составляет:

$$\Delta E_\sigma = \sigma \pi d_{пуз}^2 n \left[1 - m\left(\frac{d_{кап}}{d_{пуз}}\right)^2\right], \qquad (12.19)$$

где $d_{пуз}$ и $d_{кап}$ — средние диаметры паровых пузырей и водяных капель; σ — коэффициент поверхностного натяжения пленки; n и m — числа паровых пузырей и водяных капель, образующихся при разрушении одного парового пузыря.

При обычно принятых небольших приведенных скоростях пара через слой воды при низком (0,3—0,5 м/с) и при высоком давлении (0,1—0,2 м/с) отношение $\Delta E_к/\Delta E_\sigma$ составляет соответственно около 10^3 и 10^2 и, следовательно, образование мелких капель жидкости происходит в основном за счет поверхностного натяжения, освобождающегося при разрыве оболочек паровых пузырей, упрочняющихся при наличии растворенных или взвешенных в воде веществ. Образовавшиеся на поверхности зеркала испарения капли за счет их кинетической энергии будут подпрыгивать на высоту $l_{под}$. Если высота подпрыгивания капель больше высоты парового пространства барабана, то капли могут быть унесены из него потоком пара. Если $l_{под} < l_{действ}$, то такие капли выпадают обратно из потока пара в водяной объем барабана. Если относительная скорость капли равна скорости ее витания $w_{вит}$, то высота подъема капли будет неограниченно большой.

После того как начальная скорость капли перестает оказывать влияние на ее движение, вертикальная составляющая стабилизированной скорости движения капли в восходящем потоке пара $w_{уп} = w'' - w_{вит}$, где w'' — скорость пара. Если $w_{вит} > w''$, то капля при отсутствии устройств для ее задержания будет унесена потоком пара из парового пространства барабана; если $w_{вит} < w''$, то капля упадет на зеркало испарения. При давлении 10 МПа, достаточной высоте паро-

вого пространства барабана $l_{под} < l_{действ}$ и подъемной скорости пара $\omega_0'' = 0{,}1$ м/с потоком пара будут транспортироваться капли размером меньше 0,1 мм. Из приведенной характеристики образования капель влаги и выноса их потоком пара следует, что влажность пара зависит от нагрузки зеркала испарения и парового объема барабана, физических характеристик воды и пара, а также солесодержания воды. Зависимость влажности пара от его подъемной скорости определяется выражением

$$w = A\left(\omega_0''\right)^n, \tag{12.20}$$

где A — коэффициент, зависящий от физических свойств воды и пара, а также от солесодержания воды.

Подъемная скорость пара пропорциональна нагрузке зеркала испарения и нагрузке объема парового пространства барабана, т. е. значению $R_s = D/F$ или $R_v = D/V$, где D — нагрузка котла; F и V — площадь зеркала испарения и объем парового пространства барабана. Поэтому зависимость влажности пара от ω_0'' и R_v или R_s идентичны, следовательно,

$$w = A\,(R_s)^n. \tag{12.21}$$

На рис. 12.7 показана зависимость влажности пара от нагрузки парового объема. При малых нагрузках повышение влажности происходит медленно и $n < 2$. С ростом нагрузки влажность пара интенсивно увеличивается и n возрастает до 2—4. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к резкому увеличению $n = 8 \div 12$ и влажности. Повышение давления увеличивает транспортирующую способность пара и долю мелких

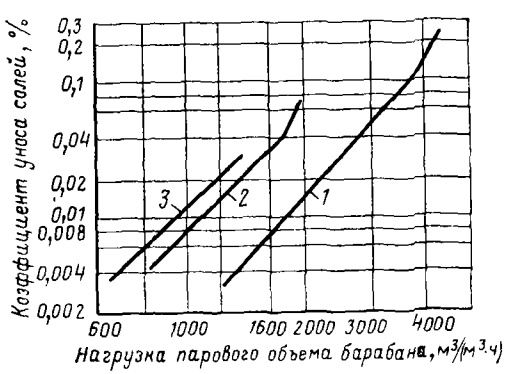


Рис. 12.7. Зависимость влажности пара, характеризуемой коэффициентом уноса, %, от нагрузки парового объема барабана (высота от уровня в стекле до точки выхода пара 750 мм):
1 — 3,5 МПа; *2* — 9 МПа; *3* — 10,8 МПа

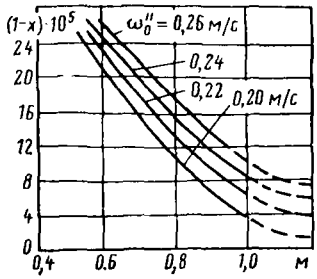


Рис. 12.8. Зависимость влажности пара от высоты парового пространства барабана $p=9$ МПа

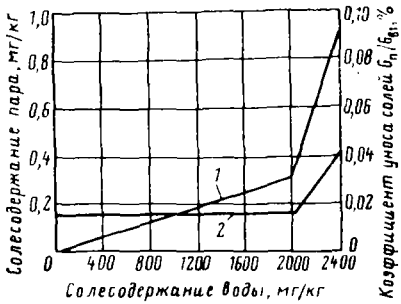


Рис. 12.9. Солесодержание пара и коэффициент уноса солей в зависимости от солесодержания воды в барабане при постоянных приведенной скорости пара и давлении:

1 — солесодержание пара; *2* — коэффициент уноса

капель влаги в паре. В результате влажность пара при той же нагрузке будет больше, чем при меньшем давлении.

На рис. 12.8 показана зависимость влажности пара от высоты парового пространства барабана. С увеличением $l_{действ}$ влажность пара сначала резко уменьшается, а затем уменьшение влажности замедляется. При умеренных значениях $R_s=800\div1000$ м³/(м²·ч) увеличение $l_{дейст}$ более чем на 0,8—1 м не дает существенного умеиьшения влажности пара. Существенное влияние на влажность пара оказывает солесодержание воды. Это связано с уменьшением действительной высоты парового пространства барабана вследствие набухания водяного объема при увеличении солесодержания воды, а также повышения доли мелкодисперсных капель влаги, транспортируемых паром. С увеличением влажности пара возрастает и коэффициент уноса солей, равный отношению солесодержания пара к солесодержанию воды: $K=S_п/S_в$.

На рис. 12.9 показана зависимость солесодержания пара и коэффициента уноса от солесодержания воды при постоянных приведенной скорости пара и давлении. При увеличении солесодержания воды $S_в$ до некоторого критического значения солесодержание пара увеличивается пропорционально $S_в$ и коэффициент уноса K остается постоянным. При критическом солесодержании воды наблюдается резкое увеличение солесодержания пара и коэффициента уноса. Критическое солесодержание зависит от давления и состава взвешенных и растворенных в воде веществ. С ростом давления критическое солесодержание воды уменьшается.

В барабанных котлах для улучшения качества насыщенного пара необходимо уменьшить содержание в нем

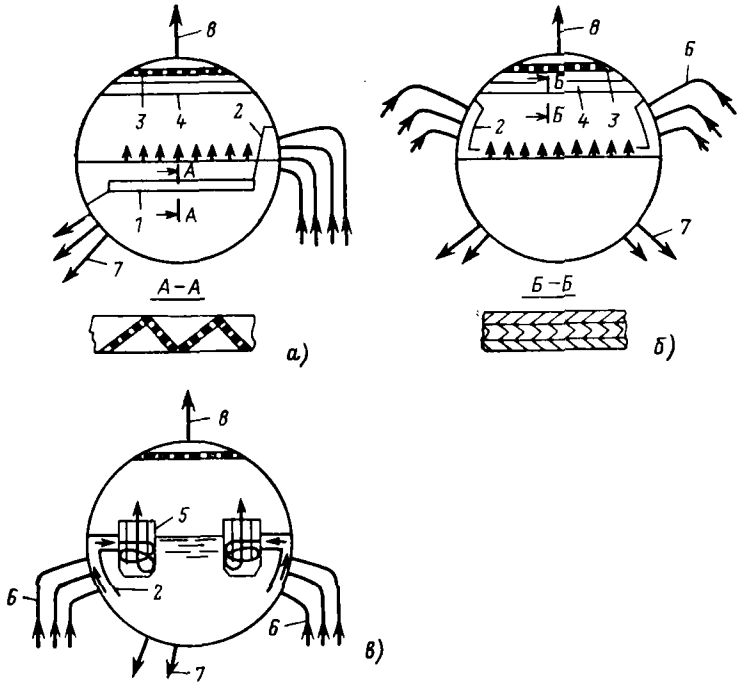


Рис. 12.10. Схемы сепарационных устройств в барабане котла:

а — при подводе пароводяной смеси под уровень воды в барабане; *б* — при подводе пароводяной смеси в паровой объем барабана; *в* — при установке внутрибарабанных циклонов; *1* — распределительный дырчатый утопленный щит; *2* — отбойный щит; *3* — паропринемный щит; *4* — жалюзийный сепаратор; *5* — внутрибарабанный циклон; *6* — трубы испарительной поверхности нагрева; *7* — опускные трубы; *8* — пароотводящие трубы

капельной влаги и растворенных в паре веществ. При низких и средних давлениях решающее значение для уменьшения солесодержания пара имеет сепарация капельной влаги от пара. В котлах высокого и сверхкритического давления солесодержание пара определяется также содержанием в паре растворенных примесей. Уменьшение содержания в паре капельной влаги достигается в барабане котла равномерным распределением по длине и по диаметру барабана пароводяной и паровой нагрузки, а также отделением капель влаги от пара с помощью сепарационных устройств.

В современных барабанных котлах применяются в отдельности или в различных сочетаниях различные сепарационные устройства, схемы которых показаны на рис. 12.10.

Эти устройства должны погасить кинетическую энергию поступающей в барабан пароводяной смеси с минимальным образованием мелкодисперсных капель влаги, обеспечить равномерное распределение паровой нагрузки по площади зеркала испарения и потока пара в объеме барабана, осуществить выделение из потока пара капель влаги.

В сепарационных устройствах используются следующие принципы сепарации капель влаги из пара.

Гравитационная сепарация. Отделение капель влаги от пара осуществляется при горизонтальном и вертикальном подъемном движении пара со стабилизированной малой скоростью. Эффективность гравитационной сепарации пропорциональна разности плотности воды и пара, т. е. зависит от давления, а также размеров капель воды, скорости потока пара и длины его пути до выхода из барабана.

При указанных ниже напряжениях парового пространства барабана и скорости подъемного движения пара крупные капли влаги выпадают из потока на зеркало испарения и в паре остаются частицы менее 50 мкм:

Давление пара, МПа . . .	1,6	4,3	11	15,5
Напряжение парового объема, $м^3/(м^3 \cdot ч)$	1200—3000	500—1200	250—500	150—250
Скорость пара над зеркалом испарения, м/с	0,35—0,9	0,2—0,35	0,08—0,2	0,05—0,12

Этот принцип сепарации используется, например, в устройстве, показанном на рис. 12.10, *а*. Гашение кинетической энергии струи пароводяной смеси и равномерное распределение пара происходят в водяном объеме. Отделение капелек влаги от пара осуществляется в паровом пространстве. Гравитационная сепарация имеет место практически в той или иной мере при всех конструкциях внутрибарабанных устройств.

Инерционная сепарация. Отделение более крупных капель воды от пара может быть осуществлено при резком ускорении горизонтального или вертикального потока пара и последующем уменьшении его скорости, а также за счет центробежных сил, действующих на каплю при изменении направления движения или направления закручивания потока влажного пара. Инерционный принцип сепарации используется в различных конструкциях сепарационных устройств, основные из которых, как было указано ранее, показаны на рис. 12.10.

Простейшим инерционным сепаратором являются глухие или дырчатые стальные листы, размещенные вертикально

или наклонно, которые одновременно используются для гашения кинетической энергии пароводяной смеси и отделения основной массы воды от пара (схема рис. 12.10, *б*). Скорость пароводяной смеси на входе под отбойный щит не должна превышать 2—2,5 м/с. Скорость пара на выходе из-под щита в барабан принимается обычно 0,7—1 м/с. Применяемые для равномерного распределения пара по площади зеркала испарения дырчатые щиты устанавливаются примерно на 75—100 мм ниже нижнего уровня воды в барабане. Минимальная скорость пара в отверстиях щита размером 8—12 мм должна быть 0,95 м/с при 4 МПа и 0,5 м/с при 10 МПа.

В жалюзийном сепараторе (рис. 12.10, *б*) для инерционного отделения капель воды используется изменение ускорения потока в сепараторе и на выходе из него, а также многократное изменение его направления, что повышает эффективность сепарации. Предельная скорость пара перед горизонтальным жалюзийным сепаратором 0,5 м/с при 4 МПа и 0,2 м/с при 10 МПа. Если жалюзи вертикальны или наклонены под большим углом, скорость пара может быть в 1,5—2 раза больше.

Центробежный сепаратор циклонного типа, в котором происходит интенсивное закручивание потока влажного пара, показан на схеме рис. 12.10, *в*. Циклонные сепараторы обеспечивают эффективное отделение капель влаги за счет действия на них центробежных сил, отбрасывающих капли к стенке циклона, где они задерживаются на пленке воды, стекающей на зеркало испарения. Циклонные сепараторы выполняются внутрибарабанными при концентрированном подводе пароводяной смеси с большой скоростью в водяной объем барабана, а также выносными, в том числе для сепарации пара из второй и третьей ступеней испарения.

Эффективность улавливания капель влаги определяется тангенциальной скоростью входа пароводяной смеси в циклон u и осевой скоростью подъема потока в циклоне w_0. С уменьшением отношения u/w_0 эффективность работы циклона резко уменьшается, поэтому u/w_0 должно быть не меньше пяти.

Внутрибарабанные циклоны обычно имеют высоту корпуса 400—500 мм. Осевая скорость пара в циклоне при давлении 4 МПа обычно $w_0=0{,}6\div0{,}7$ м/с, при 10 МПа $w_0=0{,}3\div0{,}4$ м/с. Допускаемая паропроизводительность циклона при диаметре 420 мм и давлении пара 4 МПа составляет 6,3—7,5 т/ч, а при 10 МПа она равна 10—13 т/ч.

Гидравлическое сопротивление внутрибарабанного циклона, Па, определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{ц}} = \xi \frac{u_{\text{см}}}{2} \rho' \left[1 + \frac{u''_0}{u_0} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \right], \qquad (12.22)$$

где $u_{\text{см}}$, u_0 и u''_0 — скорость смеси, приведенные скорости воды и пара, м/с; ρ' и ρ'' — плотности воды и пара, кг/м^3; ξ — коэффициент местного сопротивления. При соотношении сечений на входе смеси и на выходе воды из лопаток 2 : 1 для подводящих патрубков $\xi = 4{,}5$; для выхода из подводящего патрубка в циклон и выхода воды в барабан $\xi = 1{,}2$.

Пленочная сепарация основана на использовании способности налипания мелких капель воды, не обладающих инерционными свойствами, на увлажненную развитую поверхность при соприкосновении с ней потока влажного пара. При ударе потока влажного пара о такую поверхность в результате слияния мелких капель на ней образуется сплошная водяная пленка, которая достаточно прочна и не срывается паром, но в то же время беспрепятственно и непрерывно дренируется в водяное пространство барабана.

Пленочная сепарация используется в циклонных, а также в швеллерковых сепараторах. В них пленочная сепарация сочетается с инерционной за счет отбрасывания более крупных капель воды при прохождении влажного пара по каналам между швеллерами с четырехкратным поворотом на 90°. Такая конструкция достаточно эффективно отделяет мелкие капли от пара. Допускаемая скорость пара в швеллерковых сепараторах при давлении в барабане 11 МПа 0,2 м/с.

Для равномерного отвода пара по сечению барабана на выходе из него устанавливается *пароприемный дырчатый щит*. Скорость в отверстиях щита выбирается из условия

$$w_0^2 \rho_{\text{н}} / 2 = 200 \div 250 \text{ Па},$$

где $\rho_{\text{н}}$ — плотность насыщенного пара, кг/м^3.

Для создания достаточного дросселирующего эффекта щита скорость пара в его отверстиях должна быть в 2 раза больше, чем продольная скорость пара в барабане.

Промывка пара. Механические способы сепарации позволяют удалить из пара относительно крупные частицы. От веществ, находящихся в паре высокого давления в виде молекулярных и коллоидных растворов, пар может быть очищен промывкой его чистой водой. Практически промывка

пара осуществляется пропуском его через слой воды.

На рис. 12.11 показано устройство для промывки пара. В паровом пространстве барабана размещается щит, на который подается питательная вода, стекающая затем в водяное пространство барабана. Щит выполняется в виде системы корыт или с перфорированными по его площади отверстиями.

Пар, проходя сквозь слой воды в корытах или через отверстия в щите, частично очищается от солей, насыщая ими воду. Основной целью промывки пара при высоком давлении является снижение уноса кремниевой кислоты. В установившемся состоянии кремнесодержание пара становится пропорциональным кремнесодержанию воды, контактирующей с паром. Коэффициент распределения кремнесодержания в паре и воде выражается отношением $K_р = (SiO_2^{2-})_п / (SO_2^{2-})_{п.в}$, которое определяет допустимое кремнесодержание питательной воды при заданном допустимом кремнесодержании в паре.

При промывке пара вследствие несовершенства его контакта с водой примеси удаляются не полностью; конечное солесодержание пара определяется по формуле

$$S_п = (1 - \beta) K_р + S_{пром} + \beta K_{пр} S_{пр}; \qquad (12.23)$$

где β — коэффициент проскока — доля пара, прошедшего через промывочное устройство, но не промытого; $S_{пром}$ и $S_{пр}$ — солесодержания промытой и непромытой частей пара.

Коэффициент проскока всех примесей составляет примерно 10—15, а кремниевой кислоты 15—40 %. Для удовлетворительной работы промывочного устройства слой воды на щите должен быть 60—70 мм.

На промывочный щит подают не более 50 % питатель-

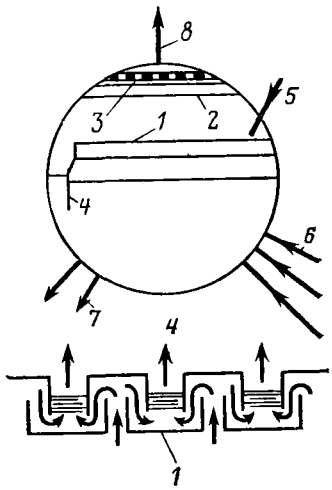


Рис. 12.11. Схема сепарационного устройства с промывкой пара:

1 — щит с промывочными корытцами; *2* — жалюзийный сепаратор; *3* — пароприемный щит; *4* — распределительный щит; *5* — подвод питательной воды; *6* — трубы испарительной поверхности нагрева; *7* — опускные трубы; *8* — пароотводящие трубы

ной воды в целях уменьшения конденсации пара в барабане, которая вызывает необходимость повышения паросодержания в испарительных поверхностях нагрева. Для уменьшения выноса капельной влаги в питательную воду, находящуюся на щите, необходимо иметь достаточную высоту парового пространства под щитом.

В прямоточном котле с промывочно-сепарационным устройством промывка пара осуществляется путем впрыска воды в слегка перегретый пар с доведением его влажности до 2 %. При этом примеси, имеющиеся в паре, растворяются в воде. Далее влага отделяется от пара в центробежном сепараторе и после использования части ее тепла выводится в дренаж.

Глава тринадцатая

ТЕПЛОВАЯ СХЕМА КОТЛА

13.1. ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

Тепловой схемой котла называют схему, устанавливающую взаимосвязь элементов котла: распределение приращения энтальпий воды, пароводяной смеси, пара и воздуха в элементах котла; размещение элементов котла по ходу движения потока продуктов сгорания.

Тепловая схема котла призвана обеспечить оптимальные конструктивные и эксплуатационные характеристики котла и определяется параметрами пара; типом и мощностью котла; видом топлива и способом его сжигания. Характерными параметрами тепловой схемы являются *относительное приращение энтальпии* воды при ее нагреве и испарении и пара при его перегреве; *температура продуктов сгорания* на выходе из топки; *температура подогрева воздуха* и уходящих продуктов сгорания.

Распределение приращения энтальпии рабочей среды в экономайзере, испарительных поверхностях нагрева и пароперегревателе характеризуется его отношением к общему тепловосприятию

$$q_{эл} = \frac{\Delta h_{эл}}{h_{п.п} - h_{п.в}} 100, \qquad (13.1)$$

где $\Delta h_{эл}$ — приращение энтальпии в данном элементе, кДж/кг; $h_{п.п}$ и $h_{п.в}$ — энтальпии перегретого пара и питательной воды, поступающей в котел, кДж/кг.

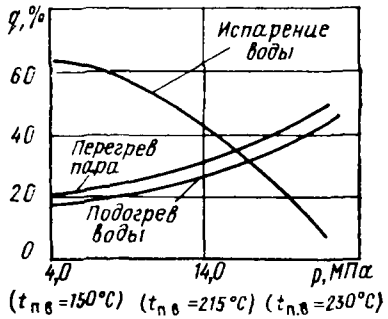


Рис. 13.1. Тепловосприятие элементов котла в зависимости от давления и перегрева пара

Зависимость тепловосприятия в элементах котла от давления и перегрева пара показана на рис. 13.1.

С повышением параметров пара возрастает тепловосприятие экономайзера и пароперегревателя, одновременно уменьшается тепловосприятие испарительными поверхностями нагрева.

13.2. ТЕМПЕРАТУРА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ НА ВЫХОДЕ ИЗ ТОПКИ

Распределение теплоты, передаваемой радиационным и конвективным поверхностям котла, определяется значением температуры продуктов сгорания на выходе из топки. Увеличение этой температуры повышает среднюю температуру в топке и интенсифицирует радиационный теплообмен. При неизменной паропроизводительности котла снижается доля теплоты, передаваемой радиационным поверхностям нагрева, увеличиваются необходимые конвективные поверхности и соответственно возрастает расход электроэнергии на тягу и дутье. Общая поверхность нагрева уменьшается вследствие интенсификации радиационного теплообмена и некоторого повышения температурного напора в конвективных поверхностях нагрева. Снижение температуры продуктов сгорания на выходе из топки приводит к обратным результатам. В общем случае *оптимальная температура продуктов сгорания* на выходе из топки $v''_г$ *определяется технико-экономическими расчетами* по минимуму расчетных затрат на котел (рис. 13.2).

При сжигании пылеугольного топлива температура продуктов сгорания на выходе из топки не должна превышать температуру, допустимую по условиям шлакования; при сжигании всех видов топлива она должна обеспечивать активный процесс его горения с минимальными потерями от химической и механической неполноты горения. Обычно температура продуктов сгорания перед фестоном или фестонированной поверхностью нагрева принимается ниже тем-

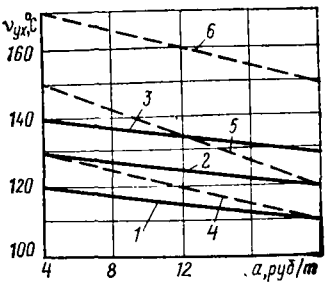


Рис. 13.2. Зависимость оптимальной температуры уходящих продуктов сгорания от стоимости топлива (условно):

1 — при сухом топливе $W^{п}<3$; *2* — при влажном топливе $W^{п}=4\div20$; *3* — при сильно влажном топливе; *4* — при сухом топливе; *5* — при влажном топливе; *6* — при сильно влажном топливе; — — — — — температура питательной воды 150 °С; ——— — температура питательной воды 215—235 °С

пературы начала размягчения золы t_{1}, но не более 1100 °С. Практически при работе на пыли антрацита ее принимают равной 1050 °С, а на пыли бурых углей — 950 °С, что несколько ниже оптимальной температуры, определяемой по расчетным затратам. При работе котла на газе и мазуте по технико-экономическим соображениям температура перед конвективными поверхностями нагрева должна быть 1100—1200 °С.

13.3. ТЕПЛОВОСПРИЯТИЕ В ИСПАРИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЕ, ЭКОНОМАЙЗЕРЕ И ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕ

Приращение энтальпии в экономайзере и конвективных испарительных системах поверхностей нагрева составляет величину, определяемую из выражения

$$\Delta h_{эк}+\Delta h_{ип}=(h_{п.п}-h_{п.в})-(\Delta h_{т}+\Delta h_{п.в}), \qquad (13.2)$$

где $h_{п.п}$ и $h_{п.в}$ — энтальпии перегретого пара и питательной воды, кДж/кг; $\Delta h_{эк}$, $\Delta h_{ип}$, $\Delta h_{т}$ и $\Delta h_{п.в}$ — приращения энтальпии в экономайзере, в конвективных испарительных поверхностях нагрева, в экранах и испарительных ширмах и в пароперегревателе, кДж/кг.

При заданных значениях температуры продуктов сгорания на выходе из топки необходимое приращение энтальпии в конвективных испарительных поверхностях нагрева и экономайзере зависит только от параметров пара. Из рис. 13.1 видно, что при среднем давлении пара 3,93 МПа и температуре 450 °С на парообразование расходуется примерно 64 % общего тепловосприятия в котле. В зависимости от вида топлива и способа его сжигания доля теплоты, передаваемой экранами при сухих твердых топливах, газе и мазуте, составляет 56—60 %, а при влажных твердых топливах 45—48 %, т. е. существенно меньше, чем необходи-

мо для парообразования. Это относится к котлам среднего давления, работающим на твердом топливе. В этих условиях возникает необходимость в установке дополнительной конвективной испарительной поверхности нагрева или в организации частичного испарения воды в экономайзере. Удельная стоимость конвективной испарительной поверхности нагрева в котлах с естественной циркуляцией выше, чем экономайзера, и поэтому целесообразно частичное испарение воды осуществить в экономайзере. Допустимое паросодержание в воде на выходе ее из экономайзера составляет 15 %. При наличии парообразования в экономайзере его парообразующая часть должна быть выделена отдельно, так как в ней движется поток двухфазной среды и для равномерного ее распределения по параллельно включенным змеевикам, работающим при различных тепловых нагрузках, часто необходима установка шайб — см. гл. 10. При этом распределение приращения энтальпии рабочей среды по частям экономайзера должно соответствовать условию

$$h''_{э1} = h_{нас} - (125 - 170), \qquad (13.3)$$

где $h''_{э1}$, $h_{нас}$ — энтальпии воды на выходе из первой части экономайзера и насыщения при данном давлении, кДж/кг.

При низких параметрах пара доля теплоты, расходуемой на испарение воды, значительно выше тепловосприятия в экранах и при допустимом паросодержании на выходе из экономайзера, и поэтому возникает необходимость в применении конвективных испарительных поверхностей нагрева, которые обычно и имеются в котлах малой мощности.

Приращение энтальпии пара в пароперегревателе, первичном или промежуточном, кДж/кг, должно быть

$$\Delta h_{п.п} = h_{п.п} - h_{н.п} + \Delta h_{рег}, \qquad (13.4)$$

где $h_{п.п}$ и $h_{н.п}$ — энтальпии перегретого и насыщенного пара, кДж/кг; $\Delta h_{рег}$ — снижение энтальпии пара в регуляторе перегрева пара, кДж/кг.

В современных котлах сверхвысокого давления при принятой для них температуре перегрева пара до 565 °С тепловосприятие пароперегревателя составляет до 50 % общего, как видно из рис. 13.1. При этих условиях для уменьшения поверхности нагрева пароперегревателя необходимо размещение его в области достаточно высоких температур и частично — в топочной камере.

Вопросы размещения пароперегревателя в потоке продуктов сгорания рассмотрены в гл. 19.

13.4. ПОДОГРЕВ ВОЗДУХА И РАСПОЛОЖЕНИЕ ЭКОНОМАЙЗЕРА И ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ В ГАЗОВОМ ТРАКТЕ

Температура насыщения среды в испарительных поверхностях нагрева при давлении более 1 МПа выше требуемой температуры продуктов сгорания, уходящих из котла, и поэтому при завершении в них теплоиспользования нельзя обеспечить должную тепловую экономичность установки.

Поэтому в современных котлах использование теплоты продуктов сгорания завершается в экономайзере и воздухоподогревателе. В экономайзере подогревается питательная вода и иногда происходит ее частичное испарение. В воздухоподогревателе осуществляется подогрев воздуха, подаваемого в топку для сжигания топлива. Подогрев поступающего в топку воздуха интенсифицирует радиационное тепловосприятие экранов и снижает потери от химического и механического недожогов топлива.

Наличие экономайзера и воздухоподогревателя при температуре поступающих в них воздуха и питательной воды меньшей, чем температура насыщения, обеспечивает возможность охлаждения продуктов сгорания до технически и экономически оправданного предела.

Температура питательной воды для энергетических котлов с давлением пара более 3,93 МПа согласно ГОСТ принимается равной 150, 215 и 230 °С в зависимости от развития регенеративного подогрева воды, осуществляемого с целью повышения экономичности работы электростанции. Для котлов производственного назначения температура питательной воды после ее термической деаэрации составляет 104 °С.

Таким образом, для энергетических котлов температура питательной воды выше температуры уходящих из котла продуктов сгорания, и по условиям организации теплообмена необходимо применение теплоносителя с более низкой начальной температурой, которым и является воздух. Следовательно, тепловосприятие в энергетических котлах должно завершаться в воздухоподогревателе. Конечная температура подогрева воздуха выбирается в зависимости от вида топлива и способа его сжигания.

Экономически выгоднее, чтобы температура подогрева воздуха была выше, чем температура питательной воды после экономайзера. Увеличение поверхности нагрева воздухоподогревателя при повышенной температуре подогрева воздуха компенсируется уменьшением более дорогой и от-

ветственной поверхности нагрева экономайзера. Помимо этого, увеличение температуры подогрева воздуха на 100 °С повышает примерно на 50 °С температуру горения топлива, что способствует уменьшению необходимых поверхностей нагрева, расположенных в топке, за счет интенсификации радиационного теплообмена. Компоновку экономайзера и воздухоподогревателя выполняют одноступенчатой и двухступенчатой.

Температура подогрева воздуха при одноступенчатой компоновке лимитирована. При противоточном движении продуктов сгорания и воздуха температурный напор в воздухоподогревателе непрерывно уменьшается, начиная с холодного его конца, где эта разница имеет наибольшее значение $\Delta t^{б} = t_{ух} - t'_{в}$, до $\Delta t^{м} = t'_{г} - t''_{в}$ на горячем конце. Здесь $t'_{в}$, $t''_{в}$, $t'_{г}$ и $t_{ух}$ — температуры холодного воздуха, подогретого воздуха, продуктов сгорания перед воздухоподогревателем и после него, °С.

Таким образом, при повышении $t''_{в}$ средний расчетный температурный напор быстро уменьшается и соответственно увеличивается необходимая поверхность нагрева воздухоподогревателя. Снижение температурного напора определяется тем, что объем и теплоемкость греющих продуктов сгорания больше, чем у нагреваемого воздуха. Максимальная температура подогрева воздуха при одноступенчатой компоновке может быть определена из выражения

$$w_{в}(t''_{в} - t'_{в}) = (t'_{г} - t_{ух})\, w_{г}, \qquad (13.5)$$

где $t''_{в} = t'_{г} - \Delta t^{м}$; $w_{в} = (\alpha_{т} - \Delta\alpha_{т} - \Delta\alpha_{прис})\, V_{в} C_{в}$ — водяной эквивалент воздуха; $w_{г} = V_{RO_2} C_{CO_2} + V^{0}_{N_2} C_{N_2} + (\alpha_{ух} - 1) V^{0}_{в} C_{в} + V_{H_2O} C_{H_2O}$ — водяной эквивалент продуктов сгорания.

Решение уравнения (13.5) дает значение максимальной температуры подогрева воздуха. По условиям эффективности теплообмена температурный напор на горячем конце воздухоподогревателя должен быть не ниже 50—60 °С, и тогда, например, при $w_{в}/w_{г} = 0{,}7$ получаем $t''_{в} = 270$ °С. Дальнейшее повышение температуры подогрева воздуха при одноходовой компоновке нерационально, так как вызывает уменьшение температурного напора на горячем конце воздухоподогревателя и соответственно увеличение его поверхности нагрева. При некотором значении $t''_{в}$ получается $\Delta t''_{в} = 0$ и дальнейшее повышение температуры воздуха невозможно.

При высоком подогреве воздуха необходимо применение

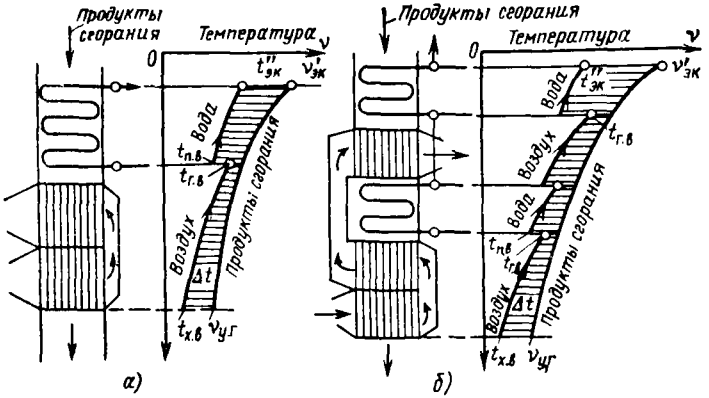


Рис. 13.3. Компоновка экономайзера и воздухоподогревателя:
а — одноступенчатая; *б* — двухступенчатая

двухступенчатой компоновки экономайзера и воздухоподогревателя, т. е. догрев воздуха в области более высокой температуры продуктов сгорания (рис. 13.3). При этом по условиям теплообмена в экономайзере и технико-экономическим соображениям температура подогрева воздуха за первой ступенью воздухоподогревателя, °С, принимается

$$t''_{в1} = t'_{п.в} + (30 \div 40), \qquad (13.6)$$

где $t'_{п.в}$ — температура воды на входе в экономайзер, °С.

Температуру подогрева воздуха при сжигании природного газа и мазута рекомендуется принимать 200—300 °С, а при слоевом сжигании топлива 200—250 °С. Этим определяется возможность применения одноходовой компоновки экономайзера и воздухоподогревателя для котлов, работающих на указанных топливах. Для котлов, работающих на влажном пылевидном твердом топливе, целесообразен подогрев воздуха до 350—400 °С, и для таких установок применяется двухступенчатая компоновка. Дальнейшее повышение температуры подогрева воздуха ограничивается необходимостью применения при $t''_в > 450$ °С легированных металлов или специальных материалов, или специальных сложных конструкций воздухоподогревателей. Температура продуктов сгорания на входе в трубчатый воздухоподогреватель по условиям окалинообразования трубных досок не должна превышать 530 °С.

13.5. ТЕМПЕРАТУРА УХОДЯЩИХ ГАЗОВ

Температура уходящих газов оказывает решающее влияние на тепловую экономичность котла. Снижение температуры уходящих газов на 12—16 °С повышает КПД котла примерно на 1 %.

Уменьшение температуры уходящих газов связано с необходимостью увеличения конвективных поверхностей нагрева и с возрастанием расхода электроэнергии на тягу и дутье. Возникающие при этом дополнительные затраты могут окупаться за счет экономии топлива. В общем случае оптимальная температура уходящих газов за котлами, работающими на различных топливах, определяется на основании технико-экономических расчетов по минимуму расчетных затрат при данной цене топлива. Существенное влияние на значение оптимальной температуры уходящих газов оказывает температура питательной воды, повышение которой приводит к относительному увеличению конвективных поверхностей нагрева при данной температуре уходящих газов. Нижний предел температуры уходящих газов при работе на топливах с большим содержанием серы может лимитироваться условиями низкотемпературной коррозии элементов котла.

Рекомендуемые температуры уходящих газов за котлами в зависимости от приведенной влажности топлива $W^{п}$ и его стоимости, параметров пара и температуры питательной воды приведены в [1]. Например, для котлов паропроизводительностью более 75 т/ч с давлением пара 4—6 МПа и с температурой питательной воды $t_{п.в}=150$ °С при использовании влажного топлива ($W^{п}=1\div5$ % кг/МДж) и при стоимости его 12—20 руб/т рекомендуется температура уходящих газов $\vartheta_{у.г}=110\div120$ °С; при давлении пара 8—12 МПа и $t_{п.в}=215$ °С при той же стоимости влажного топлива рекомендуется $\vartheta_{у.г}=120\div130$ °С; при работе на высокосернистом мазуте принимается $\vartheta_{у.г}=150\div160$ °С. Для котлов с паропроизводительностью, меньшей 75 т/ч, температура уходящих газов принимается несколько большей с целью упрощения и удешевления их конструкции. Например, для котлов паропроизводительностью до 12 т/ч, работающих на твердом топливе с $W^{п}\leq6$ % кг/МДж, обычно принимается $\vartheta_{у.г}=160\div180$ °С.

В качестве примера на рис. 13.4 показана тепловая схема котла среднего давления с естественной циркуляцией для работы на газе и мазуте. Испарение воды осуществляется в экранах топки, фестоне и частично в кипящем экономайзере. Пароперегреватель двухступенчатый и расположен непосредственно за фестоном в области высоких температур газов, что определяется стремлением уменьшить его поверхность нагрева при значительном тепловосприятии, составляющем около 20 % общего. Регулирование температуры перегретого пара предусмотрено в поверхностном охладителе. За пароперегревателем по ходу газов последовательно располагаются кипящий экономайзер, паросодержание воды на выходе из которого составляет 15 %, и за ним последним по ходу газов — воздухоподогреватель. Одноступенчатая компоновка экономайзера и воздухоподогревателя возможна вследствие принятой невысокой температуры подогрева воздуха (до 250 °С). Для предотвращения коррозии воздухоподогревателя предусмотрено повышение температуры поступающего в него воздуха за счет рециркуляции.

На рис. 13.5 показана тепловая схема современного котла высокого давления с естественной циркуляцией, предназначенного для работы на пыли твердого топлива.

Испарительными поверхностями нагрева являются экраны, расположенные в топке, и фестон. Частично испарение воды осуществляется и в экономайзере, паросодержание на выходе из которого не превышает 15 %. Пароперегреватель выполнен радиационно-конвективным. Радиационная часть пароперегревателя, выполненная в виде ширм, размещена

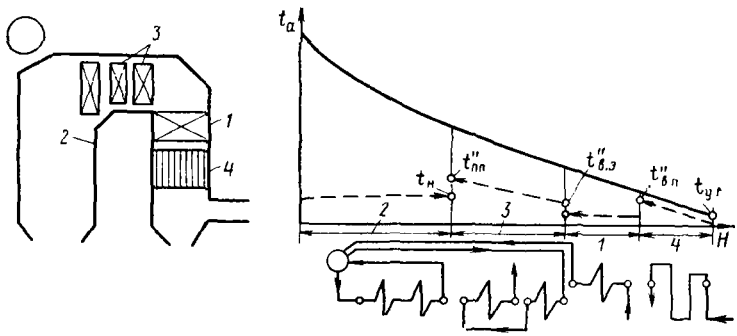


Рис. 13.4. Тепловая схема котла среднего давления на газе и мазуте. Обозначения те же, что и на рис. 13.5

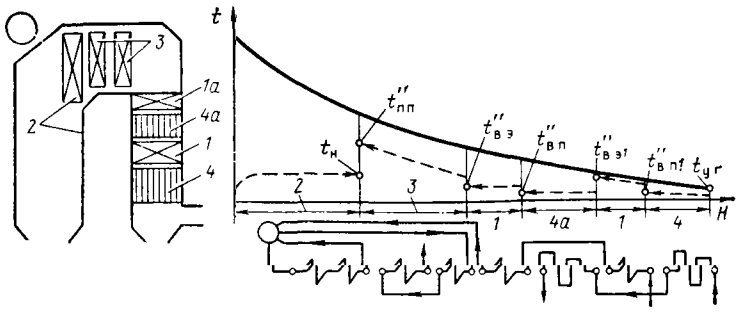


Рис. 13.5. Тепловая схема котла высокого давления с естественной циркуляцией на пылеугольном топливе:

1 — экономайзер I ступени; *1а* — экономайзер II ступени; *2, 2а* — испарительные поверхности нагрева; *3* — пароперегреватель; *4* — воздухоподогреватель I ступени; *4а* — воздухоподогреватель II ступени

в топке; конвективная часть расположена непосредственно за фестоном. Такая организация тепловосприятия пароперегревателя обеспечивает возможность снижения температуры продуктов сгорания на выходе из топки до оптимальной и улучшает условия регулирования температуры перегрева пара.

Регулирование температуры перегрева пара осуществляется впрыском питательной воды в коллекторы ступеней пароперегревателя. За пароперегревателем в опускной шахте расположены экономайзер и воздухоподогреватель, скомпонованные каждый в две ступени. Тепловосприятие завершается в первой по ходу воздуха ступени воздухоподогревателя. Применение такого расположения экономайзера и воздухоподогревателя определяется необходимостью высокого подогрева воздуха (выше 300 °С). Двухступенчатая компоновка экономайзера и воздухоподогревателя применяется обычно также и в котлах среднего давления, предназначенных для работы на пыли твердого топлива.

На рис. 13.6 показана тепловая схема конвективного котла среднего давления с многократной принудительной циркуляцией, предназначенного для использования физической теплоты отходящих газов от технологических агрегатов. Испарительные поверхности нагрева, выполненные в виде пакетов из змеевиков, включены параллельными контурами в систему принудительной циркуляции, что уменьшает потери давления в циркуляционной системе и снижает расход электроэнергии на циркуляционные насосы. Пароперe-

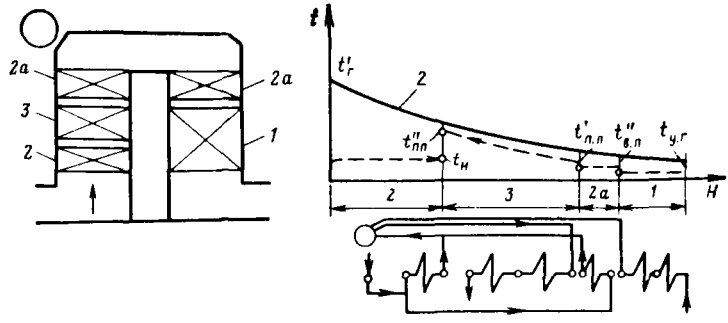


Рис. 13.6. Тепловая схема конвективного котла среднего давления с многократно-принудительной циркуляцией на отходящих газах технологических агрегатов. Обозначения те же, что и на рис. 13.5.

греватель размещается между первым и вторым по ходу газов пакетами испарительных поверхностей нагрева, что предохраняет его от воздействия высоких температур газов, которые могут возникать в процессе работы технологического агрегата. Последним по ходу газов располагается экономайзер. Для обеспечения достаточного охлаждения газов температура воды, поступающей в него обычно непосредственно после деаэратора, принимается около 105 °С.

13.7. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ КОТЕЛЬНОЙ

На тепловых схемах котельных показывается основное и вспомогательное оборудование, объединяемое линиями трубопроводов для транспорта теплоносителей в виде пара и воды. На принципиальной тепловой схеме указывается лишь главное оборудование — котлы, подогреватели, деаэраторы, насосы и основные трубопроводы—без арматуры, всевозможных вспомогательных устройств и второстепенных трубопроводов, не уточняются количество и расположение оборудования. После разработки принципиальной тепловой схемы котельной и ее расчетов выбирается необходимое оборудование котельной. Целью расчета тепловой схемы является определение общих тепловых нагрузок — внешних и расходов теплоты на собственные нужды котельной и распределение нагрузок между паровой и водогрейной частями нагрузок; определение всех тепловых и массовых потоков, необходимых для выбора вспомогательного оборудования и диаметров трубопроводов и арматуры; определение данных для дальнейших технико-экономических расчетов.

Расчет тепловой схемы котельной дает возможность определить суммарную тепловую мощность котельной при различных режимах работы.

По определенным суммарным расходам пара и горячей воды и вида топлива производится выбор типа, производительности и количества котлов. В котельных с общей тепловой мощностью (пар и горячая вода) примерно до 210 гДж/ч рекомендуется устанавливать только паровые котлы, а горячую воду для нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения получать от пароводяных подогревателей. Для мощных котельных тепловой мощностью более 420 гДж/ч может оказаться рациональным применение комбинированных паровых котлов с гибкой регулировкой паровой и водогрейной нагрузкой. После выбора котлов производится выбор всего необходимого для их вспомогательного оборудования, т. е. теплообменных аппаратов, аппаратуры водоподготовки, насосов, баков и пр. Все выбранное оборудование наносится на тепловую схему. Условными линиями изображают трубопроводы для различного вида жидкостей, пара и газа. Сложные тепловые схемы котельных с паровыми, водогрейными и пароводогрейными котлами определяют необходимость расчета тепловых схем методом последовательных приближений. Для каждого элемента тепловой схемы составляют уравнение материального и теплового балансов, решение которых позволяет определить неизвестные расходы и энтальпии сред. Общая увязка этих уравнений осуществляется составлением материального и теплового балансов деаэратора, в котором сходятся основные потоки рабочего тела. Ряд значений величин, необходимых для увязки тепловой схемы, получают из расчета ее элементов и устройств. Рядом значений величин можно предварительно задаваться. Например, на деаэрацию питательной воды и подогрев сырой и химической воды при закрытой системе водоснабжения от 7 до 10 % суммарного отпуска тепловой энергии внешним потребителям; на потери теплоты внутри котельной 2—3 % той же величины.

При расчетах тепловой схемы обычно задаются температурой воды, идущей на химическую водоочистку, 20—30 °С; исходной воды зимой — 5 °С. Считают потери воды в тепловых сетях при закрытой системе горячего водоснабжения равными 0,5 % объема воды в сетях, или 1,5—2 % часового расхода воды в сети.

Принципиальная тепловая схема котельной с паровыми котлами показана на рис. 13.7.

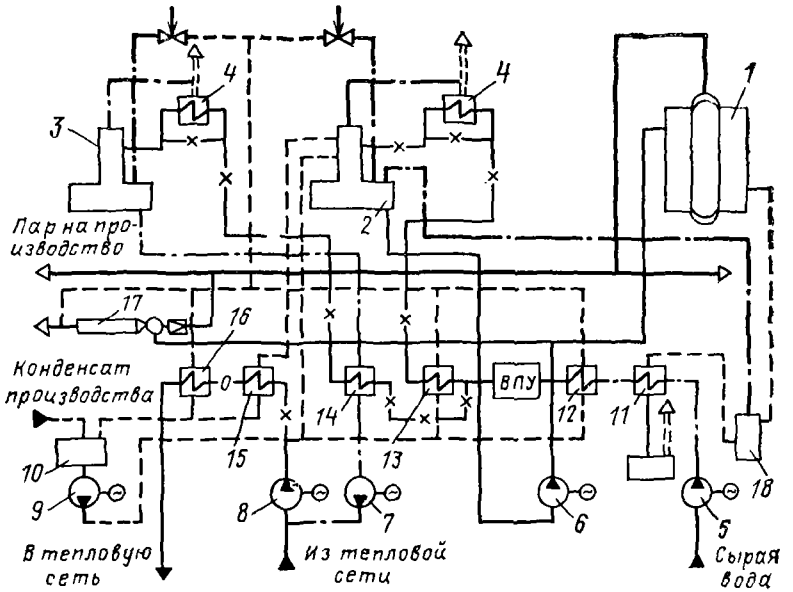


Рис. 13.7. Принципиальная тепловая схема котельной с паровыми котлами:

1 — паровой котел; *2* — деаэратор питательной воды; *3* — деаэратор подпиточной воды; *4* — охладитель выпара; *5* — насос сырой воды; *6* — насос питательный; *7* — насос подпиточный; *8* — насос сетевой; *9* — насос конденсатный; *10* — бак конденсатный; *11* — охладитель продувочной воды; *12* — подогреватель сырой воды; *13* — подогреватель химически очищенной воды; *14* — охладитель подпиточной воды; *15* — охладитель конденсата; *16* — подогреватель сетевой воды; *17* — РОУ; *18* — сепаратор непрерывной продувки; *ВПУ* — валоповоротное устройство

Глава четырнадцатая

ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКЦИИ КОТЛОВ

14.1 ОБЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОВ

В промышленности и на тепловых электростанциях широко распространены котлы для выработки водяного пара различных параметров с естественной или принудительной циркуляцией. Иногда для получения пара применяют котлы особой конструкции и специализированного назначения: котлы с *промежуточными теплоносителями*, котлы с давлением в газовом тракте; реакторы и парогенераторы атомных электростанций; котлы, использующие теплоту газов технологических и энерготехнологических агрегатов, и *пр.* Такие котлы рассматриваются в гл. 15—19.

В СССР стационарные котлы, предназначенные для выработки пара, используемого технологическими и бытовыми потребителями, а также в турбоагрегатах для выработки электроэнергии, стандартизованы по параметрам и мощности (ГОСТ 3619-82). Предусматривается производство следующих стационарных котлов:

котлы низкого давления с естественной и принудительной циркуляцией, в том числе котлы с давлением пара 0,88 МПа (9 кг/см²), производительностью 0,16—1 т/ч насыщенного пара, температура питательной воды 50 °С; пар используется производственными и бытовыми потребителями;

котлы среднего давления, к которым относятся котлы с естественной циркуляцией с давлением пара для выработки насыщенного и слабо перегретого пара давлением 1,36 МПа (14 кгс/см²), производительностью 2,5—160 т/ч и температурой питательной воды 105 °С;

котлы с естественной циркуляцией для выработки насыщенного и слабо перегретого пара с давлением 2,36 МПа (24 кгс/см²), производительностью 50—160 т/ч и температурой питательной воды 105 °С;

котлы среднего давления 3,9 МПа (40 кгс/см²), с естественной циркуляцией, вырабатывающие перегретый пар с давлением 3,9 МПа (40 кгс/см²), температурой 440 °С, производительность этих котлов 10—160 т/ч при температуре питательной воды 150 °С;

котлы высокого давления с естественной и принудительной циркуляцией производительностью 220—820 т/ч. Эти котлы вырабатывают перегретый пар с давлением 9,8 МПа (100 кгс/см²), температурой 540 °С при температуре питательной воды 215 °С;

котлы высокого давления — 13,8 МПа (140 кгс/см²), температура перегретого пара 540—560 °С, производительность 210—1000 т/ч, температура питательной воды 215 °С;

котлы сверхкритического давления прямоточные, производительностью 1000—3950 т/ч, вырабатывающие пар с давлением 25 МПа (255 кгс/см²), с температурой перегретого пара 540—560 °С, температура питательной воды 270 °С.

Обозначение типов котлов: естественной циркуляцией — Е, с промежуточным перегревом — $ЕП_р$, прямоточные — П, с промежуточным перегревом — $ПП_р$.

К основным параметрам паровых котлов ГОСТ относит номинальную производительность D, кг/с; номинальное давление пара p, МПа (кгс/см²); температуру перегретого па-

ра $t_{п.п}$, °С; номинальную температуру питательной воды $t_{п.в}$, °С; КПД брутто.

Первая ступень энергетических параметров пара (3,90 МПа, 440 °С) принята, исходя из возможности выполнения пароперегревателя и ступеней высокого давления турбины из углеродистой стали. Температура труб пароперегревателя должна быть не выше 500 °С. Давление 3,90 МПа принято по условию допустимой конечной влажности пара в ступенях низкого давления турбины 10—12 %.

Давление 9,80 МПа соответствует максимально допустимой при принятой температуре пара 540 °С, влажности пара в турбине, которая в этом случае не превышает 12 %.

Параметры 13,8 МПа, 560 °С выбраны, исходя из условий возможного повышения начального давления при наличии промежуточного перегрева пара и сохранении при этом допустимой конечной влажности пара. Значения сверхвысоких параметров пара определяются условиями надежной работы современных легированных марок стали. Ведутся работы по применению пара и более высоких параметров. Имеются опытные установки с давлением пара 29,4 МПа и температурой 600 °С.

Котлы для выработки пара высокого и сверхкритического (25 МПа) давления предназначаются для тепловых электростанций средней и большой мощности. Шкалы давления и производительности энергетических котлов в ГОСТ приняты соответственно параметрам пара и мощности стандартизированных турбоагрегатов, исходя из установки одного-двух котлов на турбоагрегат.

Стандартизация параметров пара и мощности стационарных котлов, введенная у нас еще в предвоенные годы, позволила организовать серийное производство энергетического оборудования, что существенно уменьшило стоимость изготовления котлов и необходимого для них вспомогательного оборудования, а также обеспечило применение наиболее рациональных решений в энергетике.

Преимущественно применяемые в промышленности котлы с естественной и принудительной циркуляцией принципиально различаются только организацией гидродинамики в испарительных поверхностях нагрева. Схемы организации движения воды, пароводяной смеси и пара в этих котлах показаны на рис. 14.1.

В котлах с естественной циркуляцией (рис. 14.1, *а*) питательная вода подается насосом в экономайзер, а из него в верхний барабан. В процессе естественной циркуляции,

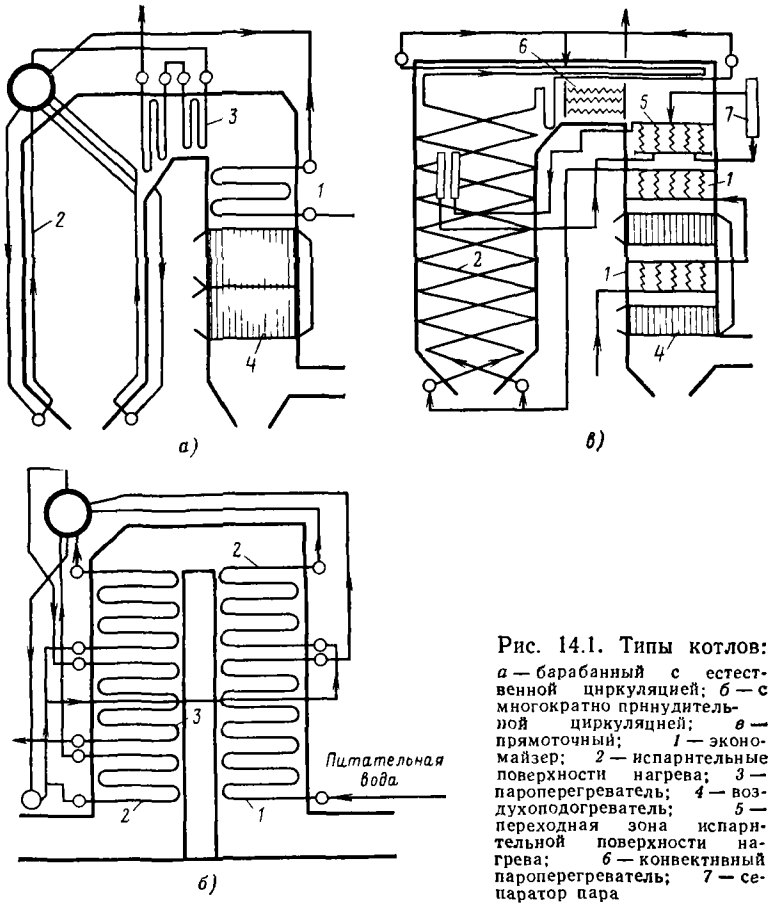


Рис. 14.1. Типы котлов: *а* — барабанный с естественной циркуляцией; *б* — с многократно принудительной циркуляцией; *в* — прямоточный; *1* — экономайзер; *2* — испарительные поверхности нагрева; *3* — пароперегреватель; *4* — воздухоподогреватель; *5* — переходная зона испарительной поверхности нагрева; *6* — конвективный пароперегреватель; *7* — сепаратор пара

возникающей в испарительных поверхностях нагрева, образовавшаяся пароводяная смесь направляется в барабан, в котором происходит разделение пара и воды. Из барабана пар направляется на перегрев в пароперегреватель и затем — к потребителям. При критическом давлении в котле естественная циркуляция невозможна. Это положение, а также условия надежности циркуляции, увеличение массы и стоимости конструкции по мере повышения давления в котле определили применение котлов с естественной циркуляцией при давлении до 13,8 МПа. Котлы низкого и среднего давления преимущественно выполняют с естественной

циркуляцией, что объясняется в основном менее жесткими требованиями к качеству питательной воды, более простой системой автоматизации процессов горения и питания и отсутствием затрат электроэнергии на осуществление движения рабочей среды в испарительной системе.

В котлах с многократной принудительной циркуляцией (рис. 14.1, *б*) питательная вода подается насосом в экономайзер и далее в барабан. В испарительных поверхностях нагрева циркуляция осуществляется принудительно за счет работы насоса, включенного в контур циркуляции. Разделение пара и воды происходит в барабане, из которого пар направляется в пароперегреватель и далее к потребителям.

Котлы с многократной принудительной циркуляцией применяют в основном для использования теплоты газов технологических и энерготехнологических агрегатов для выработки пара низких и средних параметров. При высоком давлении в таких котлах усложняются конструкции и условия работы циркуляционных насосов, работающих на воде с температурой более 300 °С. При давлении 13,8 МПа и выше на районных КЭС и ТЭЦ обычно применяют прямоточные котлы. В прямоточных котлах (рис. 14.1, *в*) экономайзер, испарительная поверхность нагрева и пароперегреватель конструктивно объединены и, проходя их последовательно, вода нагревается, испаряется и образовавшийся пар перегревается, после чего направляется к потребителям. Полное испарение воды происходит за время однократного прямоточного прохождения воды в испарительной части поверхности нагрева. Отсутствие барабана в прямоточных котлах высокого давления существенно (на 8—10 %) снижает затраты металла на изготовление котла по сравнению с барабанным котлом такой же мощности и давления. Котлы с давлением 25 МПа выполняют только прямоточными.

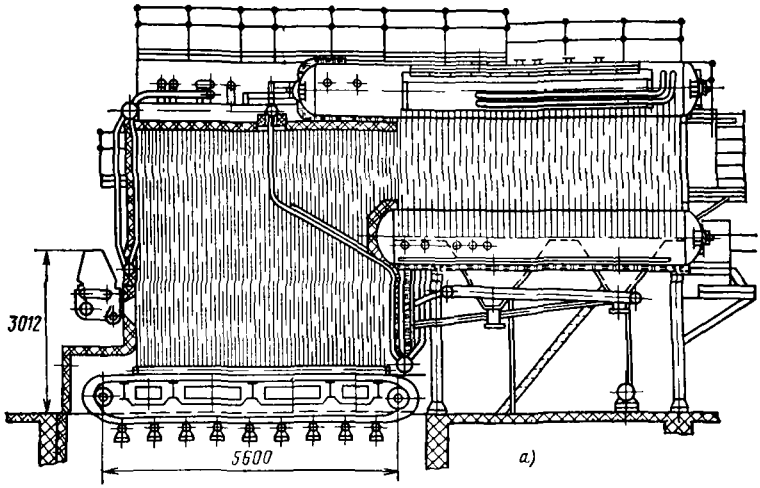
Имеются многочисленные конструкции всех типов котлов, что определяется многими факторами, влияющими на выбор того или иного технического решения: параметрами пара, производительностью, видом топлива и способом его сжигания, характеристикой питательной воды, требуемыми эксплуатационными показателями. Общие тенденции развития конструкций котлов определяются требованиями повышения надежности и экономичности работы, т. е. увеличения КПД брутто и нетто, снижения удельных затрат металла, стоимости изготовления и монтажа уменьшения вредных выбросов, обеспечения безопасности работы и облегчения труда персонала.

14.2. КОТЛЫ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

В настоящее время выпускаются различные конструкции котлов низкого давления, в том числе с дымогарными и жаровыми трубами, в которых продукты сгорания проходят внутри труб, а вода омывает их снаружи, и водотрубные котлы, в которых испаряемая вода циркулирует в трубах, а продукты сгорания омывают наружную поверхность труб.

Характерными для водотрубных котлов малой паропроизводительности и низкого давления, используемых в промышленности, являются следующие особенности: развитие конвективных испарительных поверхностей нагрева, что определяется меньшим, чем необходимо для испарения воды при низком давлении, тепловосприятием экранов и экономайзера, завершение охлаждения продуктов сгорания в конвективном водяном пучке или в экономайзере, что возможно при низкой температуре питательной воды (80—100 °С) и экономически оправданной повышенной температуре уходящих газов при малой паропроизводительности котлов; отсутствие подогрева воздуха, что упрощает конструкцию котла и допустимо при слоевом сжигании твердого топлива и факельном сжигании газа и мазута; двухбарабанная схема включения испарительных поверхностей нагрева и расположение обогреваемых опускных труб циркуляционного контура конвективного пучка в области низких температур газов; отсутствие устройства для регулирования температуры перегрева пара.

Котлы производительностью 2,5—25 т/ч серии КЕ изготавливаются с топками для слоевого сжигания твердого топлива. Давление пара 1,37—2,36 МПа, температура пара 194—225 °С, температура питательной воды 105°. Котлы производительностью до 4 т/ч оборудованы топками с пневмомеханическими забрасывателями и решетками с поворотными колосниками. Котлы производительностью более 4 т/ч имеют топки с цепными решетками прямого и обратного хода. Питательная вода из экономайзера подается в верхний барабан. В нижний барабан вода опускается по задним трубам конвективного пучка, передние трубы которого являются испарительными. Кроме того, котловая вода из верхнего барабана поступает по опускным стоякам, вынесенным за пределы обогрева в коллекторы боковых экранов. Пар, отсепарированный в жалюзийном сепараторе в верх-



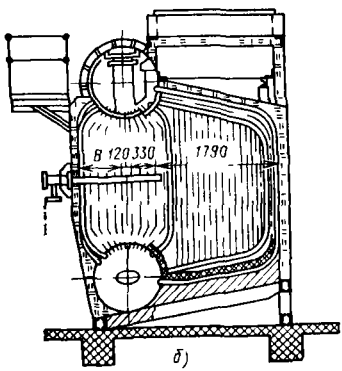


Рис. 14.2. Котлы низкого давления:
а — паровой котел Е 2514-Р, *б* — газомазутный котел ДЕ-25ГМ

нем барабане, направляется в паропровод. Боковые стены котлов закрыты натрубной обмуровкой, состоящей из слоя шамота по сетке и нескольких слоев изоляционных плит, закрытых снаружи металлической обшивкой. Котлы оборудованы системой возврата уноса и острым дутьем.

На рис. 14.2, *а* показан котел Е-25-14Р производительностью 25 т/ч, предназначенный для работы на каменных и бурых углях. Топочная камера котла полностью экранирована трубами Ø 51×2,5 мм. Каждый боковой экран представляет собой самостоятельный контур. Шаг труб боковых экранов 55 мм, фронтового и заднего экранов — 75 мм. Блок конвективного пучка имеет два барабана диаметром 1000 мм. Длина верхнего барабана 7000, нижнего — 5500 мм. Ширина конвективного пучка 2320 мм. Трубы конвективного пучка Ø 51×2,5, поперечный шаг трубы 110, продольный — 95 мм. В случае необходимости перегрева пара за пятью первыми рядами труб конвективного пучка устанав-

ливается пароперегреватель, за ним воздухоподогреватель, обеспечивающий подогрев воздуха до 145 °С. Для очистки газов от уноса на всех котлах со слоевым сжиганием предусматривают установку батарейных циклонов для золоулавливания.

На рис. 14.2, *б* показан общий вид котла ДЕ-25ГМ с топочной камерой, предназначенной для сжигания газа и мазута. Паропроизводительность котла 25 т/ч, давление пара 1,37 МПа. Для всех типоразмеров котлов типа ДЕ диаметр верхнего и нижнего барабанов 1000 мм. Расстояние между барабанами 2750 мм. Ширина топочной камеры по осям экранных труб 1970 мм, высота — 2400 мм. Топочная камера отделена от конвективного пучка газоплотной перегородкой из труб ∅ 51×2,5 мм, сваренных между собой. В задней части перегородки имеется окно для входа газов в конвективный пучок. Трубы ∅ 51×2,5 мм правого бокового экрана, покрывающие под и потолок топки, вводятся непосредственно в верхний и нижний барабаны и соединяются с ними вальцовкой; трубы заднего экрана крепятся сваркой к верхнему и нижнему коллекторам, соединенным необогреваемой рециркуляционной трубой. Фронтовой экран котлов паропроизводительностью 16 и 25 т/ч образован четырьмя трубами, введенными в барабаны котла. Под топки закрыт слоем огнеупорного кирпича. Конвективный пучок образован коридорно расположенными вертикальными трубами ∅ 51×2,5 мм, ввальцованными в барабаны. Котлы производительностью 4; 6,5 и 10 т/ч имеют в конвективных пучках продольные перегородки, что обеспечивает разворот газов в пучке и выход газов через заднюю стенку котла. В котлах паропроизводительностью 16 и 25 т/ч переброс газов с фронта к расположенному сзади экономайзеру осуществляется металлическим коробом.

Котлы паропроизводительностью 16 и 25 т/ч имеют двухступенчатую схему испарения с внутрибарабанным солевым отсеком. Во вторую ступень испарения выделены первые по ходу газов ряды труб конвективного пучка; опускная система контура солевого отсека состоит из необогреваемых труб. Опускная система первой ступени испарения состоит из последних по ходу газов рядов труб конвективного пучка. Сепарационные устройства первой ступени испарения выполнены в виде щитков и козырьков. В верхнем барабане по всей его длине расположен пароприемный перфорированный дырчатый щит. Перед пароприемным потолком устанавливается жалюзийный сепаратор.

Обмуровка боковых стен котла натрубная, толщиной 25 мм, состоит из шамотобетона и изоляционных плит толщиной 100 мм, укрепленных на трубах котла. Снаружи обмуровка покрывается металлической обшивкой. Пароперегреватель котлов производительностью 16 и 25 т/ч выполнен змеевиковым из труб ∅ 51×2,5 мм. Котлы оборудованы стационарными обдувочными приборами.

На рис. 14.3 показан общий вид котла К-50-40/14 с топкой, предназначенной для камерного сжигания твердого топлива при сухом шлакоудалении. Паропроизводительность котла 50 т/ч. Параметры пара: давление 3,9 МПа, температура перегретого пара 440 °С. Предусматривается возможность работы котла при давлении 1,37 МПа и выработки насыщенного или перегретого до 250 °С пара. Топочная камера объемом 238 м^3 полностью экранирована трубами ∅ 60×3 с шагом 70 мм. Трубы фронтового и заднего экранов в нижней части образуют холодную воронку. В верхней части трубы заднего экрана разведены в четырехрядный фестон. Для работы на буром угле и торфе топочная камера котла с фронта оборудована двумя амбразурами, соединенными с шахтно-мельничными установками, а для работы на каменном угле — четырьмя пылеугольными горелками, расположенными по две на боковых стенах.

В котле осуществлена трехступенчатая схема испарения. Питательная вода котла может иметь солесодержание до 400 мг/кг. В средней части барабана расположен чистый отсек, а по торцам — два солевых отсека. В третью ступень испарения включены два выносных циклона ∅ 377 мм с внутренней улиткой.

Верхний пакет стального экономайзера выполнен из труб ∅ 28×3 мм и расположен в конвективном газоходе над воздухоподогревателем. Нижний пакет экономайзера выполнен из чугунных ребристых труб и расположен между ступенями воздухоподогревателя.

Воздухоподогреватель трубчатый, четырехходовый по воздуху, выполнен из труб ∅ 40×1,6 мм. Для получения перегретого пара за фестоном размещается наклонная петля пароперегревателя общей площадью поверхности 50 м^2, выполненная из труб ∅ 32×3 мм.

В поворотной горизонтальной камере между топкой и опускным газоходом расположен котельный пучок с поверхностью нагрева 180 м^2, представляющей собой самостоятельный циркуляционный контур — барабан ∅ 800×20 мм и наклонные секции из труб ∅ 60×3.

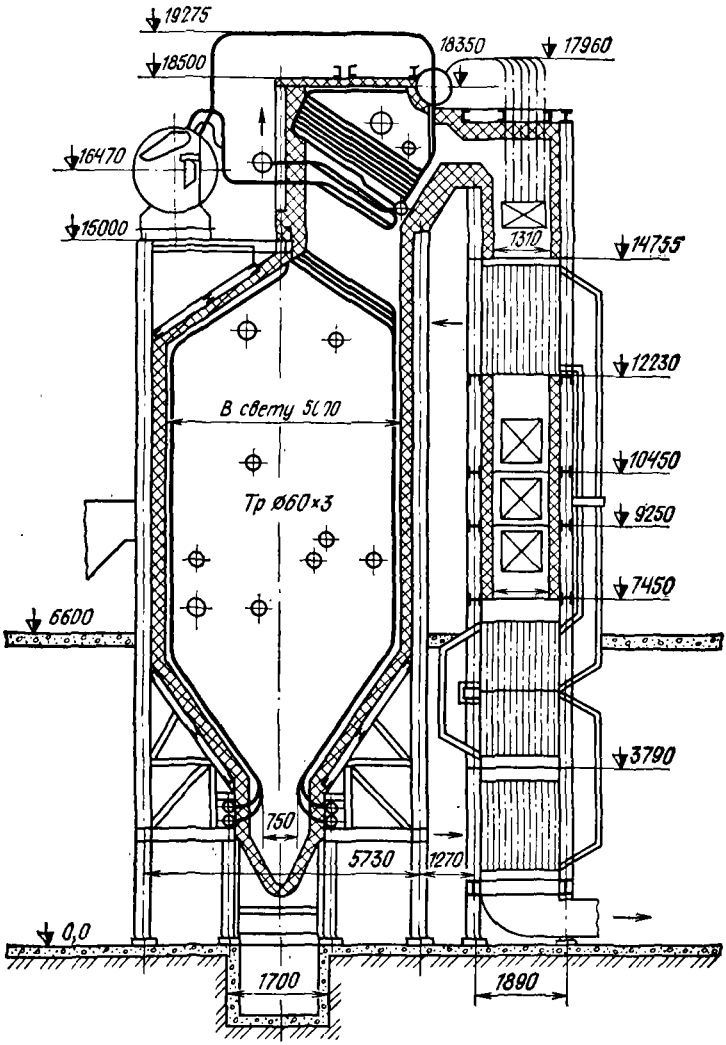


Рис. 14.3. Котел типа К-50-4-/14

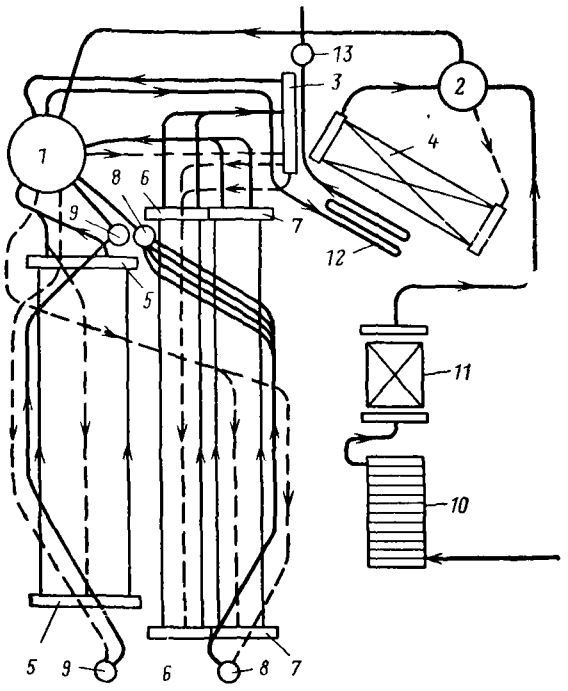


Рис. 14.4. Циркуляционная схема котла К-50-4-/14:

1 — основной барабан; *2* — барабан конвективного пучка; *3* — выносной циклон (третья ступень испарения); *4* — конвективный пучок; *5* — передняя панель боковых экранов (вторая ступень); *6* — средняя панель боковых экранов (третья ступень испарения); *7* — задняя панель боковых экранов (первая ступень); *8, 9* — коллекторы заднего и фронтального экранов (первая ступень); *10* и *11* — нижняя и верхняя части экономайзера; *12* — петля пароперегревателя; *13* — выходная камера пароперегревателя

Обмуровка котла монолитная, облегченная, закрепляется на каркасе котла. Толщина обмуровки за экранами 215 мм, а в местах, не закрытых экранами, — 315 мм. Габариты котла: ширина по осям 6330 мм, глубина по осям колонн 8800 мм, верхняя отметка 20 475 мм. Масса котла в объеме заводской поставки 220 т.

На рис. 14.4 показана циркуляционная схема котла К-50-40/14. Питательная вода после экономайзера поступает в барабан конвективного пучка, из которого вместе с пароводяной смесью поступает в основной сепарационный барабан котла. Фронтовой и задний экраны, а также задние панели боковых экранов включены в чистый отсек барабана. Во вторую, внутрибарабанную ступень испарения включены

передние панели боковых экранов. Средние панели боковых экранов включены в пространство над пароприемным потолком основного барабана. Весь пар проходит небольшую петлю пароперегревателя и поступает в выходной коллектор котла.

В некоторых случаях устаревшие котлы реконструируют в целях повышения их паропроизводительности и тепловой экономичности.

14.3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ КОТЛЫ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Конструкции энергетических котлов с естественной циркуляцией сформулировались в 1930—1940 гг. Определяющее влияние на принятые конструктивные решения оказало развитие техники водоподготовки и водного режима котлов, определившее безнакипную их работу, а также топочной техники, обеспечивающей рациональное факельное сжигание не только газа и мазута, но и твердого топлива в пылевидном виде.

Современные котлы с естественной циркуляцией имеют следующие особенности:

1) применение топок для факельного сжигания газа, мазута и твердого топлива в виде пыли. В пылеугольных топках предусматривают сухое или жидкое шлакоудаление;

2) выполнение испарительных поверхностей нагрева в виде экранов, полностью закрывающих стены топочной камеры, а в котлах большой мощности также и ширм, размещенных в верхней части топки. Наличие одного верхнего барабана, в который включаются все испарительные циркуляционные контуры котла. Применение ступенчатого испарения с выносными сепараторами;

3) развитие поверхностей нагрева пароперегревателя, размещаемого непосредственно за фестоном топки, и применение устройств для регулирования температуры перегрева пара;

4) развитие поверхности нагрева экономайзера с возможным частичным испарением в нем воды и воздухоподогревателя, в котором завершается глубокое охлаждение продуктов сгорания. В котлах среднего давления, предназначенных для работы на газе и мазуте, экономайзер и воздухоподогреватель выполняются одноступенчатыми и размещают последовательно по ходу газов. В котлах с пылеугольными топками экономайзер и воздухоподогреватель

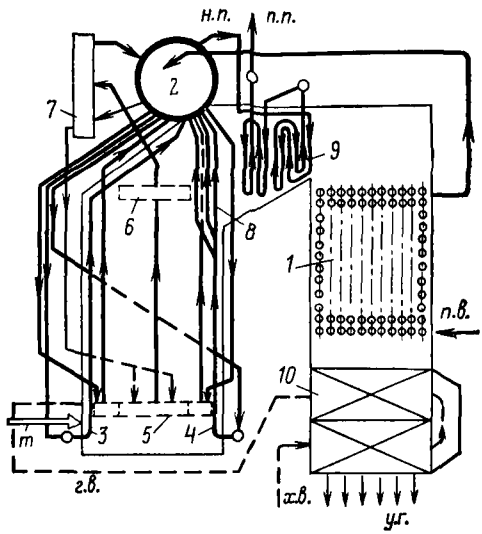


Рис. 14.5. Общий вид котла БМ-35-РФ и его циркуляционная схема:

1 — экономайзер; *2* — барабан; *3* — фронтовой экран; *4* — задний экран; *5* — коллектор бокового экрана; *6* — выходной коллектор осиовного бокового экрана; *7* — циклон II ступени испарения; *8* — фестон; *9* — пароперегреватель; *10* — воздухоподогреватель; *п.в.* — питательная вода; *н. п.* — насыщенный пар; *п. п.* — перегретый пар; *х. в.* — холодный воздух; *т* — топлнво; *у. г.* — уходящие газы

для высокого подогрева воздуха выполняют в две ступени с расположением первой по ходу воды ступени экономайзера между первой и второй ступенями воздухоподогревателя;

5) применение модульной унификации отдельных элементов котла и поставка их заводом вместе с облегченной обмуровкой крупными транспортабельными блоками.

На рис. 14.5 показаны общий вид и циркуляционная схема котла среднего давления, предназначенного для работы на природном газе и мазуте. Изображенный на рисунке котел типа БМ-35-РФ имеет следующие характеристики: паропроизводительность 50 т/ч, давление перегретого пара 3,90 МПа (40 кгс/см^2), температура перегретого пара 440, питательной воды 150 °С. Стенки камерной топки полностью экранированы трубами испарительной поверхности нагрева. Под топки не экранирован. На фронтовой стенке топочной камеры установлены три газомазутные горелки в два яруса по высоте. Объемная плотность тепловыделения топочной камеры при номинальной нагрузке 230 кВт/м^3.

В котле предусмотрено двухступенчатое испарение. Во вторую ступень испарения с выносными циклонами включены основные части экранов, расположенных на боковых стенах топки. Все остальные испарительные экранные поверхности нагрева включены в барабан (первая ступень испарения). На выходе из топки имеется трехрядный фестон,

образованный разведенными трубами заднего экрана. Подъемные трубы экранов имеют диаметр 60×3 мм, а опускные 80×4 мм. Шаг труб боковых экранов 210, заднего экрана 80 мм. Пароводяная смесь, поступающая из экранов первой ступени испарения, разделяется на пар и воду в циклонах, установленных в барабане. Диаметр барабана 1500 мм. Тонкая сепарация пара осуществляется в жалюзийных сепараторах, установленных на выходе из барабана. Из выносных циклонов пар поступает в паровое пространство барабана под жалюзийными сепараторами. За сепаратором в барабане размещен распределительный щит, обеспечивающий равномерный отбор пара из барабана в пароперегреватель. Непосредственно за фестоном в горизонтальном газоходе находится пароперегреватель, выполненный в две ступени. В первой ступени движение потока пара по отношению к потоку газов противоточно-прямоточное, а во второй ступени змеевики на выходе пара включены прямоточно, а входные — противоточно. Трубы змеевиков пароперегревателя имеют диаметр 38×3 мм и выполнены из стали 20, а выходных змеевиков — из стали 15ХМ.

Регулятор температуры пара, представляющий собой пароохладитель поверхностного типа, включен по пару в рассечку между первой и второй ступенями пароперегревателя. В регуляторе перегрева охлаждающая вода параллельными потоками движется по петлеобразным трубам диаметром 25×3 мм, расположенными внутри коллектора диаметром 325 мм. Охлаждаемый пар омывает трубы поперечным потоком и отводится во вторую ступень пароперегревателя. Регулирование температуры пара осуществляется изменением количества питательной воды, проходящей через охлаждаемые трубы.

Экономайзер кипящего типа выполнен из четырех пакетов, расположенных в опускной шахте. Змеевики экономайзера из труб диаметром 32×3 мм расположены в шахматном порядке с шагом между трубами $s_1=60$, $s_2=40$ мм. На входе воды из коллектора в трубы первого по ходу воды пакета экономайзера установлены шайбы для обеспечения устойчивой гидродинамической характеристики экономайзера при работе его на двухфазной среде. В периоды растопки экономайзер может быть включен в линию рециркуляции воды из барабана, что обеспечивает его надежное охлаждение.

Воздухоподогреватель трубчатый, из труб диаметром 40×1,5 мм, состоит из шести секций. Он установлен по-

следним по ходу продуктов сгорания в опускном газоходе, выполнен в два хода по воздуху. Газы проходят внутри труб, воздух омывает трубы снаружи. Одноходовая компоновка экономайзера и воздухоподогревателя определяется стремлением упростить конструкцию конвективных поверхностей нагрева и возможна при принятых низких (200—250 °С) температурах подогрева воздуха.

Компоновка котла выполнена по П-образной схеме и предусматривает возможность расположения дымососа и вентилятора на нулевой отметке.

На рис. 14.6 приведена конструкция одной из модификаций серийного унифицированного для разных топлив котла типа ТП-230-Б, давление пара 9,81 МПа (100 кгс/см^2), паропроизводительность 230 т/ч (64 кг/с) при температуре перегрева пара 510 °С и 220 т/ч (51 кг/с) при 540 °С. В зависимости от вида используемого твердого топлива изменяются поверхности нагрева конвективного пароперегревателя, второй ступени экономайзера и воздухоподогревателя.

На рис. 14.6 показан котел с сухим шлакоудалением из топки, такие же установки выпускают и с жидким шлакоудалением с утеплением холодной воронки и нижней части экранов. Щелевые или круглые горелки размещены по углам топки. На стенках топки расположены испарительные экраны из труб диаметром 76 с шагом 95 мм. Экраны секционированы в поставочные блоки, имеющие индивидуальные коллекторы и водоподводящие и пароотводящие трубы. Верхняя часть труб заднего экрана образует четырехрядный фестон на выходе продуктов сгорания из топки. В котле организовано двухступенчатое испарение с включением солевого циркуляционного контура в выносные циклоны.

Пароперегреватель состоит из поверхности нагрева, расположенной на потолке топки и конвективной опускной шахте, ширмового пакета, размещенного за фестоном, и конвективного пакета, устанавливаемого за ширмовым пакетом. Регулирование температуры пара осуществляется впрыском конденсата в трубопровод, соединяющий ширмовой и конвективный пакеты пароперегревателя. Экономайзер и воздухоподогреватель двухступенчатые. Экономайзер выполнен из змеевиков горизонтальных труб малого диаметра (38 мм). Воздухоподогреватель трубчатый, из труб диаметром 40 мм. Конвективная шахта, начиная со второй ступени воздухоподогревателя, разделена по глубине шахты на две половины для лучшей организации теплообмена в воздухоподогревателе и облегчения блочного изготовления. Топка

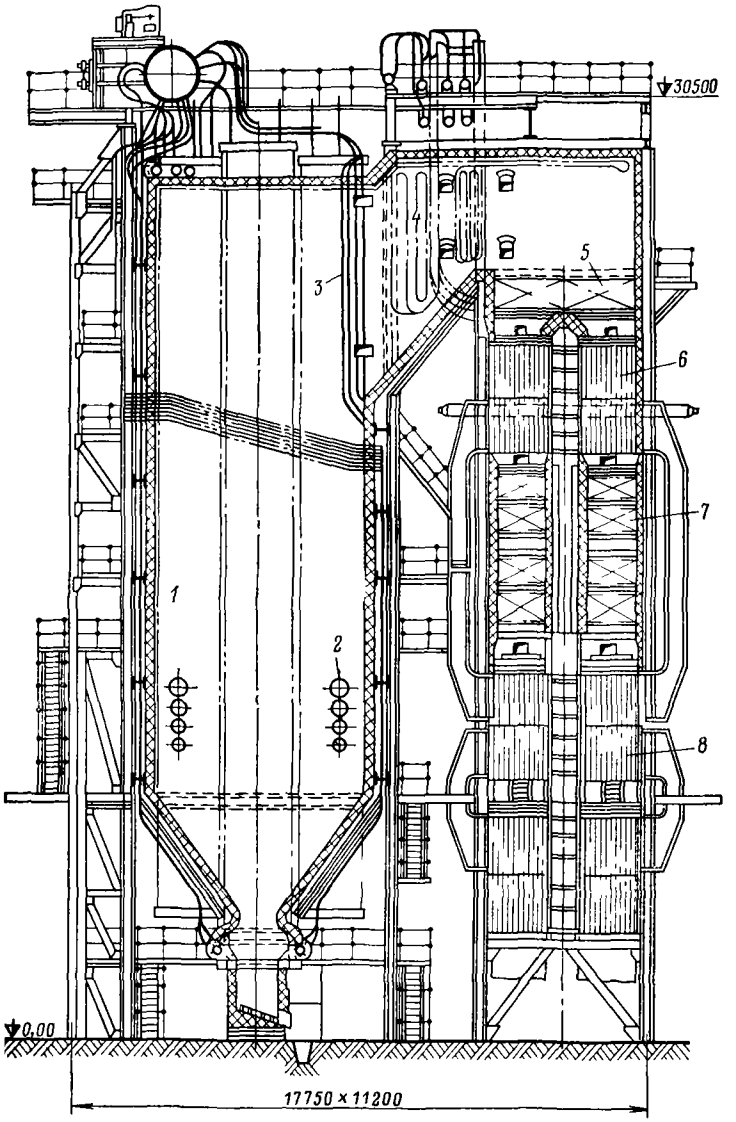


Рис. 14.6. Котел типа ТП-230-Б:

1 — топочная камера, *2* — горелки; *3* — фестон; *4* — конвективный пароперегреватель; *5* — экономайзер II ступени; *6* — воздухоподогреватель II ступени; *7* — экономайзер I ступени; *8* — воздухоподогреватель I ступени

имеет натрубную обмуровку. Котел скомпонован по П-образной схеме. Топка образует подъемную шахту, пароперегреватель расположен в горизонтальном газоводе, а конвективные поверхности нагрева в опускной шахте.

14.4. ПРЯМОТОЧНЫЕ КОТЛЫ

Организация испарения воды и перегрева пара при прямоточном движении потока была реализована в ряде конструкций котлов. На рис. 14.7 показаны схемы получивших дальнейшее развитие и применение прямоточных котлов Рамзина, Бенсона и Зульцера.

В СССР прямоточные котлы большой паропроизводительности при высоких, сверхвысоких и сверхкритических параметрах пара широко применяются на современных тепловых электростанциях. Такие котлы выпускаются промышленностью для работы на различных видах топлива, производительностью 210 и 1000 т/ч, с начальными параметрами пара 13,7 МПа (140 кгс/см^2), 560 °С и промежуточным перегревом до 560 °С, а также производительностью 1000, 1650 и 2650, 3650, 3950 т/ч, с параметрами пара 25 МПа (255 кгс/см^2), 565 °С и промежуточным перегревом его до 567 °С.

На промышленных предприятиях и на небольших электростанциях прямоточные котлы в настоящее время не используются вследствие нецелесообразности применения пара сверхвысоких параметров в котлах относительно небольшой мощности; высоких требований к питательной воде, обеспечение требуемого качества которой затруднено большими потерями конденсата пара; дополнительных расходов электроэнергии на осуществление циркуляции среды в поверхностях нагрева и усложнение систем автоматического регулирования.

14.5. КОМПОНОВКА КОТЛОВ

Под компоновкой котлов подразумевается взаимное расположение газоходов и поверхностей нагрева. В СССР и за рубежом применяют компоновки котлов по схемам на рис. 14.8.

Наиболее распространена П-*образная компоновка* (рис. 14.8, *а, б*). Преимуществами ее являются подача топлива в нижнюю часть топки и вывод продуктов сгорания из нижней части конвективной шахты. Недостатки этой компонов-

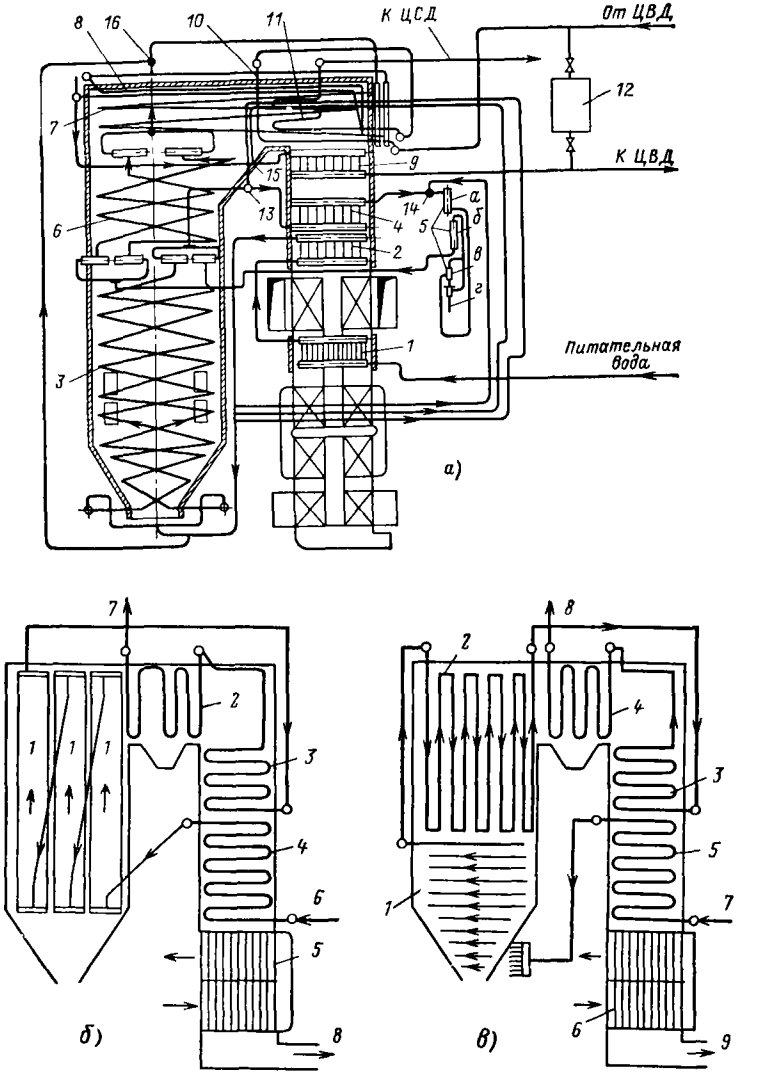


Рис. 14.7. Схемы прямоточных котлов:

а — Рамзина ПК24; p=14 МПа; производительность 75 кг/с (270 т/ч); температура перегретого пара 570 °С: *1* и *2* — конвективный экономайзер; *3* — подъемные ленты труб; *4* — переходная зона; *5* — промывочно-сепарационная установка; *6* — первая ступень радиационного перегревателя; *7* — вторая ступень радиационного перегревателя; *8* — потолочные трубы; *9* — выходной конвективный перегреватель; *10* и *11* — промежуточный перегреватель; *12* — редукционно-охладительная установка; *13* — впрыск питательной воды перед переходной зоной; *14* — впрыск пи-

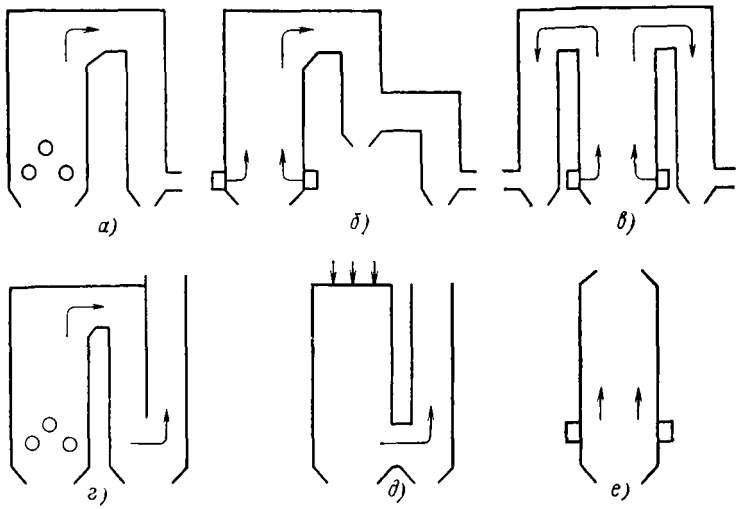


Рис. 14.8. Схемы компоновок котлов:

а — П-образная; *б* — П-образная двухходовая; *в* — Т-образная с двумя конвективными шахтами; *г* — с U-образными конвективными шахтами; *д* — с инвертной топкой; *е* — башенная

ки — неравномерное заполнение газами топочной камеры и неравномерное омывание продуктами сгорания поверхностей нагрева, расположенных в верхней части котла, а также неравномерная концентрация золы по сечению конвективной шахты.

Т-*образная компоновка* с двумя конвективными шахтами, расположенными по обе стороны топки, с подъемным движением газов в топке (рис. 14.8, *в*) позволяет уменьшить глубину конвективной шахты и высоту горизонтального газохода, но наличие двух конвективных шахт усложняет отвод газов.

Трехходовая компоновка с двумя конвективными шахтами (рис. 14.8, *г*) иногда применяется при верхнем расположении дымососов. Четырехходовая компоновка с двумя вертикальными переходными газоходами, заполненны-

---

тательной воды перед промывочно-сепарационной установкой; *15* — впрыск питательной воды перед выходным конвективным перегревателем; *16* — впрыск питательной воды в трубопровод; *б* — Бенсона; *1* — секция экрана; *2* — пароперегреватель; *3* — переходная зона испарения; *4* — экономайзер; *5* — воздухоподогреватель; *6* — питательная вода; *7* — перегретый пар; *8* — продукты сгорания; *в* — Зульцера: *1* — горизонтальные секции экранов; *2* — вертикальные секции экранов; *3* — переходная зона испарения; *4* — пароперегреватель; *5* — экономайзер; *6* — воздухоподогреватель; *7* — питательная вода; *8* — перегретый пар; *9* — продукты сгорания

ми разряженными поверхностями нагрева, применяется при работе котла на зольном топливе с легкоплавкой золой.

Башенная компоновка (рис. 14.8, *е*) используется для пиковых котлов, работающих на газе и мазуте, в целях использования самотяги газоходов. При этом возникают затруднения, связанные с осуществлением опорной конструкции для конвективных поверхностей нагрева.

U-образная компоновка с инверторной топкой с нисходящим в ней потоком продуктов сгорания и подъемным их движением в конвективной шахте (рис. 14.8, *д*) обеспечивает хорошее заполнение топки факелом, низкое расположение пароперегревателей и минимальное сопротивление воздушного тракта вследствие малой длины воздуховодов. Недостаток такой компоновки — ухудшенная аэродинамика переходного газохода, обусловленная расположением горелок, дымососов и вентиляторов на большой высоте. Такая компоновка может оказаться целесообразной при работе котла на газе и мазуте.

Глава пятнадцатая

КОТЛЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

15.1. НИЗКОНАПОРНЫЕ И ВЫСОКОНАПОРНЫЕ ПАРОПРОИЗВОДЯЩИЕ УСТАНОВКИ

Для производства электроэнергии находят применение комбинированные парогазовые установки (ПГУ), объединенные в единой тепловой схеме. При этом достигается снижение удельного расхода топлива и капитальных затрат. Наибольшее применение находят ПГУ с высоконапорной паропроизводящей установкой (ВНППУ) и с низконапорной паропроизводящей установкой (ННППУ). Иногда ВНППУ называют высоконапорными котлами.

В отличие от котлов, работающих под разряжением с газовой стороны, *в топочной камере и газоходах котлов* высоконапорных и с наддувом *создается давление* относительно небольшое у ННППУ (0,005—0,01 МПа) и повышенное у ВНППУ (0,5—0,7 МПа).

Работа котла под давлением характеризуется рядом положительных особенностей. Так, полностью *исключаются присосы воздуха* в топку и газоходы, что приводит к уменьшению потери теплоты с уходящими газами, а также к сни-

жению расхода электроэнергии на их перекачку. Повышение давления в топочной камере открывает возможность преодоления всех воздушных и газовых сопротивлений за счет дутьевого вентилятора (дымососная тяга может отсутствовать), что также приводит к уменьшению расхода электроэнергии в связи с работой дутьевого устройства на холодном воздухе.

Создание избыточного давления в топочной камере приводит к соответствующей *интенсификации процесса горения* топлива и позволяет существенно повысить скорости газов в конвективных элементах котла до 200—300 м/с. При этом увеличивается коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности нагрева, что приводит к уменьшению габаритов котла. Вместе с тем его работа под давлением требует плотной обмуровки и различных приспособлений против выбивания продуктов сгорания в помещение.

На рис. 15.1 показана схема парогазовой установки (ПГУ) с высоконапорным котлом. Сжигание топлива в топке такого котла происходит под давлением до 0,6—0,7 МПа, что приводит к значительному сокращению затрат металла на тепловоспринимающие поверхности. После котла продукты сгорания поступают в газовую турбину, на валу которой находятся воздушный компрессор и электрогенера-

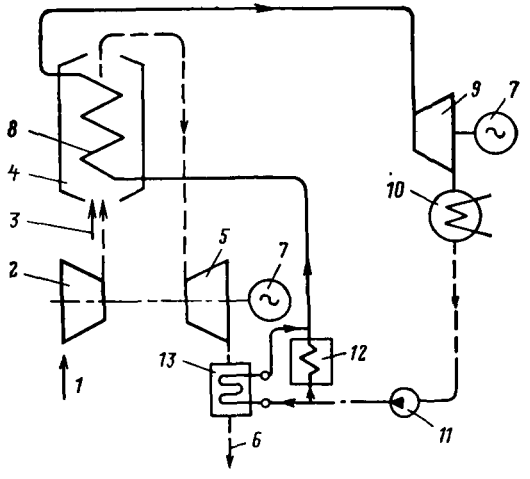


Рис. 15.1. Принципиальная схема парогазовой установки с ВНППУ:

1 — забор воздуха; *2* — компрессор; *3* — топливо; *4* — камера сгорания; *5* — газовая турбина; *6* — выхлоп отработавших газов. *7* — электрогенератор; *8* — котел; *9* — паровая турбина; *10* — конденсатор; *11* — насос; *12* — подогреватель высокого давления; *13* — регенеративный подогреватель на отходящих газах (экономайзер)

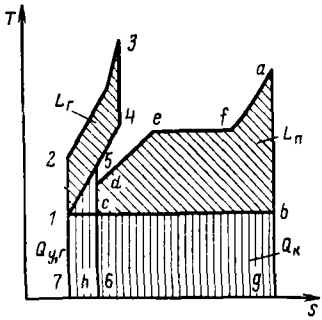


Рис. 15.2. *T*, *s*-диаграмма для комбинированного парогазового цикла

тор. Пар из котла поступает в турбину с другим электрогенератором.

Термодинамическая эффективность комбинированного парогазового цикла с высоконапорным котлом, газовой и пароводяной турбинами показана на рис. 15.2. На *T*, *s*-диаграмме: площади *1-2-3-4-1* — работа газовой ступени $L_г$, площадь *cdefabc* — работа паровой ступени $L_п$; *1-5-6-7-1* — потеря теплоты с уходящими газами; *cbghc* — потеря теплоты в конденсаторе. Газовая ступень частично надстраивается над паровой ступенью, что приводит к значительному увеличению термического КПД установки.

Находящийся в эксплуатации высоконапорный котел, разработанный НПО ЦКТИ, имеет производительность 62,5 кг/с. Котел водотрубный, с принудительной циркуляцией. Давление пара 14 МПа, температура перегретого пара 545 °С. Топливо — газ (мазут), сжигается с объемной плотностью тепловыделения около 4 МВт/м³. Выходящие из котла продукты сгорания при температуре до 775 °С и давлении до 0,7 МПа расширяются в газовой турбине до давления, близкого к атмосферному. Отработавшие газы при температуре 460 °С поступают в экономайзер, за которым уходящие газы имеют температуру около 120 °С.

Принципиальная тепловая схема ПГУ с ВНППУ мощностью 200 МВт показана на рис. 15.3. Установка включает паровую турбину К-160-130 и газовую турбину ГТ-35/44-770. Из компрессора воздух поступает в топку ВНППУ, куда подается и топливо. Высоконапорные газы после пароперегревателя при температуре 770 °С поступают в газовую турбину, а затем в экономайзер. В схеме предусмотрена дополнительная камера сгорания, обеспечивающая номинальную температуру газов перед ГТУ при изменении нагрузки. В комбинированных ПГУ удельный расход топлива на 4—6 % меньше, чем в обычных паротурбинных, снижаются также капиталовложения.

На рис. 15.4 показана принципиальная схема низконапорной паропроизводящей установки ННППУ со сбросом

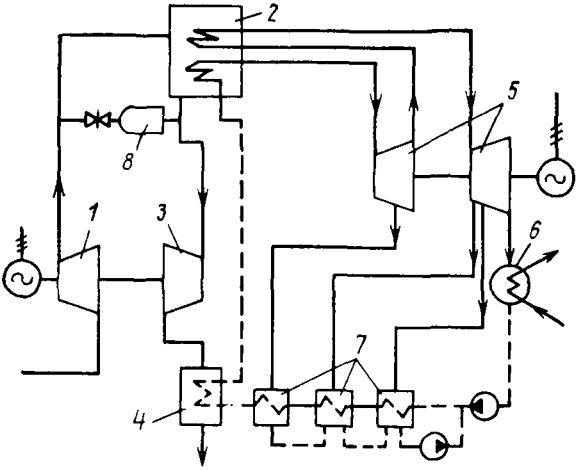


Рис. 15.3. Принципиальная тепловая схема ПГУ ВНППУ:

1 — воздушный компрессор; *2* — паропроизводящая установка; *3* — газовая турбина; *4* — экономайзер; *5* — паровая турбина; *6* — конденсатор; *7* — регенеративные подогреватели низкого давления; *8* — дополнительная камера сгорания

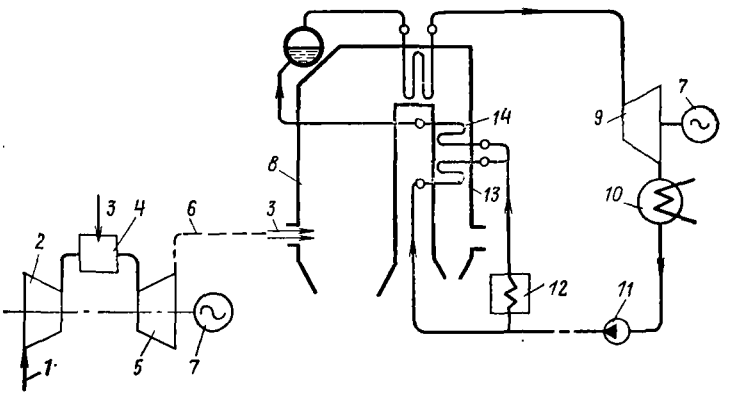


Рис. 15.4. Принципиальная схема ПГУ ННПУ со сбросом газов в котел:

1 — забор воздуха; *2* — компрессор; *3* — топливо; *4* — камера сгорания; *5* — газовая турбина; *6* — выхлоп отработавших газов; *7* — электрогенератор; *8* — котел; *9* — паровая турбина; *10* — конденсатор; *11* — насос; *12* — подогреватель высокого давления; *13*, *14* — экономайзеры

в топку котла отработавших газов газовой турбины. В современных газовых турбинах по условиям работы металла начальная температура газов не должна превышать 750—

800 °С. В связи с этим, чтобы снизить температуру газов перед газовой турбиной, избыток воздуха после камеры сгорания составляет $\alpha = 3 \div 4$. После газовой турбины сбрасываемые в котел газы при температуре 500 °С содержат 16 % кислорода, который используется для сжигания топлива в котле. В рассматриваемой схеме воздухоподогреватель отсутствует. Имеются установки с ННППУ и с воздухоподогревателем. Снижение температуры уходящих газов достигается подачей в котел части относительно холодной воды, минуя регенеративные подогреватели. В такой парогазовой установке достигается снижение удельного расхода топлива на 3—4 %.

15.2. КОТЛЫ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ И С НЕВОДЯНЫМИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ

Появление котлов непрямого действия было связано со стремлением повысить надежность испарительных поверхностей нагрева при работе на недостаточно очищенной питательной воде. Примером котла с непрямым испарением воды является *двухконтурный водо-водяной котел.* Его принципиальная схема показана на рис. 15.5. В топочной камере размещены испарительные поверхности первичного контура, заполненные конденсатом, что обеспечивает работу контура без накипи. Образующийся в первичном контуре пар высокого давления направляется в барабан-испаритель, в котором испаряет воду, поступающую в барабан из экономайзера. Конденсирующийся пар первичного контура вновь поступает в испарительную поверхность, а образующийся в барабане-испарителе вторичный пар направляется в пароперегреватель и затем к потребителю. При работе такого двухконтурного водо-

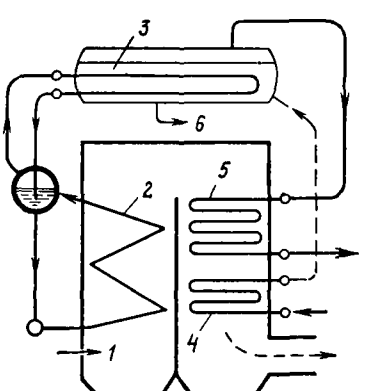


Рис. 15.5. Двухконтурный водо-водяной котел:
1 — топочная камера; *2* — испарительные поверхности нагрева первичного контура; *3* — барабан-испаритель; *4* — экономайзер; *5* — пароперегреватель; *6* — продувочная линия

водяного котла примеси, содержащиеся в питательной воде, откладываются на поверхностях труб вторичного испарительного контура, что приводит к существенному уменьшению теплоотдачи. Для возможности передачи теплоты от первичного контура ко вторичному поддерживается разность давлений между ними 3—5 МПа. Наличие двух пароводяных контуров и двух барабанов определяет большие затраты металла и более высокую стоимость такого котла по сравнению с современными.

Для выработки водяного пара на органическом топливе такие двухконтурные водо-водяные котлы распространения не получили. Однако их принцип работы использован в рассматриваемых далее специальных котлах с неводяными теплоносителями, а также в парогенераторах атомных электростанций (см. гл. 19).

Применение *неводяных теплоносителей* связано в большинстве случаев со стремлением иметь рабочее вещество с высокой температурой кипения при низком давлении. Такими теплоносителями, используемыми для котлов, в частности, являются органические вещества типа дифенила, расплавленные натрий и калий, их соли и др. В табл. 15.1 приводятся температуры кипения и плавления некоторых теплоносителей при атмосферном давлении (0,098 МПа).

При относительно небольших давлениях для высококипящих теплоносителей (ВОТ) температура кипения существенно возрастает. Так, например, температура кипения ВОТ при давлении 0,7 МПа равна 370 °С.

Неводяные теплоносители используются в первом контуре двух- и трехконтурных котлов с целью выработки водяного пара при низком давлении в первичном контуре. Жидкометаллические теплоносители (Na, K) используют в парогенераторах атомных электростанций.

В качестве промежуточного теплоносителя для котлов некоторое применение нашел ВОТ, представляющий собой эвтектическую смесь

Таблица 15.1. **Температуры кипения и плавления неводяных теплоносителей**

Теплоноситель	Температура кипения, °С	Температура плавления, °С
Дифенил $(C_6H_5)_2$	255,2	67
Дифенилоксид $(C_6H_4)_2O$	288	86
Смесь дифенила (26,5 %) и дифенилоксида (73,5 %) — высококипящий органический теплоноситель ВОТ	258	12,3
Натрий Na	878	97,3
Калий K	760	63,7
Сплав Na (56 %) и K (44 %)	825	98

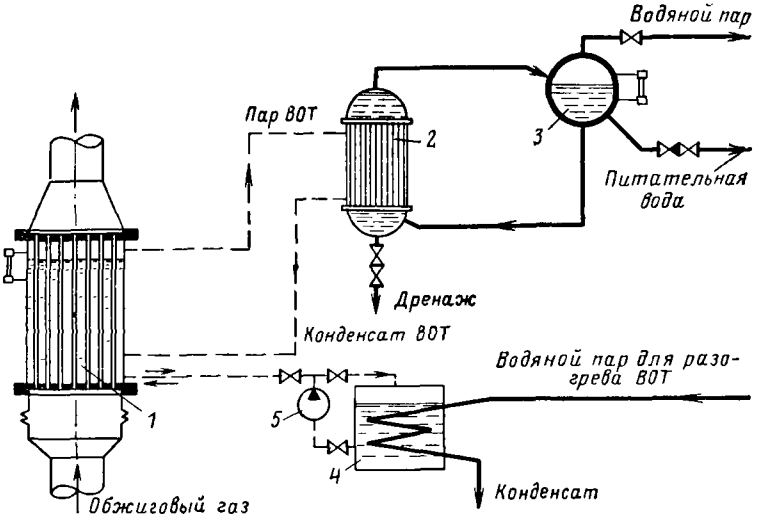


Рис. 15.6. Принципиальная схема котла с высококипящим органическим теплоносителем:

1 — газотрубный котел; *2* — теплообменник; *3* — барабан; *4* — сливной бак для ВОТ; *5* — насос для заполнения котла ВОТ

дифенила и дифенильного эфира. Двухконтурные котлы с ВОТ используют на промышленных предприятиях для выработки технологического пара на питательной воде низкого качества при малом давлении в первичном контуре, а также для получения высокой температуры стенки поверхностей нагрева, исключающей выпадение «росы». Как видно из вышеприведенных данных, дифенильная смесь при атмосферном давлении имеет температуру кипения 258 °С. Для достижения такой температуры при работе на воде давление в контуре должно быть около 0,4 МПа.

Дифенильная смесь — бесцветная жидкость с резким запахом, практически не смешивается с водой, имеет плотность, близкую к плотности воды, теплоемкость ее примерно в 1,5 раза, а теплопроводность примерно в 4 раза меньше, чем у воды. Дифенильная смесь имеет достаточную термическую стойкость до температуры 385 °С, горюча, но практически невзрывоопасна и нетоксична.

На рис. 15.6 показана принципиальная схема котла с ВОТ в качестве промежуточного теплоносителя. В газотрубном котле, использующем теплоту горючих газов после обжиговой печи, испаряется ВОТ, пары которого направляются в теплообменник. В теплообменнике за счет теплоты ВОТ испаряется питательная вода с получением водяного пара, а образующийся конденсат ВОТ вновь поступает в газотрубный

котел. На рисунке показаны устройства для заполнения агрегата промежуточным теплоносителем в период растопки.

Применение ВОТ при низком давлении обеспечивает температуру стенки газотрубного котла более 250 °С, что исключает образование на трубках агрегата серной кислоты из отходящих газов, для которых температура точки росы высока (около 200 °С).

Котлы с ВОТ используются также для промышленных предприятий с целью получения высокотемпературного теплоносителя, применяемого для ряда технологических химических производств (выпарка, перегонка и др.).

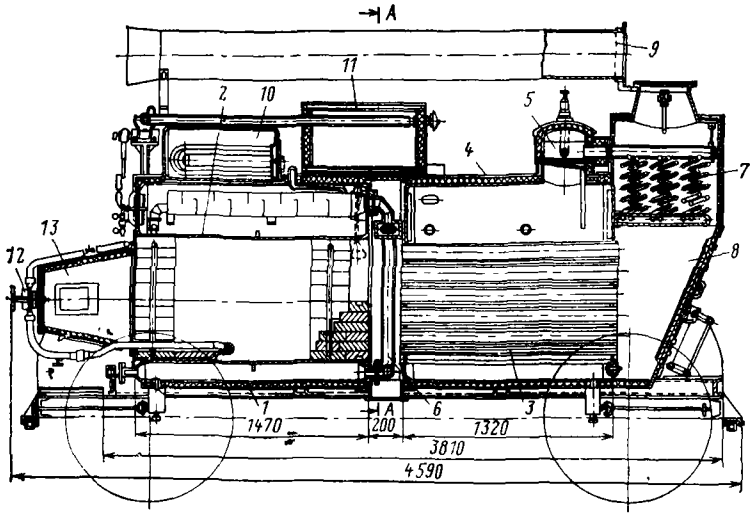
Как уже отмечалось, в котлах используются и различные высококипящие жидкометаллические теплоносители. Применение их для парогенераторов атомных электростанций рассматривается в гл. 19.

15.3. ПЕРЕДВИЖНЫЕ КОТЛЫ

В промышленности находят применение передвижные котлы. От стационарных они отличаются тем, что не связаны с постоянным местом работы, поэтому монтируются в собранном виде на различных передвижных средствах — автомобилях, прицепах, санях и др. Учитывая эту особенность, передвижные котлы выполняют обычно на малую паропроизводительность. Так, установки, монтируемые на автомобилях и прицепах, имеют производительность до 0,28 кг/с при давлении пара 0,2—0,5 МПа. В большинстве случаев производится насыщенный пар, однако имеются котлы, в которых вырабатывается и перегретый пар.

Передвижные котлы применяют в различных отраслях промышленности. Так, они широко используются на нефтепромыслах, на новостройках, в полевых условиях, в сельском хозяйстве. Передвижные котлы широко используются для санитарно-технических установок и др. Используются они также в энергопоездах. В этом случае котел монтируется на железнодорожной платформе.

В зависимости от условий передвижной котел может работать на твердом или жидком топливе или на газе. В качестве твердого топлива часто используются дрова, а в качестве жидкого — дизельное топливо, соляровое масло, мазут. Передвижные котлы работают обычно вне помещения, что определяет ряд трудностей при их эксплуатации. Их работа характеризуется низким КПД (до 50—70 %), что связано в основном с высокой температурой уходящих газов. Для передвижных котлов применяется обычно естественная тяга с использованием короткой дымовой трубы (око-



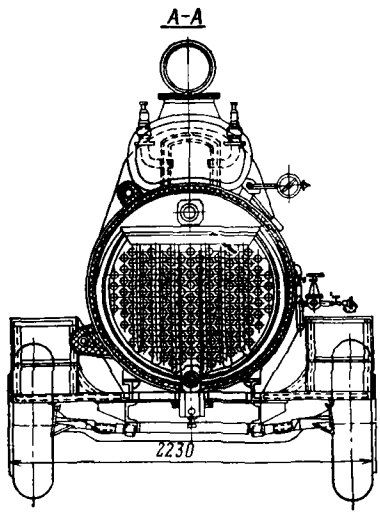


Рис. 15.7. Передвижной горизонтальный дымогарный котел ППК-1000

ло 1,5 м). Усиление тяги может быть достигнуто применением пароструйных сифонов. Работают котлы обычно на сырой неподготовленной воде из местных источников, что связано с ускоренным образованием в них накипи. Передвижные котлы характеризуются малым временем растопки (30—60 мин), что объясняется их относительно небольшой теплоаккумулирующей способностью.

На практике используют различные типы передвижных котлов: жаротрубные, дымогарные и комбинированные, водотрубные вертикальные и горизонтальные с естественной и принудительной циркуляцией. На рис. 15.7 для примера показан передвижной горизонтальный дымогарный

котел типа ППК-1000 (передвижной паровой котел) паропроизводительностью 0,28 кг/с (1000 кг/ч). Котел ППК-1000 смонтирован на шасси автомобильного прицепа грузоподъемностью 4 т. В цилиндрический корпус *1*, расположенный на шасси, вставлена эксцентрично жаровая труба *2* диаметром 750 мм, частично футерованная кирпичом (начальная часть и выходная). За жаровой трубой расположен пучок дымогарных труб *3* диаметром 51×2,5 мм. Дымогарные трубы вварены в плоские днища другого цилиндра *4*, в верхней части которого предусмотрен сухопарник *5*. Между жаровой трубой и дымогарными трубами установлены однорядные кипятильные трубы *6*. Котел имеет пароперегреватель *7*, размещенный в дымовой коробке *8*. На эту коробку опирается дымовая труба *9*, которая при работе котла устанавливается вертикально. Топливо (мазут) из баков *10* и *11* поступает к форсунке *12*, установленной в передней части конической камеры *13*. Котел ППК-1000 вырабатывает пар давлением 0,5 МПа. Расход мазута составляет около 0,03 кг/с.

15.4. ЭЛЕКТРОКОТЛЫ

В промышленности в районах с избыточной выработкой электроэнергии, в первую очередь при использовании гидроэлектростанций, в отдельных случаях находят применение электрокотлы для выработки технологического пара и теплофикации зданий. Электроэнергия, не находящая спроса в отдельные периоды со стороны базисных потребителей, может быть использована для промышленных и коммунально-бытовых целей. Применение электрокотлов может оказаться целесообразным и в районах, где отсутствует местная топливная база, но имеется, например, непрерывно возобновляемая энергия ветра. Это в первую очередь относится к нашим заполярным областям. Решающее значение для оценки экономической выгодности получения теплоты с применением электроэнергии вместо топлива имеют отпускной тариф на избыточную электроэнергию, цена и качество топлива, а также КПД установок, производящих теплоту. Кроме стационарных электрокотлов, на практике находят применение также передвижные установки. Они могут быть с успехом использованы, например, на складах нефтепродуктов для разогрева в холодное время года застывшего мазута и др.

Водогрейные и паровые электрокотлы изготовляются на низкое и высокое напряжение (0,4; 3,3; 6 кВ и др.).

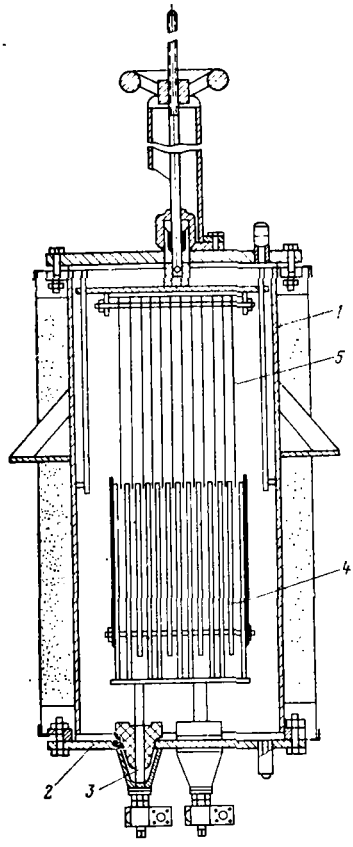


Рис. 15.8. Электродный водогрейный котел ЭКВ-0,4

На рис. 15.8 для примера показаи электродный водогрейный котел типа ЭКВ-0,4, предназначенный для генерирования теплоты для систем горячего водоснабжения и отопления зданий и небольших поселков. Действие котла ЭКВ-0,4 основано на нагреве воды при пропуске через нее электрического тока. Трехфазный электродный водяной котел ЭКВ-0,4 рассчитан на напряжение 0,4 кВ. Он состоит из корпуса *1*, выполненного из трубы, нижнего днища *2*, через которое с помощью изоляционных втулок пропускаются токоведущие стержни *3*, на них крепятся фазные электродные пластины *4*, собранные в виде многопластинчатого пакета. В верхней части корпуса размещается регулирующее устройство, выполненное в виде пакета диэлектрических пластин *5*, входящих в зазоры между электродными пластинами.

Вода в электрокотле нагревается от 70 до 95 °С. Давление воды до 0,6 МПа. Мощность имеющихся водогрейных котлов типа ЭКВ-0,4 от 40 до 400 кВт; тепловая мощность до 0,4 МВт (0,35 Гкал/ч). Пределы регулирования нагрузки 30—100 %.

Электродные паровые котлы типа ЭКП предназначены для получения насыщенного пара. Принцип действия таких котлов основан на прямом нагреве воды до парообразования электрическим током с использованием воды в качестве жидкостного сопротивления. Электродные паровые котлы выпускаются на низкое и высокое напряжение. Так, паровой регулируемый электрокотел КЭПК-250/0,4 на напря-

жение 0,4 кВ мощностью 250 кВт вырабатывает около 350 кг/ч пара давлением 0,07—0,6 МПа. Паровой котел КЭПР-2500/6 при потреблении мощности 2500 кВт и напряжении 6 кВ вырабатывает 3000 кг/ч пара давлением 0,6 МПа.

При заданной паропроизводительности установки D, кг/с, расчетная электрическая мощность электрокотла, МВт, определяется по формуле

$$Э = \frac{D(h_{п} - h_{п.в})}{\eta_{э.к}} 100, \qquad (15.1)$$

где $h_{п}$ — энтальпия пара, МДж/кг; $h_{п.в}$ — энтальпия воды, МДж/кг; $\eta_{э.к}$ — КПД электрокотла, %.

Глава шестнадцатая

ВОДОГРЕЙНЫЕ И ПАРОВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ

16.1. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОВ

Водогрейные котлы, назначением которых является получение горячей воды заданных параметров, применяют для снабжения подогретой водой систем отопления и вентиляции, бытовых и технологических потребителей. Водогрейные стальные котлы, работающие обычно по прямоточному принципу с постоянным расходом воды, устанавливают в промышленно-отопительных котельных, а также на ТЭЦ для покрытия пиковых отопительно-вентиляционных нагрузок. Температура воды на входе в котел 70 °С (в пиковом режиме до 110 °С), температура воды на выходе из котла—150 °С и более (до 200 °С). В пароводогрейных котлах наряду с получением подогретой воды вырабатывается также технологический пар.

Для водогрейных котлов установлена следующая *шкала тепловых мощностей,* МВт (Гкал/ч): 4,65 (4); 7,5 (6,5); 11,63 (10); 23,3 (20); 35 (30); 58,2 (50); 116,3 (100) и 209,4 (180).

Водогрейные котлы мощностью до 23,3 МВт обычно обеспечивают работу только в основном режиме с подогревом воды до 150 °С. При этом давление воды на входе в котел принимается 1,6 МПа.

Котлы мощностью 35 МВт и выше должны допускать работу в основном и пиковом режимах с возможностью подогрева воды до 200 °С. Давление воды на входе в котел

2,5 МПа. Котлы могут работать на газе, жидком или твердом топливе.

Для водо- и пароводогрейных котлов, как и для паровых, температура воды на входе должна быть *выше температуры точки росы* для продуктов сгорания во избежание интенсивной наружной коррозии труб. В связи с этим температура воды на входе в водо- и пароводогрейные котлы должна быть не ниже 60 °С при работе на природном газе, 70 °С — при работе на малосернистом мазуте и не ниже 110 °С — при работе на высокосернистом мазуте. Учитывая, что поступающая из теплосети обратная (холодная) вода имеет обычно температуру ниже 60 °С, часть прямой (горячей) воды с помощью рециркуляционных насосов подмешивают к обратной воде для достижения необходимой температуры воды на входе в агрегат.

В промышленности и жилищно-коммунальном хозяйстве имеется значительное количество водогрейных котлов, изготовленных различными заводами. Далее рассматриваются конструкции и особенности некоторых водогрейных котлов.

16.2. КОНСТРУКЦИИ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ

На рис. 16.1 показан газомазутный водогрейный котел типа ПТВМ-30М (КВ-ГМ-30-150) с П-образной компоновкой поверхностей нагрева, положительно зарекомендовавший себя при эксплуатации. Расчетная тепловая мощность котла около 35 МВт. Топка котла экранирована трубами $\varnothing$ 60×3 мм и оборудована шестью газомазутными горелками. Конвективная поверхность расположена в опускной шахте с экранированными стенками.

Циркуляционная схема котла ПТВМ-30М показана на рис. 16.2. Вход воды осуществляется во фронтовой экран топочной камеры, а выход — из бокового экрана топки. Температура воды на входе в котел 70, на выходе — 150 °С. При работе котла на газе расход воды составляет около 500, а при работе на мазуте — 435 т/ч. При этом тепловая мощность котла соответственно составляет 46,4 и 40,7 МВт, температура уходящих газов — 188 и 250 °С, а расчетный КПД котла — 92,2 и 89,5 %. Обмуровка котла выполнена облегченной, с креплением к трубам.

В последнее время выпуск водогрейных котлов осуществляется на основе *унифицированных серий* по Г- и П-образной схеме. Серия унифицированных водогрейных котлов

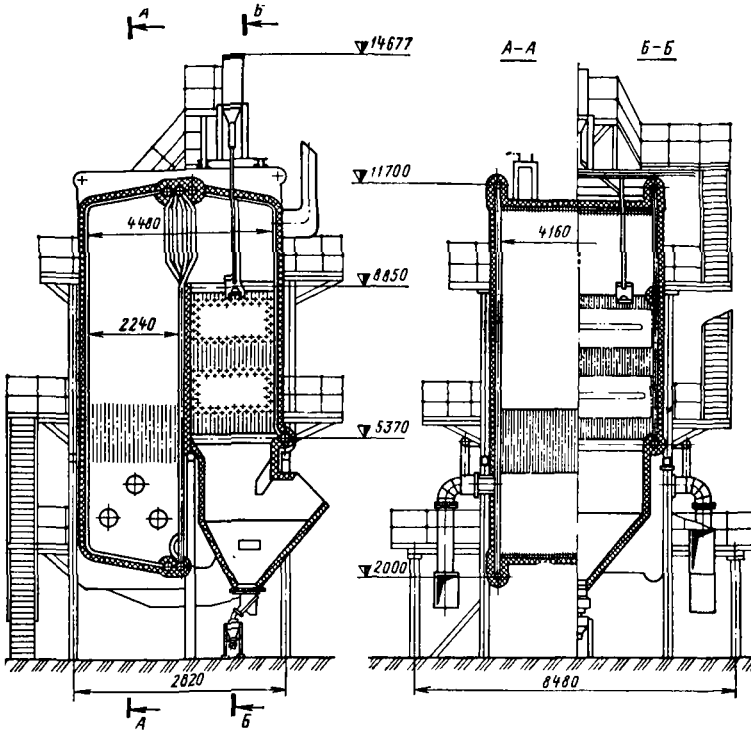


Рис. 16.1. Водогрейный газомазутный котел ПТВМ-30М (КВ-ГМ-30-150)

для работы на газе, жидком и твердом топливах разработана ЦКТИ совместно с Дорогобужским и Барнаульским котельными заводами. На рис. 16.3 показан котел типа КВ-ГМ (котел водогрейный, газомазутный). Такие котельные установки выпускают тепловой мощностью 4,65; 7,56; 11,63; 23,3 и 35 МВт. Имея единый профиль (по схеме Г) и одинаковые ширину и высоту, они различаются глубинами топочной камеры и конвективной шахты. Сжигание топлива осуществляется с помощью одной газомазутной ротационной горелки необходимой тепловой мощности с автономным вентилятором. Для очистки от загрязнений наружных поверхностей труб конвективной шахты (при работе на мазуте) применяют дробеочистную установку. Газомазутные котлы на 58,2 и 116,3 МВт имеют П-образную компоновку и соответственно две и три газомазутные горелки с ротационными форсунками.

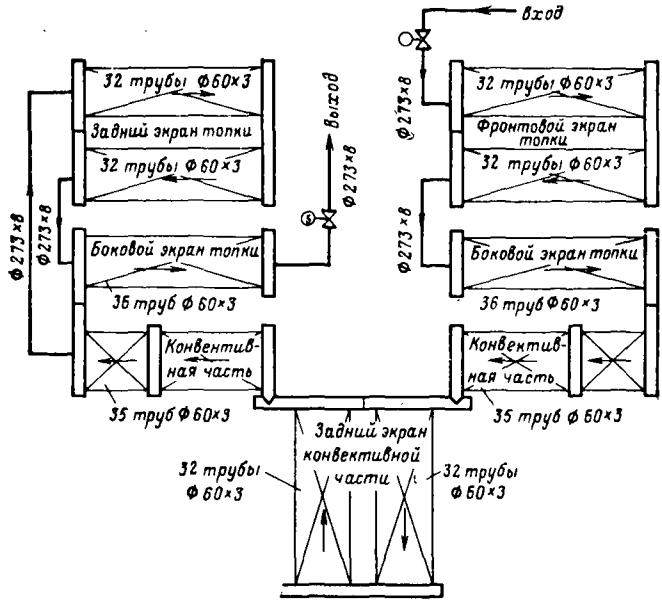


Рис. 16.2. Циркуляционная схема водогрейного котла ПТВМ-30М (КВ-ГМ-30-150)

Показанный на рис. 16.3 котел КВ-ГМ-20-150 (тепловой мощностью 23,3 МВт, подогрев воды до 150 °С) имеет топочную камеру, полностью экранированиую трубами ∅ 60×3 мм с шагом 64 мм. Промежуточным задним экраном, состоящим из двух рядов труб, топка разделена иа камеру горения и камеру дожигания. Конвективные поверхности нагрева котла расположены в вертикальном газоходе с полностью экранированными стенами. Передняя и задняя стены выполнены из труб ∅60×3 мм с шагом 64 мм, боковые стены — из вертикальных труб ∅83×3,5 мм с шагом 128 мм. Конвективные поверхности набираются из U-образных ширм из труб ∅28×3 мм. Расход воды, подогреваемой от 70 до 150 °С, составляет 247 т/ч. При работе на газе расчетный КПД котла 89,8 %.

Значительная интенсификация работы водогрейных котлов с уменьшением расхода металла на их изготовление и сокращением габаритов достигается при применении *циклонных предтопков* для сжигания газа и мазута. На рис. 16.4 показан малогабаритный водогрейный котел тепловой

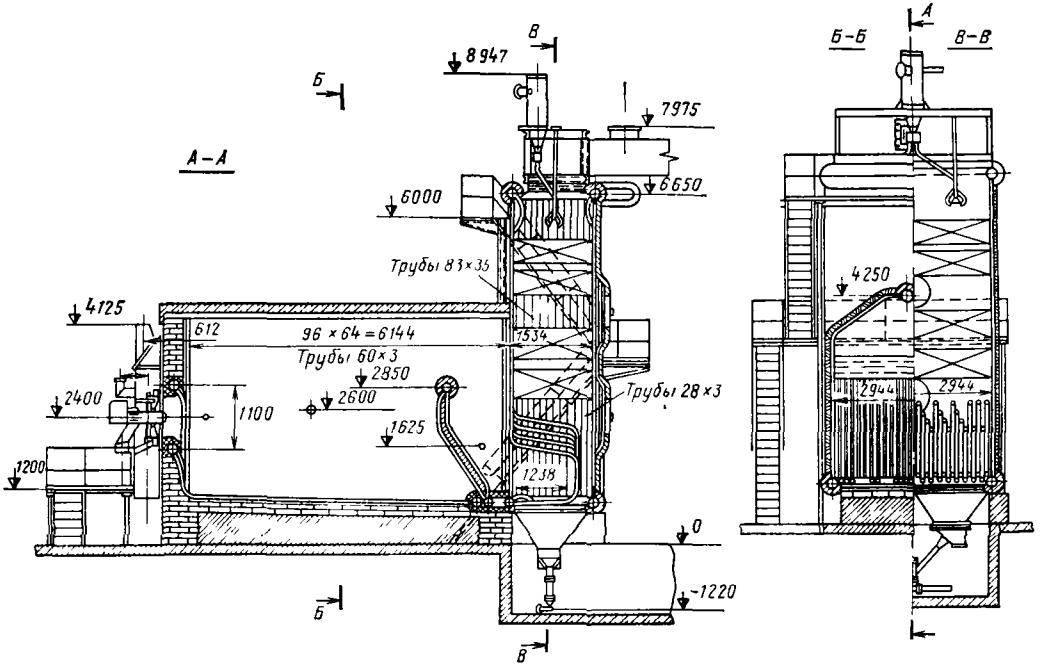


Рис. 16.3. Водогрейный газомазутный котел КВ-ГМ-20-150

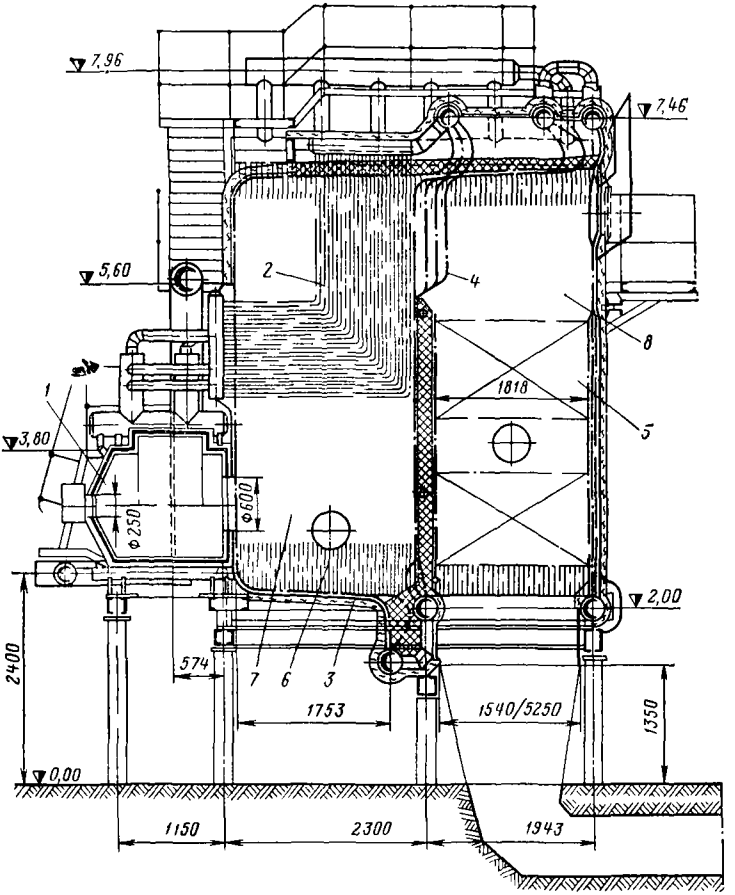


Рис. 16.4. Водогрейный котел тепловой мощностью 58 МВт с циклонными предтопками:

1 — циклонные предтопки; *2* — ширмовые поверхности нагрева; *3* — фронтовой экран; *4* — задний экран; *5* — конвективные поверхности нагрева; *6* — боковой экран; *7* — топочная камера; *8* — поворотная камера

мощностью 58 МВт с тремя циклонными предтопками. Диаметр и длина циклонной камеры $D_ц = L_ц = 1250$ мм. Основное количество холодного воздуха поступает в камеру со скоростью 40—50 м/с через тангенциально расположенные сопла. Для подачи остального воздуха (до 30 % общего количества) в центральной части днища камеры установлена улитка.

При работе на газе он подводится через отверстия со скоростью до 150 м/с по всей ширине воздушного сопла. При работе на жидком топливе механические или паромеханические форсунки устанавливают в воздушных соплах перпендикулярно потоку воздуха. Это улучшает распыливание мазута и расширяет диапазон регулирования производительности форсунок, которые в этом случае обеспечивают удовлетворительное распыливание мазута даже при давлении около 0,2 МПа. Внутренние стенки циклонной камеры открыты (не футерованы). Стенки циклона охлаждаются сетевой водой. При циклонном сжигании мазута в камере поддерживают малый коэффициент расхода воздуха (около 1,05), что резко уменьшает загрязнение и коррозию конвективных поверхностей нагрева водогрейного котла. При сжигании мазута в предтопке плотность тепловыделения на сечение циклона составляет $q_F = 17{,}5 \div 18{,}5$ МВт/м^2 при химической неполноте сгорания не более 1—1,5 %. Имеются также циклонные камеры с бóльшим диаметром, обеспечивающие эффективное сжигание мазута.

Для работы на твердом топливе применяют котлы типов КВ-ТС (котел водогрейный, твердое топливо, слоевое сжигание), КВ-ТСВ (слоевое сжигание, с воздухоподогревателем) и КВ-ТК (твердое топливо, камерное сжигание). Водогрейные котлы КВ-ГМ, КВ-ТС изготовляют из одинаковых элементов (топочные экраны — из труб Ø 60×3 мм с шагом 64 мм, конвективные пакеты — из труб Ø 28×3 мм и др.).

Водогрейные котлы *со слоевым сжиганием твердого топлива* выпускают тепловой мощностью от 4,65 до 58,2 МВт. Котлы снабжают цепными решетками обратного хода с пневмомеханическими забрасывателями. На рис. 16.5 показан водогрейный котел КВ-ТС-10-150В с цепной решеткой ТЧЗМ и воздушным подогревателем. Тепловая мощность установки при работе на каменном угле 11,63 МВт. Расход воды через котел 123,5 т/ч. Гидравлическое сопротивление котла до 0,25 МПа. Расчетное давление воды на выходе из котла 2,5 МПа. Температура горячего воздуха 210 °С. Расчетный КПД котла при работе на каменном угле 80,9 %. Циркуляционная схема котла КВ-ТС-10-150 показана на рис. 16.6.

Водогрейные котлы *с сжиганием твердого топлива в камерных топках* разработаны на тепловую мощность 58,2 и 116,3 МВт. На рис. 16.7 показан водогрейный котел КВ-ТК-50-150 для камерного сжигания твердого топлива с размо-

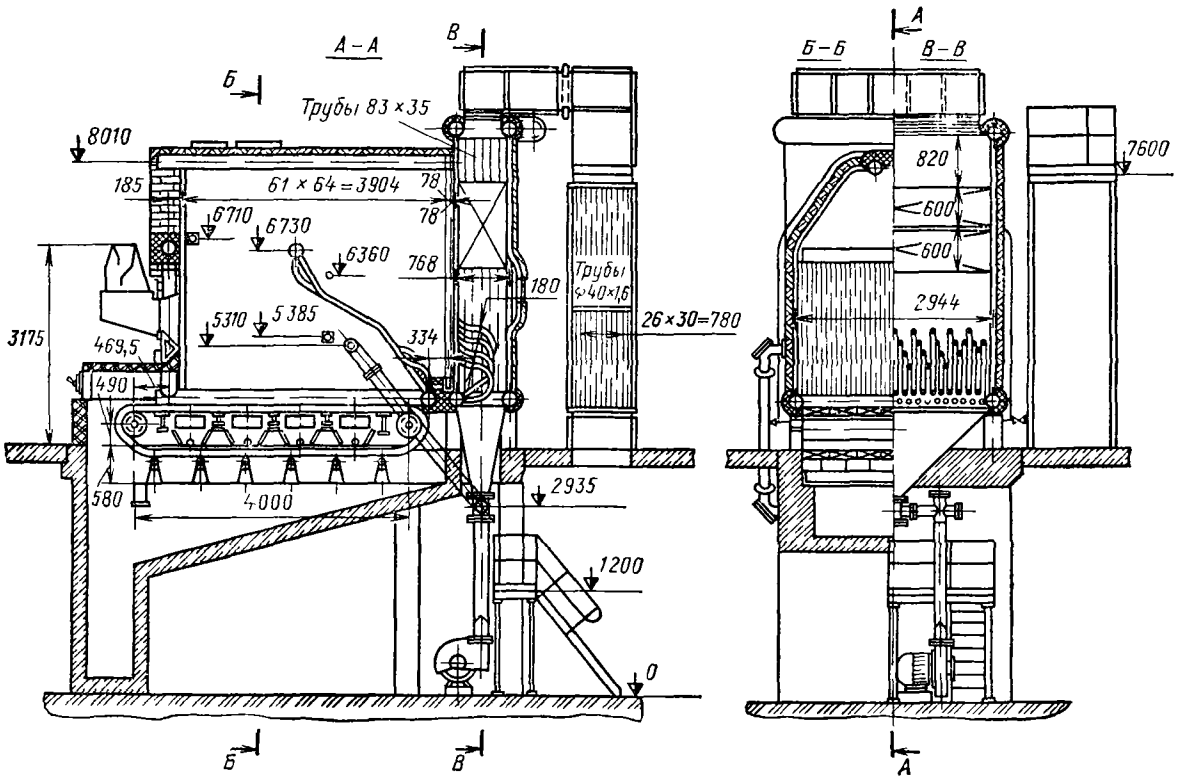


Рис 16 5 Водогрейный котел КВ-ТС-10

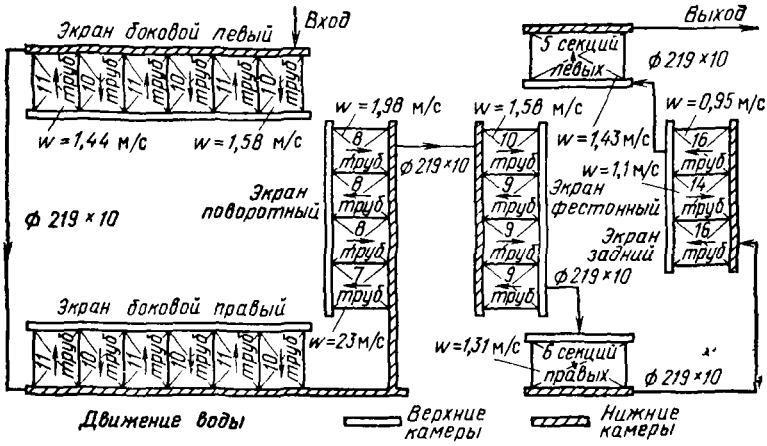


Рис. 16.6. Циркуляционная схема водогрейиого котла КВ-ТС-10-150

лом его в молотковых мельницах. Котел прямоточный, выполнен по П-образной схеме. Шесть турбулентных горелок расположены встречно на боковых стенах топки. Топка выполнена с твердым шлакоудалением. Стены топкн и поворотной камеры газоплотные, из труб ∅ 60×4 мм с шагом 80 мм. В конвективной шахте имеются два пакета из труб ∅ 28×3 мм. За конвективными пакетами расположен трехходовой воздухоподогреватель из труб ∅40×1,5 мм. Воздух подогревается до 350 °С. Температура уходящих газов около 220 °С. Предусмотрена дробеочистка конвективных поверхностей. Расчетный КПД котла 88 %.

16.3. ПАРОВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ

В отопительно-производственных котельных с малой тепловой нагрузкой в летнее время в целях увеличения числа часов использования котлов находят применение *комбинированные пароводогрейные котлы* для одновременного получения горячей воды и технологического пара, созданные на базе как водогрейных, так и паровых котлов.

На рис. 16.8 показан комбинированный пароводогрейный котел, созданный на основе рассмотренного выше водогрейного котла ПТВМ-30М. В комбинированном котле предусмотрена возможность использования части экранных поверхностей нагрева (боковых экранов) в качестве парооб-

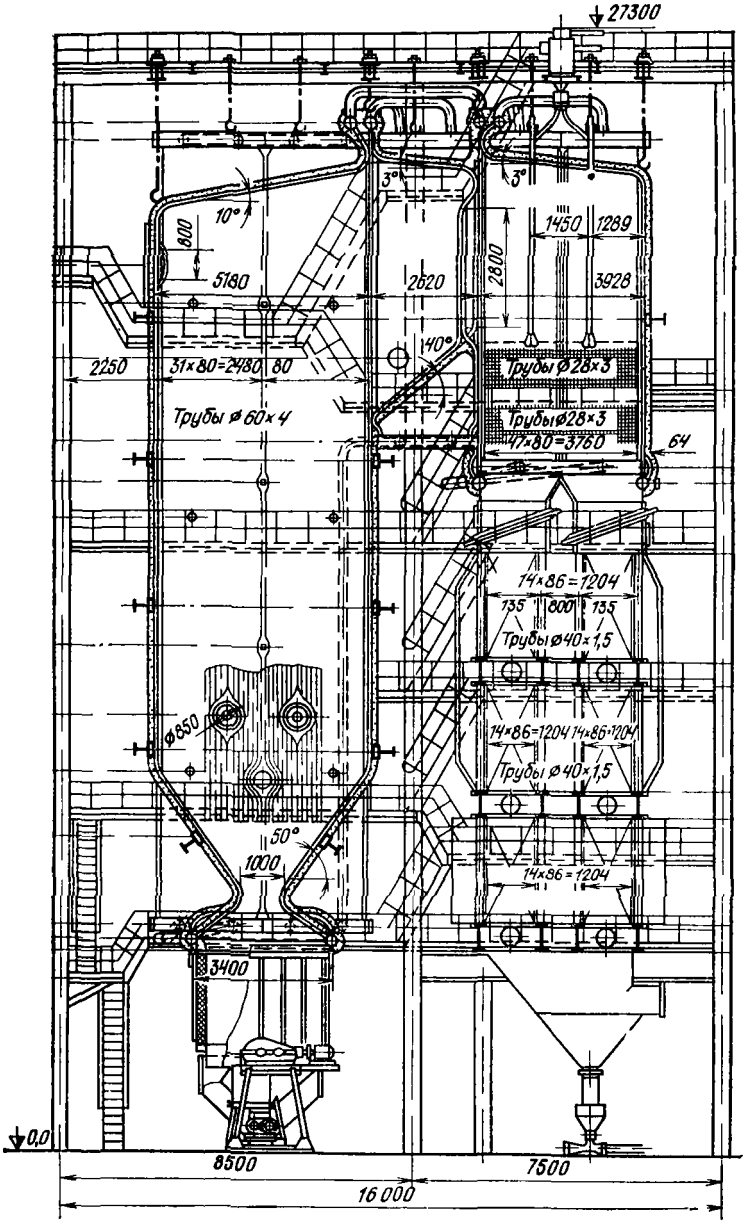


Рис. 16 7. Водогрейный котел КВ-ТК-50-150

разующих элементов с работой по схеме с естественной циркуляцией. В качестве элемента, где происходит разделение воды и пара, использованы выносные циклоны. В случае необходимости эти поверхности нагрева могут использоваться как водогрейные, для чего необходимо осуществить соответствующие переключения в водопаровых контурах. Питание парообразующей части комбинированного котла может осуществляться от общей напорной линии сетевой воды без установки специальных питательных насосов, а также с использованием дополнительных питательных насосов. Качество добавочной питательной воды должно соответствовать требованиям, предъявляемым к питательной воде низкого давления. Суммарная тепловая нагрузка такого комбинированного котла 35—40 МВт. Отпуск пара составляет от 8 до 10 т/ч при давлении от 0,7 до 1,4 МПа. Режим котла регулируется по расходу горячей воды. При избыточной выработке пар автоматически поступает в устройства для подогрева обратной сетевой воды.

В показанном на рис. 16.8 комбинированном котле работа возможна в двух комбинированных режимах с выдачей горячей воды и пара давлением 1,4 МПа в количестве 10 или 25 т/ч и в водогрейном режиме. Циркуляционная схема водогрейного контура модернизированного комбинированного котла КВП-30/8 показана на рис. 16.9.

При отоплении котла газом суммарная тепловая нагрузка его составляет 46,5 МВт. При этом при включении всех топочных экранов в паровой контур паровая нагрузка может составить 35 МВт, а при включении только боковых топочных экранов — до 11 МВт.

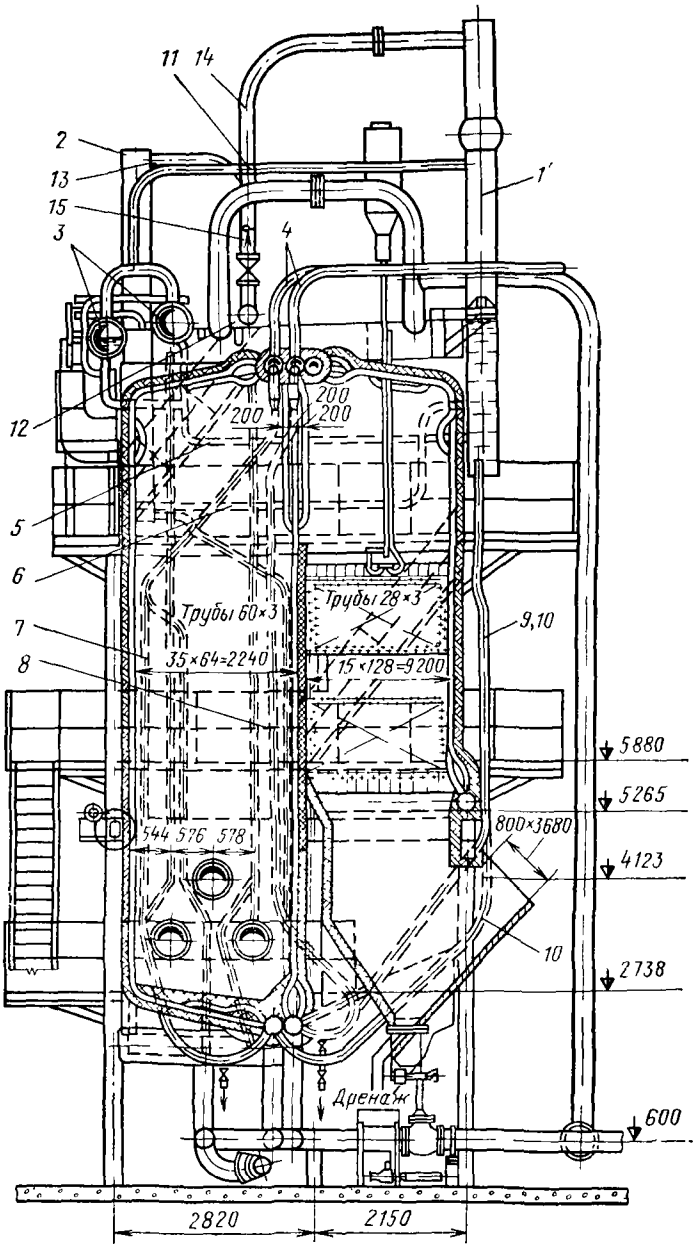
В пароводогрейных котлах отпуск теплоты в виде горячей воды и пара может осуществляться в любых соотношениях. Однако выработка пара должна быть не менее 2 %, чтобы обеспечить удаление из котла неконденсирующихся газообразных веществ.

Если тепловая мощность пароводогрейного котла составляет $Q_к$, МВт, то количество сетевой воды, кг/с, которое может быть в нем нагрето, определяется по формуле

$$G_в = \frac{Q_к - D(h_н - h_{вх})}{h_{вых} - h_{вх}}, \qquad (16.1)$$

где D — расход пара, кг/с; $h_н$ — энтальпия насыщенного пара, МДж/кг; $h_{вх}$ и $h_{вых}$ — энтальпия воды на входе и на выходе из котла, МДж/кг.

В настоящее время разрабатывают комбинированные


11
14
2
13
15
3
4
1'
12
200
200
200
200
5
6
Трубы 60×3
Трубы 28×3
9,10
7
8
35×64=2240
15×128=9200
5880
5265
800×3680
544
576
578
4123
10
2738
Дренаж
600
2820
2150

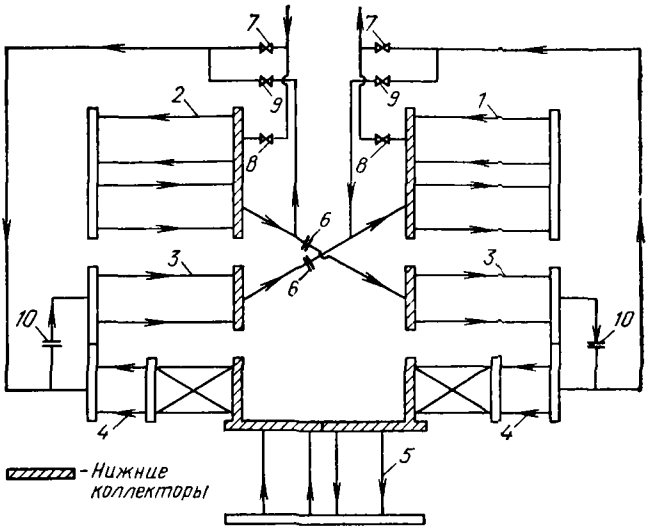


Рис 16 9. Циркуляционная схема водогрейного контура модернизированного пароводогрейного котла КВП-30/8:

1 — фронтовой топочный экран, *2* — задний экран; *3* — боковые экраны, *4* — поверхности нагрева конвективной шахты, *5* — задний экран конвективной шахты; *6—9* — заглушки и задвижки на нижних трубопроводах котла, *10* — заглушка на верхних перекидных трубопроводах котла

пароводяные котлы, которые могут работать как в чисто водогрейном режиме, так и в чисто паровом.

Технико-экономические расчеты показывают, что себестоимость теплоты при выработке ее в комбинированных пароводогрейных котлах на 15—20 % ниже стоимости выработки ее в автономных паровых и водогрейных котлах. В комбинированных котлах удельный расход металла на выработку единицы теплоты в 3—4 раза ниже, чем в барабанных паровых котлах.

Рис. 16 8. Модернизированный комбинированный пароводогрейный котел КВП-30/8

1 — выносной циклон чистого отсека; *2* — выносной циклон солевого отсека; *3* — уравнительные емкости; *4* — пароотводящие трубы от фронтового и заднего экранов, *5* — питание чистого отсека из уравнительных емкостей, *6* — питание солевого отсека, *7, 8* — рециркуляционные трубы фронтового и заднего экранов; *9, 10* — опускные трубы фронтового и заднего экранов, *11* — дыхательная труба уравнительных емкостей, *12* — сборный паровой коллектор, *13, 14* — отводы пара из чистого и солевого отсеков, *15* — отвод пара в магистраль

Глава семнадцатая

КОТЛЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

17.1. УСЛОВИЯ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ КОТЛОВ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

На промышленных предприятиях широкое распространение находят различные котлы, использующие для выработки пара *теплоту отходящих газов* производственных технологических установок, а также *теплоту технологического продукта, теплоту шлака, теплоту охлаждающей воды и др.* Конструкция таких котлов в значительной степени определяется особенностями используемого теплоносителя. Так, при температуре отходящих газов более 1000—1100 °С для восприятия их теплоты применяют радиационные поверхности нагрева, способствующие также бесконтактной грануляции расплавленного выноса, который может содержаться в таких отходящих газах. При температуре газов ниже 800—900 °С применяют конвективные поверхности нагрева.

При выборе конструкции и условий работы котла, использующего тепловые отходы, приходится учитывать их агрессивный характер. Так, отходящие газы печей для обжига серосодержащего сырья содержат оксиды серы. При определенных условиях и наличии в газах паров воды (при температуре ниже температуры точки росы) может образоваться серная кислота, что приводит к электрохимической коррозии поверхностей нагрева. При температуре стенки более 500—600 °С оксиды серы способствуют высокотемпературной газовой коррозии.

При переработке фторсодержащего сырья (гидротермическая переработка фосфатов) в отходящих газах содержится фтористый водород. При температуре стенки менее 100 °С в этом случае возможна электрохимическая коррозия поверхности нагрева фтористыми газами за счет образования фтористой кислоты. При температуре выше 400—500 °С возможна высокотемпературная газовая коррозия. Коррозия поверхностей нагрева может возникнуть также при использовании теплоты отходящих газов, содержащих оксиды фосфора, ванадия и др.

Отходящие из промышленных печей газы могут содержать значительное количество уноса, который вызывает эрозию поверхностей нагрева. При высокой температуре газа унос может находиться в расплавленном или размягчен-

ном состоянии, что может привести к заносу поверхностей нагрева котла и в связи с этим к уменьшению тепловосприятия и увеличению газовых сопротивлений.

При использовании для выработки пара (горячей воды) физической теплоты технологической продукции, физической теплоты шлака или теплоты охлаждающей воды необходимо при выборе теплопередающих поверхностей нагрева котла также учитывать особенности этих теплоносителей.

При получении пара или горячей воды за счет теплоты отходящих газов в теплоиспользующей установке температура газов снижается от $t'_{\text{о.г}}$ до $t_{\text{у.г}}$. При этом дополнительная полезная теплота, МВт, составляет

$$Q^{\text{о.г}}_{\text{доп}} = B\left(H'_{\text{о.г}} - H_{\text{у.г}} + \Delta\alpha H_{\text{в}}\right)\varphi, \qquad (17.1)$$

где B — расход топлива технологической установкой, кг/с (или м³/с); $H'_{\text{о.г}}$ и $H_{\text{у.г}}$ — энтальпии отходящих и уходящих газов, МДж/кг (или МДж/м³); $\Delta\alpha H_{\text{в}}$ — теплота воздуха, присосанного в теплоиспользующей установке, МДж/кг (или МДж/м³); φ — коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери теплоты от наружного охлаждения.

При использовании для выработки пара или горячей воды физической теплоты технологического продукта G, кг/с, дополнительная полезная теплота, МВТ, составляет

$$Q^{\text{т.п}}_{\text{доп}} = G\left(H'_{\text{т.п}} - H''_{\text{т.п}}\right)\varphi, \qquad (17.2)$$

а при использовании физической теплоты шлаков $G_{\text{шл}}$

$$Q^{\text{ф.ш}}_{\text{доп}} = G_{\text{шл}}\left(H'_{\text{ф.ш}} - H''_{\text{ф.ш}}\right)\varphi, \qquad (17.3)$$

здесь $H'_{\text{т.п}}$ и $H'_{\text{ф.ш}}$ — начальные энтальпии технологического продукта и шлака при температуре $t'_{\text{т.п}}$ и $t'_{\text{ф.ш}}$, МДж/кг; $H''_{\text{т.п}}$ и $H''_{\text{ф.ш}}$ — конечные энтальпии технологического продукта и шлака при температуре $t''_{\text{т.п}}$ и $t''_{\text{ф.ш}}$, МДж/кг.

При использовании указанных тепловых отходов (дополнительной полезной теплоты $Q_{\text{доп}}$, МВт) выработка пара D, кг/с, составляет (без учета продувки)

$$D = Q_{\text{доп}}/\left(h_{\text{п.п}} - h'_{\text{п.в}}\right), \qquad (17.4)$$

а выработка горячей воды

$$G_{\text{в}} = Q_{\text{доп}}/\left(t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}}\right), \qquad (17.5)$$

здесь $h_{\text{п.п}}$, $h'_{\text{п.в}}$ — энтальпии перегретого пара, питательной воды на выходе и входе котла, МДж/кг; $t''_{\text{в}}$, $t'_{\text{в}}$ — температуры воды на выходе и входе котла, °С.

При использовании для выработки пара или горячей во-

ды теплоты отходящих газов, физической теплоты технологического продукта или шлаков получается экономия топлива, кг/с (м³/с),

$$\Delta B = \frac{Q_{доп}}{Q_н^р \eta_к} 100, \qquad (17.6)$$

где $Q_н^р$ — теплота сгорания топлива, МДж/кг (или МДж/м³); $\eta_к$ — КПД замещаемого котла, %.

Суммарный тепловой КПД технологической установки с дополнительным теплоиспользованием, %, составляет

$$\eta_у = \eta_{техн} + \Delta\eta_{доп} = \frac{Q_{техн} + Q_{доп}}{BQ_н^р} 100, \qquad (17.7)$$

где $Q_{техн}$ — теплота, полезно затраченная на выработку технологической продукции, МВт.

17.2. КОТЛЫ НА ОТХОДЯЩИХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ГАЗАХ

Для утилизации теплоты отходящих газов промышленных технологических установок применяют два основных типа котлов: водотрубные радиационно-конвективные, использующие теплоту высокотемпературных отходящих газов, а также газотрубные и водотрубные конвективные для утилизации теплоты низкотемпературных газов.

На рис. 17.1 для примера показан водотрубный радиационно-конвективный котел УКЦМ 25/40, изготовленный Белгородским заводом энергетического машиностроения (БЗЭМ) и предназначенный для использования теплоты отходящих газов отражательных медеплавильных печей. Запыленность этих газов — до 20—30 г/м³. Котел с естественной циркуляцией. Газы из отражательной печи при температуре около 1250 °С подводятся снизу топочной камеры. Горелочных устройств топка не имеет.

Расположенная в опускном газоходе первая ступень воздухоподогревателя выполнена из вертикальных труб с движением газов внутри труб. Вторая ступень воздухоподогревателя выполнена из горизонтального пакета труб с движением внутри труб подогреваемого воздуха. Для защиты труб от газовой коррозии предусмотрен предварительный подогрев воздуха в паровых калориферах. Для очистки хвостовых поверхностей применяется дробеочистка. Расход газов через котел 55 000 м³/ч (при 0 °С, 0,1013 МПа), температура уходящих газов 237 °С, паропроизводительность котла 7 кг/с, давление 4 МПа, температу-

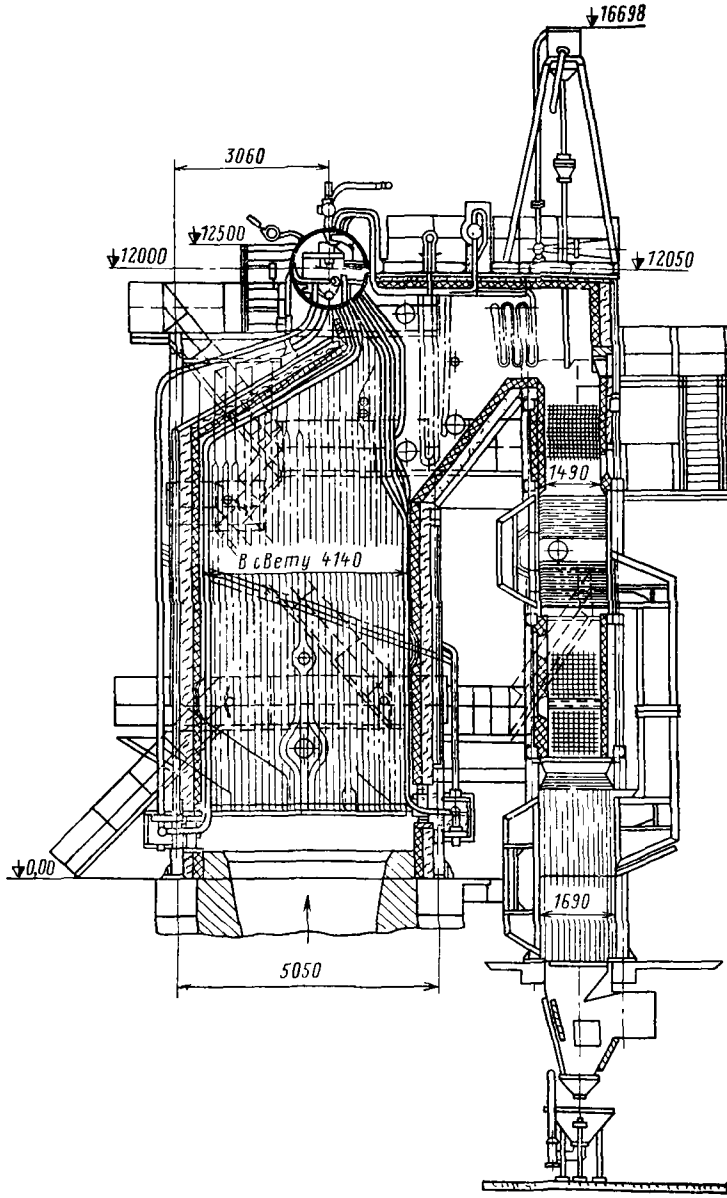


Рис. 17.1. Радиационно-конвективный котел УКЦМ-25/40 для использования теплоты отходящих газов

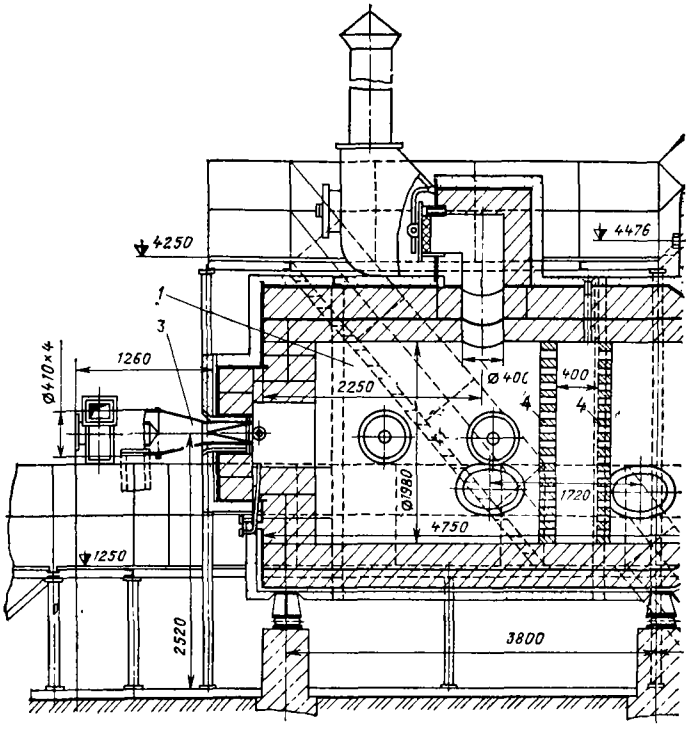
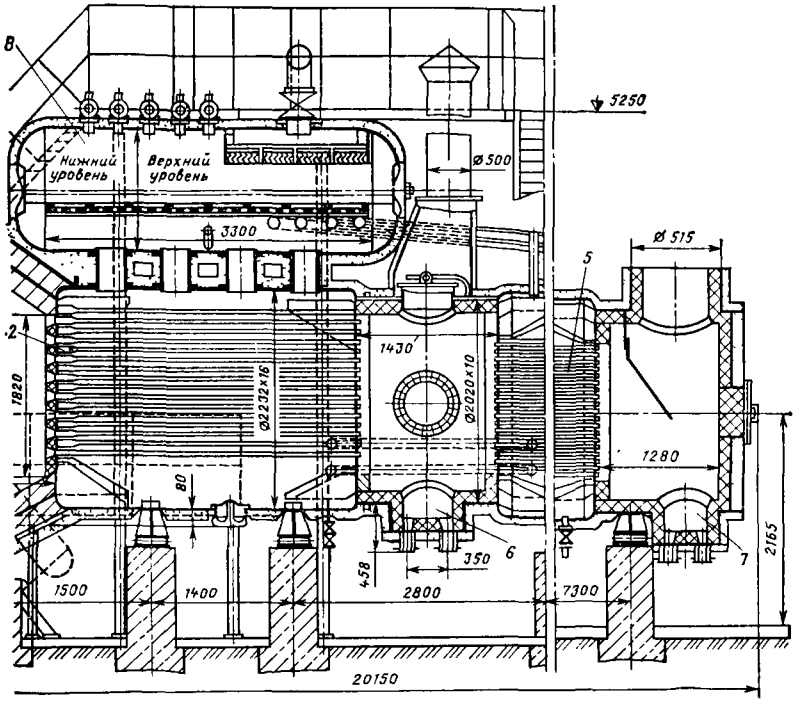


Рис. 17.2. Котел СКУ-7,6/4 для использования теплоты отходящих га

ра перегретого пара 450 °С. При эксплуатации такого котла возникают затруднения в связи с заносом поверхностей нагрева.

При наличии в отходящих технологических газах горючих газообразных составляющих, например сероводорода, перед теплоиспользующей установкой организуется их дожигание. На рис. 17.2 показан утилизационный газотрубный котел типа СКУ-7,6/4, предназначенный для использования теплоты от сжигания сероводородного газа, охлаждения технологического газа и частичной конденсации содержащейся в нем серы. Перед первой испарительной поверхностью *2* расположена цилиндрическая камера дожигания сероводородного газа *1*, выложенная огнеупорным материалом. Горелочное устройство *3* расположено на фронтальной стене. Для стабилизации горения газа



зов при сжигании сероводородного газа и конденсации серы

в камере установлены две решетки из высокоглиноземистого кирпича *4*. Газы последовательно проходят первую и вторую *5* испарительные поверхности с дымогарными трубками. Для стока сконденсировавшейся серы испарительные поверхности расположены с наклоном 1° в сторону движения газов. Сера отводится из промежуточной *6* и выходной *7* газовых камер. Образующийся пар собирается в паросборнике *8*. Расчетный расход газов через утилизационную установку составляет 7400, в том числе сжигаемых газов — около 2100 м³/ч. Газ поступает под давлением 0,15 МПа, температура газов на входе в первую испарительную ступень 1280 °С, температура уходящих газов (после второй испарительной ступени) 160 °С, паропроизводительность установки 2,1 кг/с, давление насыщенного пара 0,5 МПа.

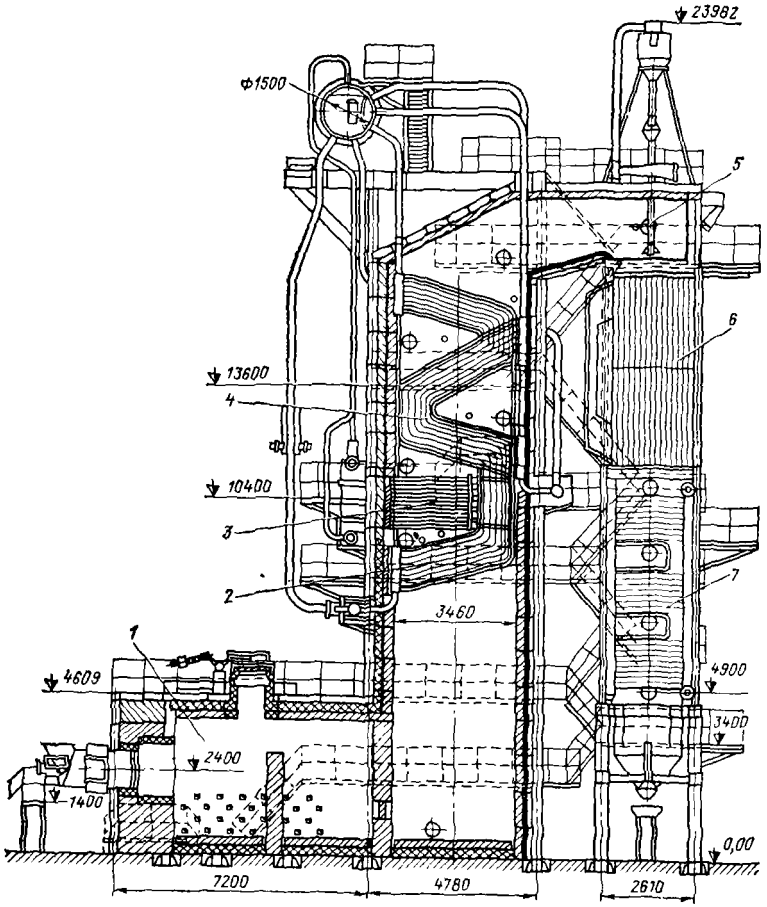


Рис. 17.3. Котел ПКК для использования теплоты от сжигания отбросных газов сажевого производства

Для сжигания отбросных газов сажевого производства БЗЭМ разработана серия унифицированных котлов типа ПКК (пакетно-конвективный котел). Продольный разрез такого котла показан на рис. 17.3. Изменение производительности установки достигается изменением ее ширины. Котлы типа ПКК однобарабанные, конвективные, с естественной циркуляцией.

Отбросные газы сжигаются вместе с мазутом или природным газом в неэкранированном предтопке *1*. Газы про-

ходят конвективные испарительные секции *2*, *4*, пароперегреватель *3*, воздухоподогреватель *6* и экономайзер *7*. Испарительные секции (двух типов — короткие *4* и длинные *2*) имеют волнистую форму и объединены индивидуальными входными и выходными коллекторами. Очистка поверхностей нагрева в подъемном газоходе осуществляется обдувочнымн приборами типа ОГ, в опускном — дробеструйной установкой *5*. В разработанной серии котлов типа ПКК предусмотрен расчетный расход отбросных газов сажевого производства до 53 000 м³/ч. Температура газов на входе в конвективный пучок 1257 °С, температура уходящих газов 190 °С, расчетная паропроизводительность котлов — до 9,7—27,8 кг/с. Предусмотрена возможность получения пара давлением 4,5 и 2,4 МПа при температуре перегретого пара соответственно 440 и 370 °С.

Серия водотрубных конвективных котлов разработана для *использования теплоты отходящих газов нагревательных, мартеновских и других печей*. На рис. 17.4 для примера показан котел типа КУ-125. Котел однобарабанный, имеет многократную принудительную циркуляцию, компоновка П-образная. По ходу газов последовательно расположены первая секция испарительной поверхности нагрева *1*, пароперегреватель *2*, вторая *3* и третья *4* секции испарительной поверхности нагрева и экономайзер *5*. Для очистки поверхностей нагрева применяются водяная обмывка и паровая обдувка. Котел рассчитан на 125 000 м³/ч газов. Паропроизводительность установки зависит от начальной температуры греющих газов. При температуре газов на входе 850 °С паропроизводительность составляет 11,36 кг/с, давление перегретого пара 4,5 МПа, температура перегретого пара 385 °С. При температуре газов на входе в котел 650 °С паропроизводительность составляет 7,6 кг/с, температура перегретого пара 365 °С.

Для использования *физической теплоты отходящих газов после циклонных печей для сжигания серы* БЗЭМ был изготовлен цилиндрический водотрубный радиационно-конвективный котел типа СЭТА-Ц-100-1 с естественной циркуляцией (рис .17.5). После циклонной горизонтальной кирпичной камеры *1* газы поступают в радиационную камеру *2* и испарительный «пилообразный» пучок *3*. В центральной части камеры имеется окно, закрытое байпасной пробкой *4* (материал — сталь Х25Т), через которое можно пропускать часть газов с целью регулирования температу-

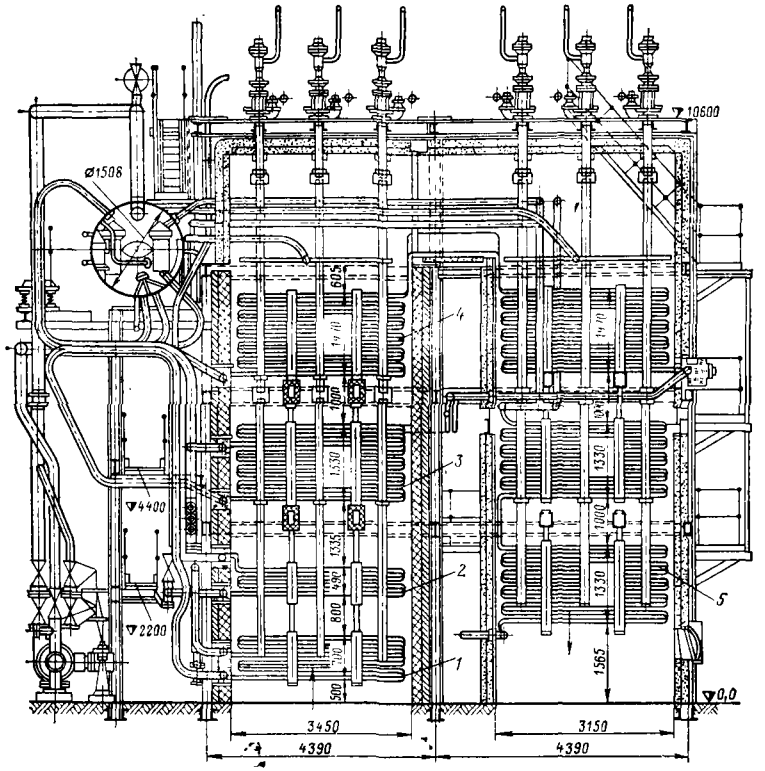


Рис. 17.4. Котел КУ-125 для использования теплоты отходящих газов нагревательных, мартеновских и других печей

ры перегрева пара. За конвективным испарительным пучком расположен пароперегреватель *5*. Между обшивкой циклона и котла проходит воздух, идущий на горение серы. Котел рассчитан на использование теплоты от сжигания 1,16 кг/с (100 т/сут) серы. Температура газов на входе в радиационную камеру 1300 °С, температура уходящих газов 520 °С, паропроизводительность котла — до 2,78 кг/с, давление перегретого пара 4 МПа, температура пара 375/410 °С. В настоящее время изготовлены модернизированные котлы типа СЭТА-Ц.

Котел-охладитель конвертерных газов типа ОКГбд-250М, предназначенный для установки за сталеплавильными 250-тонными конвертерами, показан на рис. 17.6. Дожигание оксида углерода, содержащегося в отхо-

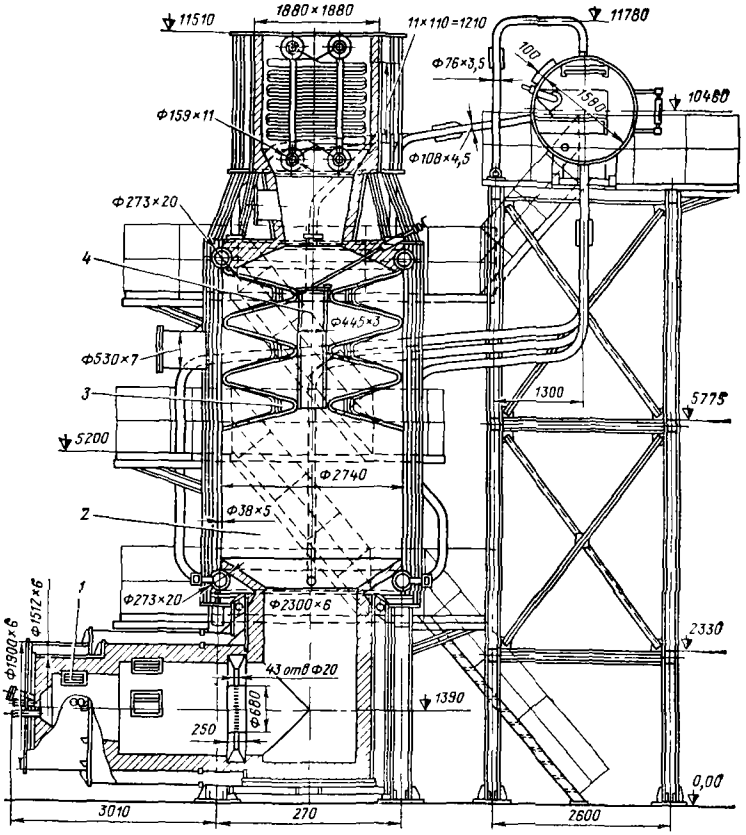


Рис. 17.5. Котел СЭТА-Ц-100-1 для использования теплоты отходящих газов серной печи

дящих газах, не предусмотрено. Котел — радиационного типа с многократной принудительной циркуляцией, Л-образной компоновки. Поверхности нагрева *1*, выполненные в виде газоплотных «мембранных» экранов, изготовлены из труб диаметром 38×5 мм. Котел рассчитан на охлаждение 168 000 м³/ч газов. Температура газов на входе в котел 1600 °С, температура уходящих газов 1100 °С, паропроизводительность котла — до 44,5 кг/с, давление насыщенного пара 1,75 МПа. Разработаны и другие типы котлов-охладителей конвертерных газов, в том числе для 400-тонных конвертеров.

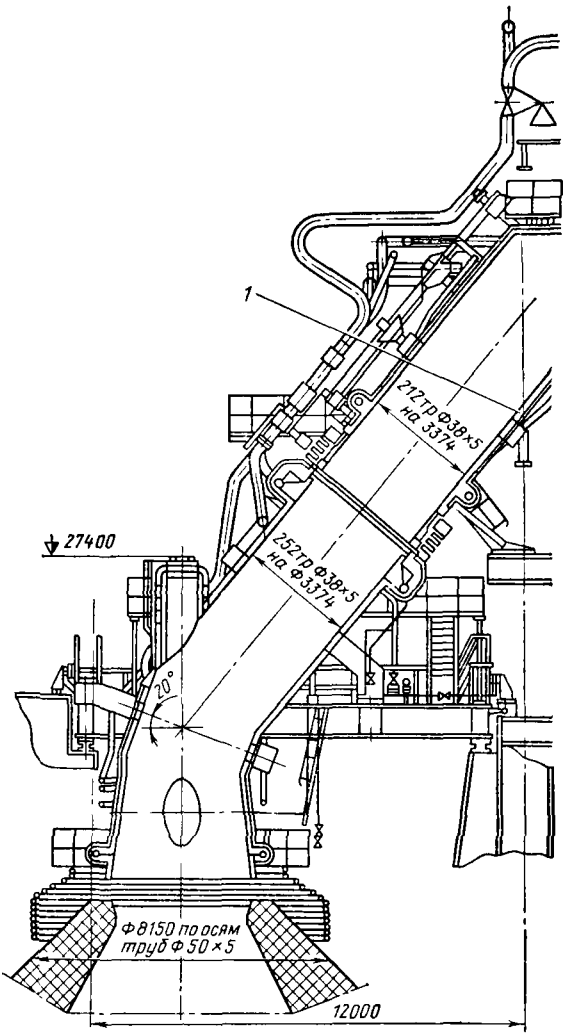
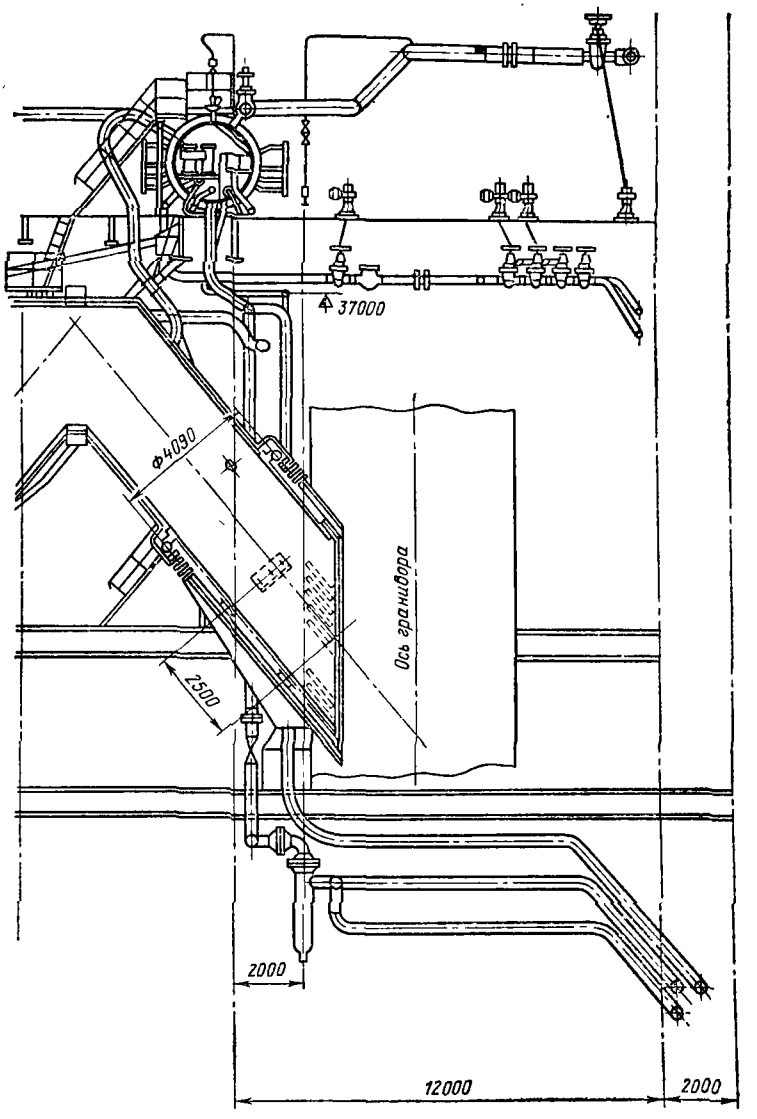


Рис. 17.6. Котел ОКГбд-250М для использования теплоты конвертерных



газов

17.3. КОТЛЫ, ИСПОЛЬЗУЮЩИЕ ТЕПЛОТУ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОДУКТА

В ряде случаев готовый технологический продукт после промышленной установки содержит значительное количество теплоты, при использовании которой можно дополнительно получить энергетический или технологический пар. Так, при производстве кокса на выходе из печи кокс имеет температуру 1100—1150 °С. Для использования его физической теплоты через горячий кокс, опускающийся в камере-бункере, прокачивается нейтральный теплоноситель (CO_2, N_2), который, охлаждая кокс, нагревается, далее проходит котел, где охлаждается, затем вновь поступает в камеру для сухого тушения (охлаждения) кокса и т. д.

Котел для использования теплоты газов после сухого тушения кокса показан на рис. 17.7. Котел-утилизатор типа КСТК-35/40-100 башенной компоновки. Подвод газов — сверху. Стены газохода котла выполнены из газоплотных панелей из труб 57 мм с толщиной стенки 5 мм, включенных в контур естественной циркуляции. Расположенные внутри газохода конвективные поверхности (трубы диаметром 28 мм с толщиной стенки 3 мм) включены в контур с МПЦ. По ходу газов последовательно расположены пароперегреватель *1*, испарительная поверхность нагрева *2* и экономайзер *3*. Расчетный расход газов через установку 100 000 м³/ч. Температура газов на входе в котел 800 °С, температура уходящих газов 150 °С, паропроизводительность установки 9 кг/с, давление перегретого пара 4 МПа, температура пара 440 °С.

Котел КСТК-35/40-100 не имеет каркаса. Он подвешивается к металлоконструкциям цеха через опорный пояс.

17.4. ПОЛУЧЕНИЕ ПАРА В ЭЛЕМЕНТАХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК И ЕГО ПЕРЕГРЕВ

В современных производственных технологических установках, работающих при высоких температурах, имеется ряд элементов, охлаждаемых кипящей водой с получением пара. Применение испарительного охлаждения вместо водяного, применявшегося ранее, позволило сократить расход воды примерно в 20 раз. При этом повысилась надежность работы элементов. Испарительное охлаждение находит применение для мартеновских, доменных, методических и других печей.

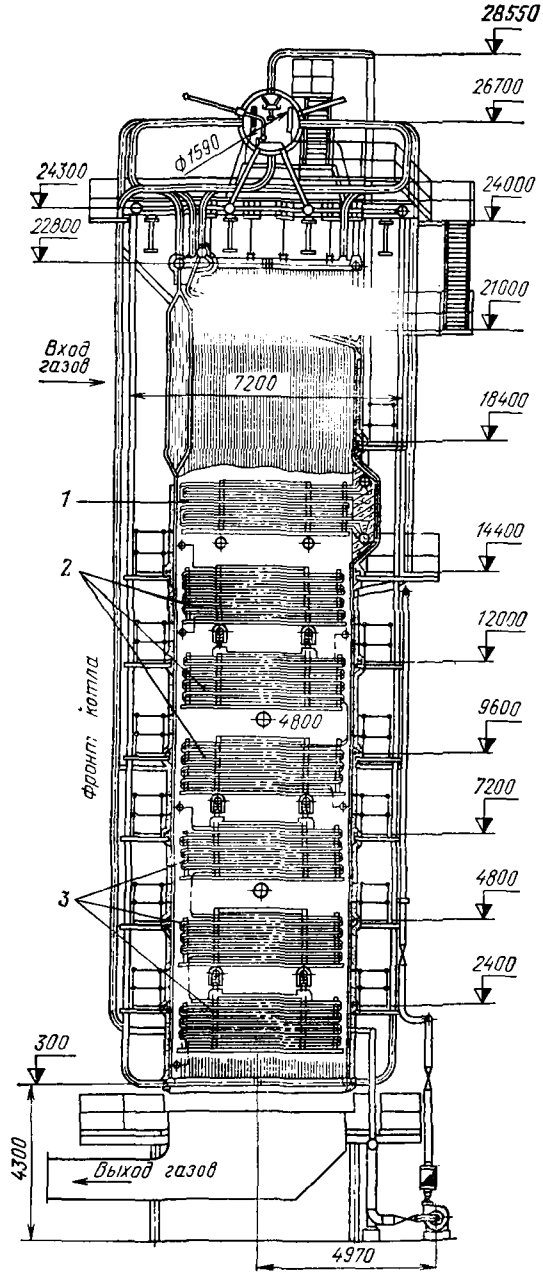


Рис. 17.7. Котел КСТК-35/40 для использования теплоты горячего кокса

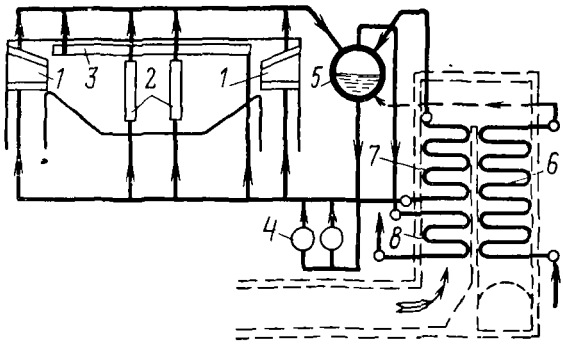


Рис. 17.8. Схема комплексного использования теплоты испарительного охлаждения и уходящих газов мартеновской печи:
1 — газовые кессоны; *2* — рамы завалочных окон; *3* — подпятовые балки; *4* — циркуляционные насосы; *5* — барабан; *6* — экономайзер; *7* — испарительные поверхности; *8* — пароперегреватель

В качестве примера укажем, что при охлаждении различных элементов мартеновских печей (пятовых балок, рам заволочных окои, фурм и газовых кессонов) отводится 15—20 % располагаемой теплоты. Широкое распространение получила испарительная система охлаждения элементов с получением пара низких параметров (0,2—0,3 МПа). Однако такой пар находит лишь ограниченное применение на металлургических заводах. Значительно более целесообразна схема комплексного использования теплоты испарительного охлаждения и теплоты уходящих из мартеновской печи газов с получением пара повышенных параметров (рис. 17.8). Образующийся в испарительных элементах пар направляется в барабан, куда также поступает пар, полученный в котле, использующем теплоту отходящих газов. При комплексной схеме элементы испарительного охлаждения выполняют с трубчатой системой для возможности повышения давления получаемого пара. Котел на отходящих газах выполняется обычно по схеме МПЦ (с многократной принудительной циркуляцией).

В последнее время испарительное охлаждение высокотеплонагруженных элементов с получением пара, в том числе и энергетических параметров, применяется для высокопроизводительных плавильных процессов, организуемых, например, в циклонных камерах (гл. 18).

При наличии на промышленных предприятиях устройств, вырабатывающих насыщенный пар, в случае необходимости его перегрева, а также для увеличения температуры перегретого пара применяют автономные пароперегреватели (см. гл. 20). В этом случае для работы пароперегревателя используется дополнительное топливо, например доменный газ.

Расход топлива B, м³/с, на перегрев D, кг/с, пара в автономном пароперегревателе составляет

$$B = \frac{D\left(h''_{\text{п}} - h'_{\text{п}}\right)}{Q^{\text{с}}_{\text{н}}\eta_{\text{а.п}}}100, \qquad (17.8)$$

где $h'_{\text{п}}$ и $h''_{\text{п}}$ — энтальпии пара до автономного пароперегревателя и после него, МДж/кг; $Q^{\text{с}}_{\text{н}}$ — теплота сгорания топлива, МДж/м³; $\eta_{\text{а.п}}$ — КПД автономного перегревателя, %.

Глава восемнадцатая

КОМБИНИРОВАННЫЕ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ АГРЕГАТЫ

18.1. ОСОБЕННОСТИ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ТЕПЛОИСПОЛЬЗОВАНИЯ

Рассмотренные в гл. 17 котлы-утилизаторы, использующие теплоту отходящих газов производственных технологических установок, теплоту технологической продукции или теплоту шлаков, обеспечивают повышение суммарного КПД теплоиспользования на предприятии и экономию топлива, не оказывая, однако, существенного влияния на протекание собственно технологического процесса. Отключение котлов-утилизаторов практически не сказывается на работе технологической установки.

В последние годы наряду с усовершенствованием существующих промышленных теплотехнологических установок, характеризующихся низким тепловым КПД и рядом неустранимых недостатков, разрабатываются новые энерготехнологические агрегаты (ЭТА) с высокой технологической и энергетической эффективностью. Энерготехнологическое теплоиспользование предполагает не простое сочетание существующей промышленной технологической установки с дополнительным теплоиспользующим устройством, как это имеет место при использовании тепловых отходов (вторичных энергоресурсов) в обычном их понимании. В энерготехнологическом агрегате модернизируется и оптимизируется вся система теплоиспользования, начиная с рабочей камеры. Раздельная работа технологических и энергетических элементов в ЭТА невозможна. При этом при их совместной работе в первую очередь обеспечивается

повышение эффективности технологического процесса, достигается увеличение длительности рабочей кампании и повышение энергетической эффективности агрегата в целом.

Одним из перспективных направлений интенсификации теплотехнологической переработки наиболее широко применяемых в промышленности различных мелкозернистых материалов является циклонный принцип организации технологических процессов, рассмотренный применительно к топочным устройствам в гл. 8. Для ряда процессов высокая технологическая эффективность может быть достигнута при использовании принципа кипящего слоя (см. гл. 6).

Выбор оптимального варианта использования теплоты отходящих газов, а также использования других теплоносителей определяется в общем случае технико-экономическими расчетами, учитывающими характер технологического процесса, мощность установки и конкретные условия на предприятии. Во многих случаях высокая технологическая, энергетическая и эксплуатационная эффективность достигается при комбинированной выработке основной технологической и дополнительной энергетической продукции (пара).

Для плавильных процессов надежная работа теплоиспользующих устройств, располагаемых за плавильной камерой, требует охлаждения отходящих газов и содержащегося в них уноса до температуры, обеспечивающей полную грануляцию полидисперсного уноса. В связи с этим непосредственно к технологической плавильной камере целесообразно присоединять камеру радиационного охлаждения с относительно холодными испарительными экранными поверхностями нагрева. Применение энергетического элемента — радиационного котла — решает задачу повышения надежности и эффективности технологического плавильного процесса, одновременно значительно улучшаются и энергетические показатели установки.

Для осуществления многих низкотемпературных технологических экзотермических процессов в кипящем слое необходим отвод избыточной теплоты из слоя во избежание плавления или размягчения «кипящих» частиц. Установка в слое энергетических теплоиспользующих элементов (экономайзера, испарительных или пароперегревательных поверхностей нагрева) обеспечивает надежную работу слоя, одновременно улучшая энергетические показатели процесса.

С увеличением мощности технологической установки

увеличивается целесообразность создания комбинированных ЭТА, вырабатывающих одновременно технологический и энергетический продукты. Примеры комбинированных ЭТА рассматриваются ниже.

18.2. ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ АГРЕГАТЫ ДЛЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ И НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПРОЦЕССОВ

На рис. 18.1 показана схема *энерготехнологического агрегата,* разработанная применительно к плавильным циклонным процессам. Агрегат состоит из циклонной плавильной камеры с охлаждаемой гарнисажной футеровкой, где осуществляется (полностью или частично) тот или иной технологический процесс, камеры радиационного охлаждения газов и уноса и других теплоиспользующих элементов. В конкретных условиях отдельные элементы ЭТА могут отсутствовать или иметь соответствующие конструктивную форму и компоновку, например, циклонная камера может быть с нижним (как показано на схеме) и с верхним выводом газов. Могут иметься устройства для дополнительной обработки выходящего из циклона расплава и пр.

Для комбинированного ЭТА полезное тепловосприятие складывается из теплот, требуемых на выработку технологической продукции $Q_т$ и энергетической продукции $Q_э$:

$$Q_{пол} = Q_т + Q_э, \qquad (18.1)$$

а тепловой КПД энерготехнологического агрегата

$$\eta_{ЭТА} = \eta_п + \Delta\eta_э = \frac{Q_т + Q_э}{Q_{х.т} + Q_{экз}} 100, \qquad (18.2)$$

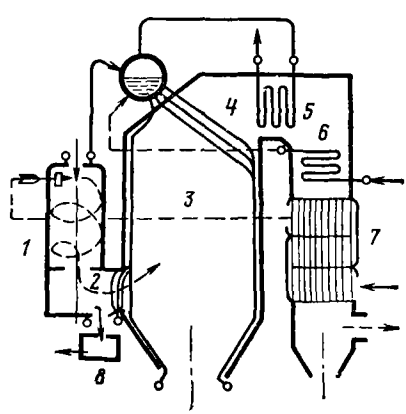


Рис. 18.1. Схема энерготехнологического циклонного агрегата:

1 — циклонная камера; *2* — сепаратор расплава; *3* — камера радиационного охлаждения газов; *4* — фестон; *5* — пароперегреватель; *6* — экономайзер; *7* — воздухоподогреватель; *8* — устройство для дополнительной обработки расплава

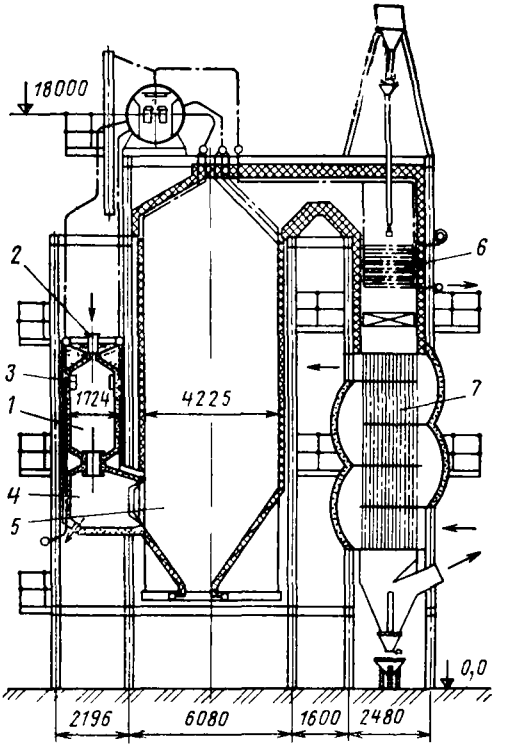


Рис. 18.2. Энерготехнологический циклонный агрегат для гидротермической переработки фосфоритов

где $\eta_п$ — тепловой КПД технологического процесса; $\Delta\eta_э$ — увеличение КПД за счет выработки энергетической продукции.

При выполнении установки по комбинированной энерготехнологической схеме полезное тепловосприятие на выработку технологической и энергетической продукции возрастает с 15—30 до 85—90 %.

Комбинированный энерготехнологический агрегат ЭТА-ЦФ-7 для высокотемпературной гидротермической переработки природных фосфоритов, изготовленный БЗЭМ, показан на рис. 18.2. Основным элементом ЭТА является циклонная плавильная камера *1* с гарнисажной футеровкой с испарительным охлаждением. Подвод технологичес-

кого сырья (фосфоритная мука) осуществляется в верхнюю часть циклонной камеры через загрузочный патрон *2*. Топливо (газ или жидкое) и воздух подводятся через тангенциально расположенные сопла *3*, обеспечивая создание в камере закрученного высокотемпературного газового потока. Циклонная камера выполнена из вертикальных труб диаметром 57×4,5 мм (материал — сталь 20). Трубы включены в контур естественной циркуляции агрегата. Трубы ошипованы и покрыты огнеупорной обмазкой. Диаметр циклонной камеры 1600 мм.

Сущность циклонного бескислотного метода переработки фосфоритов (фторапатита) заключается в том, что при нагревании их в циклонной камере до температуры 1500—1600 °С в присутствии водяных паров, образующихся от сжигания топлива, кристаллическая решетка фторапатита разрушается и фтор переходит в газовую среду. Расплав обесфторенных фосфатов улавливается в циклонной камере. Из сборника *4* расплав направляется на водяную грануляцию, а затем гранулированный продукт измельчается до требуемой тонины. Уходящие из циклонной камеры высокотемпературные газы поступают в камеру радиационного охлаждения *5*, проходят пароперегреватель *6* и воздухоподогреватель *7* и при температуре 200—220 °С поступают в адсорбционное отделение для улавливания фтора.

Котел энерготехнологического агрегата — однобарабанный, с естественной циркуляцией. Трубки экранных поверхностей нагрева камеры радиационного охлаждения газов выполнены из стали 20. Трубы пароперегревателя и воздухоподогревателя выполнены из стали марки Х18Н10Т. Производительность агрегата по обесфторенным фосфатам составляет около 1,95 кг/с, выработка пара, полученного в циклонной камере и радиационном котле, около 0,85 кг/с. Давление пара — до 4 МПа, температура перегретого пара — до 450 °С. Циклонная камера работает с высокой объемной плотностью тепловыделения, составляющей 5—6 МВт/м^3.

В описываемом агрегате вырабатываются три продукта: обесфторенный фосфат, являющийся высокоэффективным кормовым средством и фосфорным удобрением, фтористый натрий, также являющийся товарным продуктом, и энергетический или технологический пар. Тепловой КПД энерготехнологического агрегата (теплота, затраченная на получение технологического расплава, и теплота пара) составляет около 85 %.

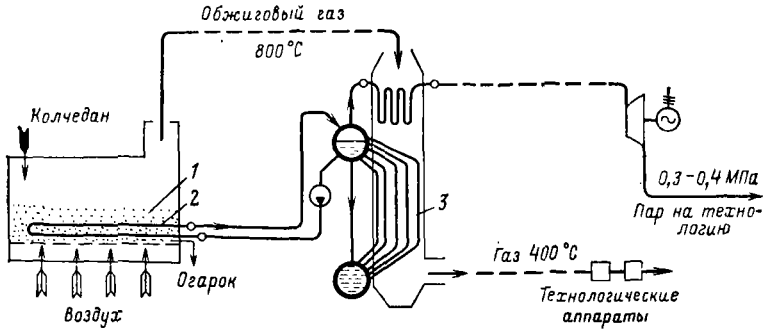


Рис. 18.3. Схема энерготехнологического агрегата для обжига серосодержащего сырья в кипящем слое:

1 — печь с кипящим слоем; *2* — испарительные элементы; *3* — котел на отходящих газах

Примерная схема *комбинированного энерготехнологического агрегата* для низкотемпературного (без плавления сырья) процесса обжига колчедана в кипящем слое показана на рис. 18.3. В кипящем слое обжигаемого материала установлены испарительные поверхности нагрева, отнимающие избыточную теплоту и обеспечивающие бесшлаковую работу слоя. Поверхности нагрева, находящиеся в кипящем слое, работают с высоким коэффициентом теплоотдачи — около 230—350 Вт/(м^2·К); они объединены с котельной установкой, использующей теплоту отходящих газов. После энерготехнологической установки обжиговые газы поступают в технологические аппараты для дальнейшей переработки, а полученный пар используется для выработки электроэнергии и на технологические нужды.

Энерготехнологический агрегат для обжига флотационного серного колчедана показан на рис. 18.4. На рисунке обжиговое устройство показано условно. Котел типа КС-200 ВТКУ изготовлен БЗЭМ и предназначен для печи с кипящим слоем производительностью по колчедану 200 т/сут.

Для обеспечения условий проведения технологического процесса часть испарительной поверхности и пароперегреватель установлены в кипящем слое; они обеспечивают снижение температуры слоя до 850—900 °С.

Котел, использующий теплоту отходящих газов, — водотрубный, однобарабанный, с естественной циркуляцией. Основная испарительная поверхность нагрева котла выполнена в виде цельносварной радиационно-конвективной

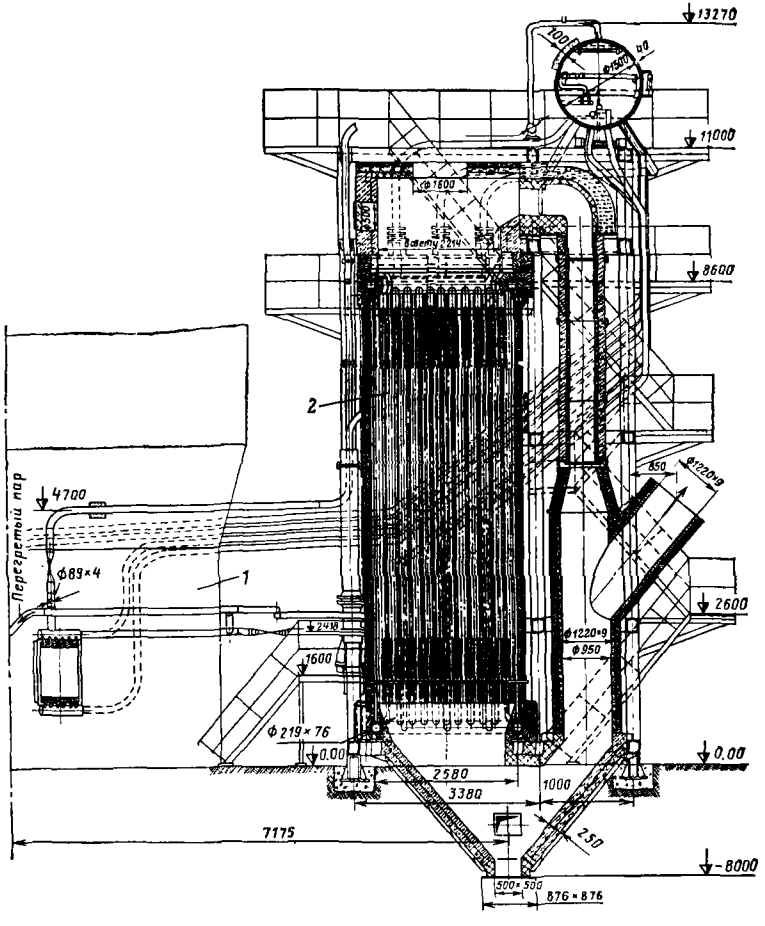


Рис. 18.4. Электротехнологический агрегат с кипящим слоем для обжига колчедана:
1 — печь с кипящим слоем; *2* — котел

шахты с испарительными ширмами. Шахта выполнена из труб диаметром 38×5 мм, соединенных замкнутыми коллекторами. В шахте расположены 22 испарительные вертикальные ширмы. В верхней и нижней частях ширм трубы подсоединены к вертикальным коллекторам, которые в свою очередь присоединены к нижнему и верхнему замкнутым коллекторам. Замкнутые коллекторы соединены опускными и подъемными трубами с барабаном котла.

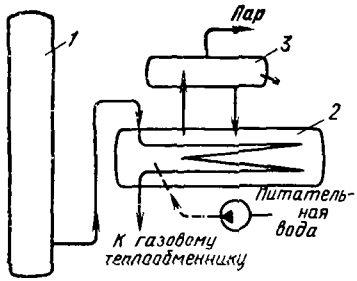


Рис. 18.5. Схема установки котла-охладителя газов после колонны синтеза аммиака:

1 — колонна синтеза аммиака; *2* — котел-охладитель газов; *3* — барабан-сепаратор пара

С барабаном соединены также испарительные поверхности нагрева, которые расположены в кипящем слое. Змеевики горизонтального пароперегревателя также расположены в кипящем слое. Регулирование температуры уходящих газов достигается перепуском части газов через байпасный газоход с шибером. Температура газов на входе в котел 850—900 °С, температура уходящих газов 420—450 °С. Паропроизводительность энерготехнологического агрегата 2,87 кг/с, давление перегретого пара 4 МПа, температура перегретого пара 440 °С.

В описываемом энерготехнологическом агрегате, предназначенном для обжига колчедана при комбинированном получении технологической и энергетической продукции — обжигового газа и пара энергетических параметров, достигается в первую очередь надежная работа его основного технологического звена. Одновременно существенно улучшаются и энергетические показатели обжигового устройства: на каждую тонну обожженного колчедана дополнительно вырабатывается около 1,3 т пара. Огарок, полученный после обжига колчедана, может быть использован для нужд металлургии.

Энерготехнологическое теплоиспользование находит все расширяющееся применение и в ряде других химических процессов. Так, например, при производстве аммиака после колонны синтеза аммнака (рис. 18.5) газы, имея давление 35 МПа и температуру 410 °С, направляются в охладитель газа—котел. Конструкция котла-охладителя показана на рис. 18.6. Высоконапорный газ проходит трубчатую змеевиковую теплообменную поверхность, соединенную с входным и выходным газовыми коллекторами. Питательная вода поступает в корпус котла и омывает змеевики снаружи. Получающаяся пароводяная смесь идет в сепаратор, откуда пар направляется на технологические нужды. При расходе газов через котел 22 800 м^3/ч паропроизводительность котла составляет 32 т/ч; давление пара 4 МПа. Газы, направляемые на последующую переработку,

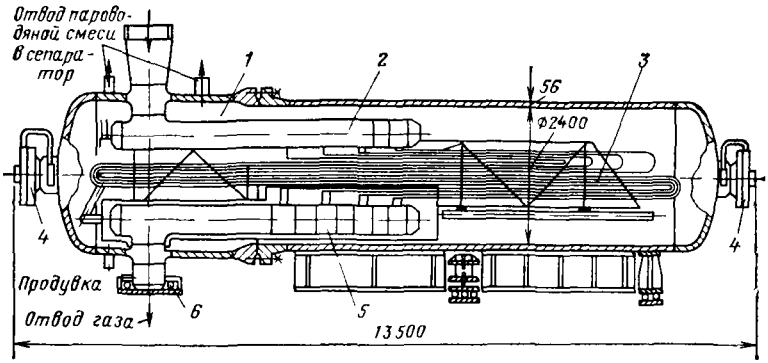


Рис. 18.6. Котел-охладитель газов:

1 — корпус; *2* — коллектор газовый входной; *3* — теплообменная поверхность; *4* — лаз; *5* — коллектор газовый выходной; *6* — опора шаровая

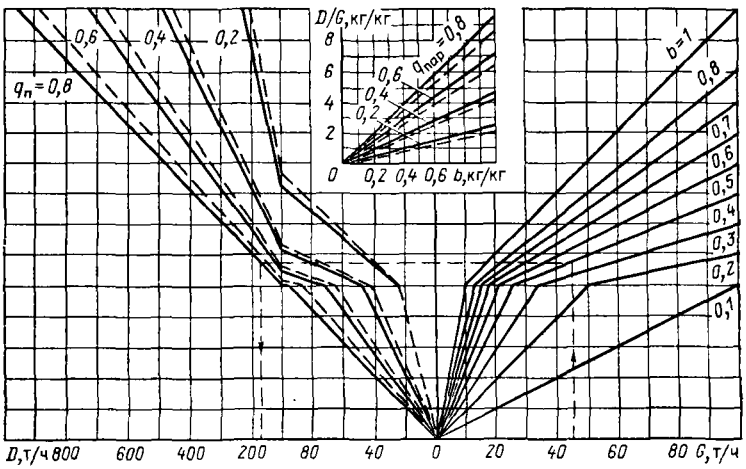


Рис. 18.7. Зависимость выхода пара от производительности ЭТА при различных удельных расходах топлива и доли теплоты на выработку пара:

——— — для p=10 МПа, $t_{п.п}$=510 °С; — — — — — для p=4 МПа, $t_{п.п}$=450 °С

после котла имеют температуру 187 °С. Котел-охладитель газов является здесь неотъемлемой частью установки.

С увеличением единичной мощности агрегата возрастает и целесообразность комбинированной выработки техно-

логической и энергетической продукции. Зависимость выхода пара D, т/ч, от производительности ЭТА по технологическому продукту G, т/ч, при различных удельных расходах условного топлива на процесс b, кг/кг, и доли теплоты, расходуемой на выработку пара $q_п$, показана на рис. 18.7. При единичной производительности технологического агрегата $G=100$ т/ч выход пара энергетических параметров составляет 300—400 т/ч, что соответствует примерно 100 МВт электрической мощности.

Глава девятнадцатая

ПОЛУЧЕНИЕ ПАРА НА АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

19.1. ИСТОЧНИК ЭНЕРГИИ, ТЕПЛОНОСИТЕЛИ И СХЕМЫ АЭС

Атомная энергетика развивается исключительно быстрыми темпами. Если в 1954 г. работала только одна — первая в мире атомная электростанция СССР мощностью 5 МВт, то через 30 лет в 26 странах мира действовали 313 ядерных энергетических реакторов суммарной мощностью 208 млн. кВт. В СССР на начало 1985 г. действовало свыше 40 ядерных энергоблоков общей мощностью более 23 млн. кВт. Пущен ряд блоков по 1000 МВт, а на Игналинской АЭС — крупнейший в мире энергоблок на 1500 МВт.

К 1986 г. в мире было построено 382 атомных энергоблока общей установленной мощностью 258,8 млн. кВт с годовой выработкой 1487 млрд. кВт·ч, что составляет около 15 % мирового производства электроэнергии. К 1990 г. мощность мировой ядерной энергетики составит 370—400 млн. кВт, а к 2000 г. — от 580 до 800 млн. кВт.

Получают развитие атомные теплоэлектроцентрали (АТЭЦ) и атомные станции теплоснабжения (АСТ). Ведутся также работы по созданию ядерных энергетических установок на промышленных предприятиях для энергоснабжения технологических процессов химических, металлургических и других производств.

Современные АЭС являются *паротурбинными*. Источником энергии для выработки пара на АЭС является ядерный реактор, в котором при делении ядер некоторых тяжелых элементов (уран U, плутоний Pu) высвобождается ядерная энергия, преобразуемая в тепловую. При полном

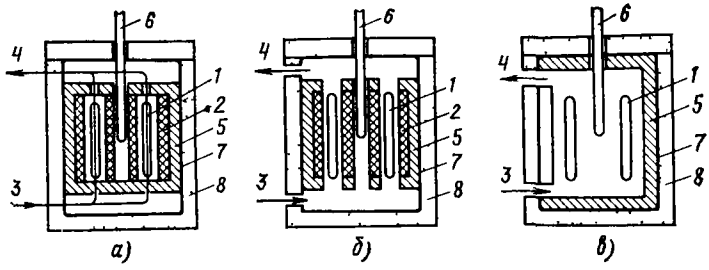


Рис. 19.1. Принципиальные схемы ядерных реакторов:
а — канальный, *б* — корпусной газографитовый; *в* — корпусной водо-водяной; *1* — тепловыделяющий элемент; *2* — замедлитель; *3* — подвод теплоносителя, *4* — отвод теплоносителя; *5* — отражатель; *6* — регулирующий стержень; *7* — корпус; *8* — биологическая защита

делении 1 кг урана-235 выделяется $86{,}4 \cdot 10^6$ МДж энергии, т. е. примерно в 3 млн. раз больше, чем при сжигании 1 кг органического топлива.

Принципиальные схемы *ядерного реактора* показаны на рис. 19.1. Делящееся вещество (ядерное «горючее») размещают в так называемых тепловыделяющих элементах (твэлах), покрытых защитной оболочкой. Выделяющиеся при делении ядер ^{235}U вторичные нейтроны движутся с огромной скоростью (15 000 км/с), имея энергию примерно 5 МэВ. Для увеличения вероятности встречи нейтронов с ядрами ^{235}U и поддержания реакции необходимо снизить энергию нейтронов (скорость движения) до энергии теплового движения (0,025 эВ). Такие нейтроны называются *медленными* или *тепловыми*. Снижение энергии нейтронов достигается применением различных замедлителей (графит, вода обычная или тяжелая), имеющих в своем составе легкие атомы, сталкиваясь с которыми быстрые нейтроны теряют скорость. Располагаемые в реакторе твэлы окружены отражателем, уменьшающим потери нейтронов в окружающую среду.

Теплота, выделяющаяся при распаде ядерного топлива, отводится от расположенных в реакторе твэлов *первичным теплоносителем*. Применяются жидкие и газообразные теплоносители, которые передают теплоту рабочему телу — воде, пароводяной смеси, пару.

Теплоносители, применяемые для отвода теплоты в ядерных реакторах, должны удовлетворять ряду требований: иметь тепловую и ядерную устойчивость и стойкость против коррозии, высокие теплоемкость и теплопровод-

ность, низкую температуру плавления, способность отводить теплоту из реактора при высоких температурах. По последнему показателю применяемые теплоносители подразделяются на две группы: *низкотемпературные* (температура на выходе из реактора до 450 °С) и *высокотемпературные* (температура на выходе из реактора до 900 °С).

В качестве *жидких теплоносителей* для котлов АЭС могут применяться обычная и тяжелая вода, органические вещества (низкотемпературные теплоносители) и жидкие металлы (высокотемпературные теплоносители).

В качестве *газового теплоносителя* наибольшее распространение находит диоксид углерода. Весьма перспективным являются гелий и другие инертные газы. При газовом теплоносителе, как и при жидкометаллическом, может быть получена высокая температура. Такой газовый теплоноситель не обладает химической активностью, является коррозионно инертным, практически не разлагается в активной зоне и не активируется. Недостатками большинства газовых теплоносителей являются их низкие теплопроводность, теплоемкость и плотность.

Выбор оптимального теплоносителя для котлов АЭС решается на основе технико-экономических сопоставлений при учете протекающих ядерно-физических, теплофизических и физико-химических процессов.

Реактор, схема которого показана на рис. 19.1, *а*, называется *канальным*. Теплоносителем в нем является вода, циркулирующая в трубках (каналах), а замедлителем — графит. Реакторы *корпусного* типа приведены на рис. 19.1, *б* и *в*. На схеме рис. 19.1, *б* показано применение газового теплоносителя, который заполняет весь объем (корпус) реактора, омывая при движении твэлы и отводя от них теплоту. Замедлителем здесь также является графит. Другой тип корпусного реактора показан на рис. 19.1, *в*, в котором вода одновременно является теплоносителем и замедлителем. Во всех реакторах предусмотрена биологическая защита от ионизирующих излучений.

В реакторах комбинированного назначения наряду с распадом ^{235}U идет синтез нового ядерного топлива ^{239}Pu.

Возможность получения ядерного топлива в бо́льшем количестве, чем его было израсходовано, открывается при применении реакторов-размножителей. В отличие от реакторов на медленных (тепловых) нейтронах, в которых нейтроны имеют энергию 0,025 эВ, в реакторах-размножи-

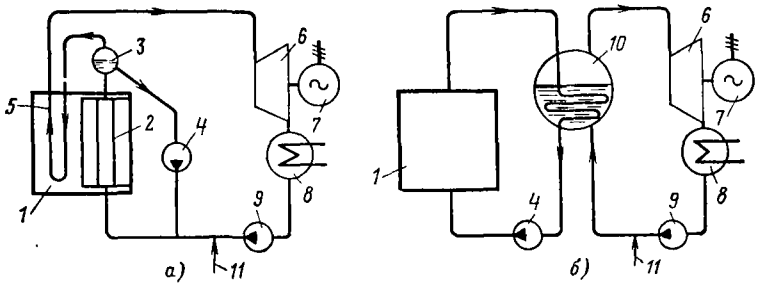


Рис. 19.2. Принципиальные технологические схемы одноконтурной и двухконтурной АЭС:

а — одноконтурная; *б* — двухконтурная; *1* — атомный реактор; *2* — парогенерирующие каналы; *3* — барабан сепаратор; *4* — циркуляционный насос; *5* — пароперегревательные каналы; *6* — турбина; *7* — электрогенератор; *8* — конденсатор; *9* — питательный насос; *10* — парогенератор; *11* — подпитка

телях нейтроны должны иметь энергию 0,1—0,4 МэВ. Такие реакторы называются *реакторами на быстрых нейтронах.*

Чтобы повысить вероятность протекания процесса, увеличивают концентрацию ядер ^{235}U в зоне реакции путем применения урана, обогащенного изотопом ^{235}U. Замедлитель в реакторах на быстрых нейтронах не применяют. Отражатель изготовляют из ^{238}U. В таких реакторах значительно увеличивается тепловыделение, что требует применения теплоносителя, способного отводить большие тепловые потоки.

Получение рабочего пара может быть осуществлено непосредственно в реакторе или в специальном теплообменнике-парогенераторе за счет теплоты, переданной теплоносителем из ядерного реактора. В первом случае теплоноситель, охлаждающий элементы реактора, является одновременно и рабочим телом (рис. 19.2, *а*). Такая АЭС называется *одноконтурной.* Во втором случае теплота, воспринятая теплоносителем в реакторе, передается в теплообменнике рабочему телу (воде, пароводяной смеси, пару). Такая АЭС называется *двухконтурной* (рис. 19.2, *б*).

В современных одноконтурных АЭС теплоносителем и рабочим веществом является кипящая вода. Примером такой одноконтурной станции является второй блок Белоярской АЭС с канальным реактором и графитовым замедлителем, общая принципиальная схема которой соответствует рис. 19.2, *а*. Образующаяся в испарительных каналах реактора пароводяная смесь направляется в барабан-сепа-

ратор. Насыщенный пар проходит пароперегревательные каналы, перегревается ($p=8{,}8$ МПа, $t_{п.п}=500$ °С) и направляется в турбину. Из конденсатора питательная вода (конденсат) с соответствующей подпиткой и вода из барабана-сепаратора вновь поступают в парогенерирующие элементы реактора. В рассматриваемой одноконтурной схеме реактор является генератором пара.

В двухконтурной АЭС (рис. 19.2, *б*), реализованной на Нововоронежской станции, теплоносителем, циркулирующим в первом контуре (корпусном реакторе) и теплообменнике-парогенераторе, является горячая некипящая вода. Одновременно вода является и замедлителем. На выходе из водо-водяного энергетического реактора (ВВЭР) давление воды составляет 12—16 МПа при температуре около 300—320 °С. В парогенераторе теплоноситель, охлаждаясь до 269—289 °С, отдает теплоту воде паросилового (второго) контура с получением насыщенного пара давлением около 4,5—6,5 МПа.

В отличие от одноконтурных АЭС, в которых все паротурбинное оборудование является радиоактивным, в двухконтурных АЭС второй контур нерадиоактивен.

Применяются также *трехконтурные* АЭС. Примером трехконтурной АЭС с жидким металлическим теплоносителем (натрием) является Шевченковская АЭС с реактором на быстрых нейтронах. Натрий, циркулирующий в реакторе (первый контур), имеет повышенную радиоактивность. Для повышения безопасности теплота от этого теплоносителя передается рабочему веществу в парогенераторе (третий контур) через промежуточный теплоноситель, которым также является расплавленный натрий. В промежуточном (втором) контуре натрий уже нерадиоактивен.

19.2. КОНСТРУКЦИИ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ АЭС

В настоящее время на отечественных двухконтурных АЭС с ВВЭР применяются парогенераторы *горизонтального* типа.

На рис. 19.3 показан парогенератор блока АЭС с реактором ВВЭР-440. Горизонтальный корпус парогенератора имеет внутренний диаметр 3210 мм, толщина стенки корпуса — 130 мм, длина корпуса — 11,5 м. В нижней части корпуса расположены поверхности нагрева, выполненные из нержавеющих U-образных змеевиков из труб диамет-

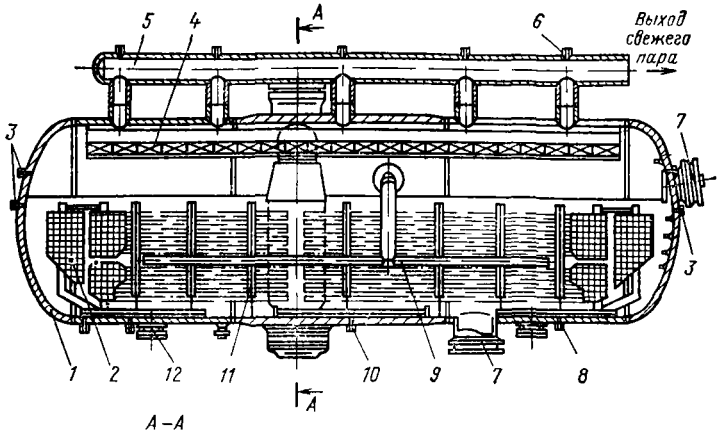


Рис. 19.3 Парогенератор блока АЭС с реактором ВВЭР-440:

1 — корпус; *2* — пучок труб теплопередающей поверхности, *3* — штуцера уровнемера; *4* — жалюзийный сепаратор; *5* — коллектор сухого пара, *6* — воздушник, *7* — лаз; *8* — штуцер непрерывной продувки; *9* — раздающий коллектор питательной воды, *10* — штуцер периодической продувки, *11* — опорные стойки; *12* — верхняя часть опоры; *13* — входной раздающий коллектор теплоносителя; *14* — трубка воздушника коллектора; *15* — трубка отвода утечек; *16* — крышка коллектора; *17* — крышка люка; *18* — патрубок входа питательной воды; *19* — выходной собирающий коллектор теплоносителя

ром 16×1,4 мм. Змеевики развальцованы и приварены к входному и выходному коллекторам теплоносителя, расположенным в центральной части корпуса. Поступающий из реактора в змеевики теплоноситель — вода имеет давление 12,3 МПа. Снаружи змеевиков находится рабочее тело (пароводяная смесь). Питательная вода вводится в корпус парогенератора через трубку, расположенную выше уровня воды. Подогрев, испарение, сепарация и осушка пара осуществляются внутри корпуса. На выходе пар имеет давление 4,6 МПа. Паропроизводительность такого парогенератора 451,8 т/ч. За реактором ВВЭР-440 установлено шесть парогенераторов общей паропроизводительностью 2711 т/ч сухого насыщенного пара, обеспечивающих получение электрической мощности 440 МВт.

В настоящее время на АЭС работают также горизонтальные парогенераторы в схеме с водо-водяными энергетическими реакторами ВВЭР-1000. Корпус такого парогенератора имеет внутренний диаметр 4000 мм, толщина стенки 145 мм. Конструкция трубного пучка, выполненного из труб 12×1,2 мм, аналогична трубному пучку парогенератора блока ВВЭР-440. Уменьшение диаметра труб змеевика увеличило интенсивность теплообмена. Повышение давления воды в реакторе до 16 МПа позволило поднять давление пара до 6,48 МПа, что обеспечило повышение КПД АЭС с 27,6 до 33 %. Паропроизводительность парогенератора 1469 т/ч. За реактором ВВЭР-1000 установлено четыре парогенератора суммарной паропроизводительностью 5876 т/ч сухого насыщенного пара, обеспечивающих получение электрической мощности 1000 МВт. Ведутся работы по созданию ВВЭР еще большей мощности, в частности с перегревом пара.

Горизонтальные парогенераторы имеют ряд существенных положительных особенностей. Они технологичны в изготовлении, осушка пара осуществляется в них в простейшем сепарационном устройстве и др. Однако создание таких парогенераторов большой единичной мощности ограничено возможностями транспортировки корпуса парогенератора по железной дороге. В связи с этим для мощных АЭС с ВВЭР разрабатываются также вертикальные парогенераторы, лишенные ряда указанных недостатков.

В одном из вариантов вертикального парогенератора с U-образными трубными пучками (рис. 19.4) теплоноситель проходит внутри труб. Питательная вода за счет естественной циркуляции по кольцевому каналу опускается в нижнюю часть теплообменника. Пароводяная смесь поднимается в межтрубном пространстве. Пар проходит паропромывочное устройство и жалюзийный сепаратор. В вертикальном мощном парогенераторе паропроизводительностью 1460 т/ч с ВВЭР (рис. 19.5) поверхности нагрева выполнены из винтовых змеевиков из трубок диаметром 10×1,2 мм, ввальцованных в центрально расположенный вертикальный коллектор для теплоносителя. Коллектор внутренними перегородками разделен на раздающую (верхнюю) и собирающую камеры. Внутренний диаметр коллектора 1150, толщина стенки 140 мм. Внутренний диаметр корпуса парогенератора 3900, толщина стенки 65 мм. Давление теплоносителя 16,7 МПа. Температура теплоносителя на входе в парогенератор 331, на выходе —

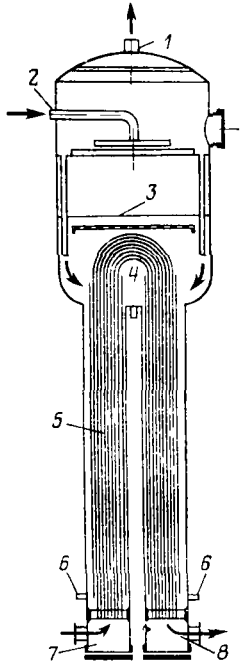


Рис 19 4 Вертикальный парогенератор для АЭС с ВВЭР с U образными трубными пучками

1 — отвод пара к турбине *2* — подвод питательной воды *3* — уровень воды, *4* — непрерывная продувка, *5* — трубный пучок, *6* — периодическая продувка *7* — входной коллектор теплоносителя, *8* — выходной коллектор теплоносителя

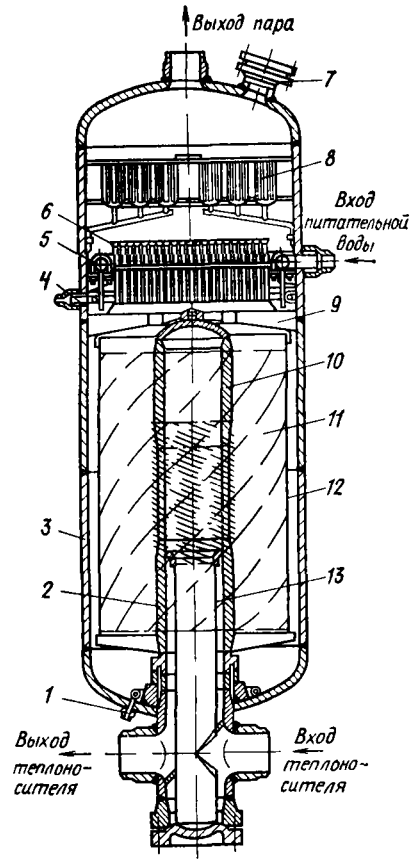


Рис 19 5 Вертикальный парогенератор АЭС с ВВЭР

1 — штуцер дренажа и периодической продувки, *2* — собирающая камера коллектора теплоносителя, *3* — корпус, *4* — штуцер непрерывной продувки *5* — раздающий коллектор питательной воды, *6* — циклоны, *7* — люк лаз, *8* — вертикальные жалюзийные сепараторы, *9* — опорные пластины коллектора, *10* — раздающая камера коллектора теплоносителя, *11* — пучок труб теплопередающей поверхности, *12* — обечайка пучка труб, *13* — разделительная обечайка коллектора

295 °С. Давление получаемого пара 6,28 МПа, температура пара 278,5 °С По сравнению с горизонтальным для вертикального парогенератора характерен повышенный унос влаги, что требует высокоэффективной сепарации пара. Разрабатываются и другие конструкции вертикальных парогенераторов для АЭС с ВВЭР.

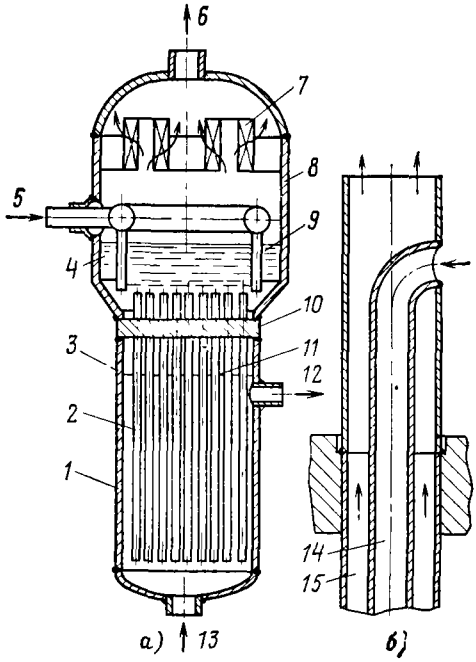


Рис. 19.6. Испаритель парогенератора с жидкометаллическим теплоносителем:

а — общий вид; *б* — узел выхода пароводяной смеси; *1* — корпус поверхности теплообмена; *2* — обратные элементы; *3* — газовая подушка; *4* — водяной объем сепаратора; *5* — подвод питательной воды; *6* — отвод пара; *7* — жалюзийный сепаратор, *8* — сепарационный барабан; *9* — уровень воды; *10* — трубная доска; *11* — уровень натрия; *12, 13* — отвод и подвод натрия; *14* — опускная трубка элемента; *15* — пароводяные каналы

Для парогенераторов АЭС с ВВЭР достижение высокого перегрева пара затруднено, это требует значительного повышения давления водяного теплоносителя. Дальнейшее повышение единичной электрической мощности и эффективности парогенераторов АЭС может быть достигнуто при перегреве пара в автономных пароперегревателях на органическом топливе — в «огневых» пароперегревателях.

Реализуемые у нас АЭС с жидкометаллическим теплоносителем, позволяющим получить перегретый пар повышенных параметров, имеют трехконтурную схему; теплоносителем первого и промежуточного (второго) контура является жидкий натрий. Давление в промежуточном контуре больше, чем в первом. В связи с этим при нарушении

плотности в теплообменнике проникновение радиоактивного натрия из первого контура во второй исключается. На рис. 19.6 показан один из вариантов испарителя парогенератора с жидкометаллическим теплоносителем для АЭС с реактором БН-360 (на быстрых нейтронах). Жидкий натрий, поступающий из второго, промежуточного контура, в испарителе омывает вертикальные теплообменные элементы типа «труба в трубе» (трубки Фильда). Движение рабочего тела в испарителе происходит за счет естественной циркуляции. Питательная вода из корпуса поступает в центральные трубки теплообменных элементов и опускается вниз. Образующаяся пароводяная смесь поднимается вверх и поступает в водяной объем барабана-сепаратора по кольцевому зазору. После жалюзийного сепаратора осушенный пар поступает в пароперегреватель (рис. 19.7), теплоносителем в котором также является жидкий натрий.

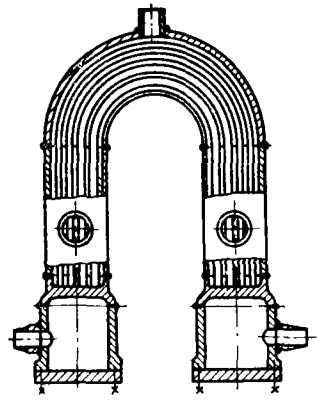


Рис. 19.7. Пароперегреватель парогенератора с жидким теплоносителем

Для установки БН-350, обеспечивающей получение электрической мощности 350 МВт, максимальная температура теплоносителя 500/450 °С. На входе в турбину пар имеет давление 4,9 МПа и температуру 435 °С.

Для работающей установки БН-600 с электрической мощностью 600 МВт температура теплоносителя составляет 550/520 °С. Давление получаемого пара — 14,2 МПа, температура — 505 °С. Ведутся работы по созданию установок на быстрых нейтронах для получения электрической мощности 1600 МВт.

Для АЭС с *газовым теплоносителем* наибольшее применение в качестве парогенератора находят вертикальные теплообменники со змеевиковыми поверхностями нагрева. Теплоноситель — газ движется в межтрубном пространстве. Для парогенератора с газовым теплоносителем характерен низкий коэффициент теплоотдачи конвекцией, что требует значительных поверхностей теплообмена при создании агрегатов большой единичной паропроизводитель-

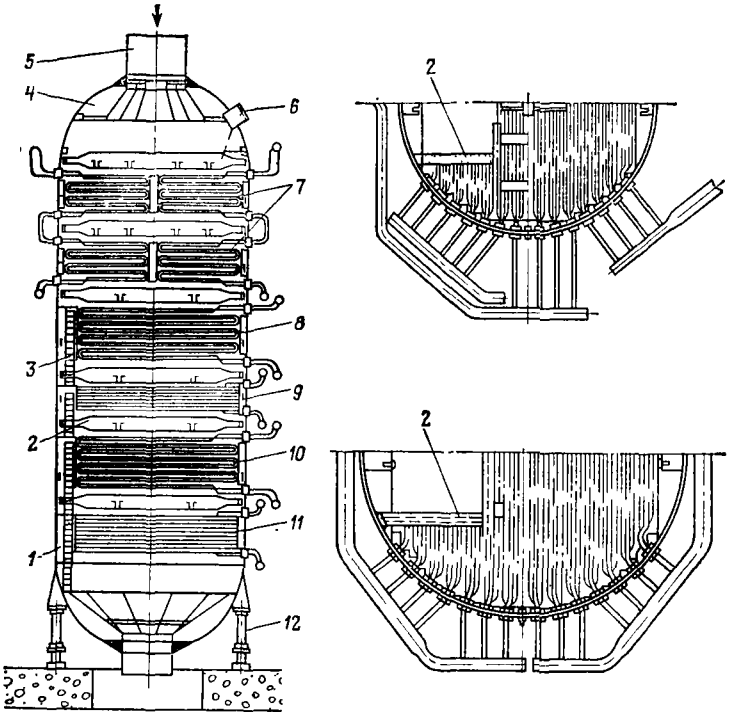


Рис. 19.8. Парогенератор с газовым теплоносителем:
1 — корпус; *2* — опорные балки; *3* — лестницы; *4* — конический диффузор; *5* — вход теплоносителя; *6* — люк; *7* — секции смешанного пароперегревателя; *8* — испаритель высокого давления; *9* — экономайзер высокого давления; *10* — испаритель низкого давления; *11* — смешанный экономайзер; *12* — опорные колонны

ности. Для интенсификации теплоотдачи с газовой стороны увеличивают скорость и повышают давление газов, применяют оребрение труб. Применяются парогенераторы с многократной принудительной циркуляцией, прямоточные, а также с естественной циркуляцией.

На рис. 19.8 показан парогенератор с газовым теплоносителем (CO_2) одной из английских АЭС. Теплоноситель из газографитного реактора с давлением 3,3 МПа и температурой 675 °С поступает в верхнюю часть корпуса парогенератора, в котором расположены экономайзер, испарительные поверхности нагрева и пароперегреватель. На выходе теплоноситель имеет температуру 320 °С. В парогенераторе вырабатывается пар двух давлений. Применение

для парогенераторов АЭС газового теплоносителя, как и жидкометаллического, дает возможность получить пар повышенных параметров.

Проводятся работы по созданию газоохлаждаемых реакторов с получением высокотемпературного газа (800—900 °С и более), что открывает возможность использовать этот теплоноситель для различных теплотехнологических процессов.

Глава двадцатая

ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА. ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА

20.1. ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

Доля теплоты, необходимой для испарения 1 кг воды, при различных конечных параметрах пара, вырабатываемого котлом, показана на рис. 13.1. В котлах с низкими параметрами пара ($p=1{,}3\div2{,}1$ МПа, $t=250$ °С) и малой мощности кроме радиационных оказываются необходимыми и конвективные поверхности нагрева, в которых передается до 30 % теплоты, требуемой для испарения воды. В котлах с естественной циркуляцией при параметрах пара $p=3{,}93$ МПа, $t=450$ °С для обеспечения дополнительной парообразующей поверхности нагрева также применяют испарительные конвективные пучки. В котлах с естественной циркуляцией, вырабатывающих пар высоких параметров ($p>9{,}81$ МПа, $t>500$ °С), количество теплоты, используемой на парообразование, значительно снижается и тепловосприятие экранов оказывается достаточным для испарения воды.

В котлах с естественной циркуляцией низкого и среднего давления конвективные испарительные поверхности нагрева выполняют в виде нескольких рядов вертикально расположенных подъемных и опускных труб с внутренним диаметром 40—60 мм, ввальцованных или приваренных через штуцера к верхнему и нижнему барабану или коллектору. Преимущественно применяют поперечное омывание труб потоком продуктов сгорания. Конструктивные характеристики конвективных испарительных поверхностей нагрева и различие тепловосприятия подъемных

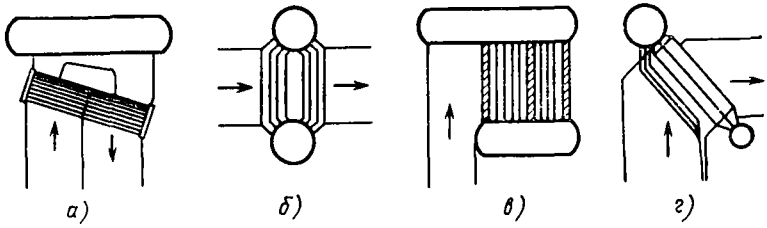


Рис. 20.1. Схемы конвективных испарительных поверхностей нагрева: *а* — горизонтально-водотрубных котлов низкого давления; *б* и *в* — вертикально-водотрубных котлов низкого давления; *г* — энергетических котлов среднего давления

и опускных рядов труб должны обеспечивать надежную естественную циркуляцию в системе при всех условиях эксплуатации. Обычно высота труб конвективного пучка более 1,5 м и отношение площадей поперечного сечения подъемных и опускных труб не менее 3. На рис. 20.1 показаны схемы конвективной испарительной поверхности нагрева котлов низкого и среднего давления.

Основной испарительной поверхностью нагрева в современных котлах являются экраны, расположенные в топочной камере. На рис. 20.2 показана схема экранов барабанного котла среднего давления с топкой для сжигания пылевидного топлива с сухим шлакоудалением. Экраны представляют собой ряд панелей с параллельно включенными вертикальными подъемными трубами, соединенными между собой коллекторами. Часть подъемных экранных труб введена непосредственно в барабан котла. Отдельные секции экранов присоединены к барабану через коллекторы и соединительные трубы.

Вода из барабана подводится в нижние коллекторы экранов опускными трубами, вынесенными за пределы обмуровки топки. Каждая панель экранов имеет независимый контур циркуляции, что обеспечивает дифференцированное питание их водой в соответствии с тепловой нагрузкой каждой панели. В месте выхода продуктов сгорания из топки экран, расположенный на задней ее стенке, образует трехрядный фестон, наличие которого обеспечивает затвердевание расплавленных частиц золы, не охлажденных в топке, что исключает шлакование пароперегревателя, размещенного за топкой. Подъемные трубы экранов выполняют без горизонтальных участков, с минимальным количеством изгибов в местах расположения горелок, амбразур, лазов и пр.

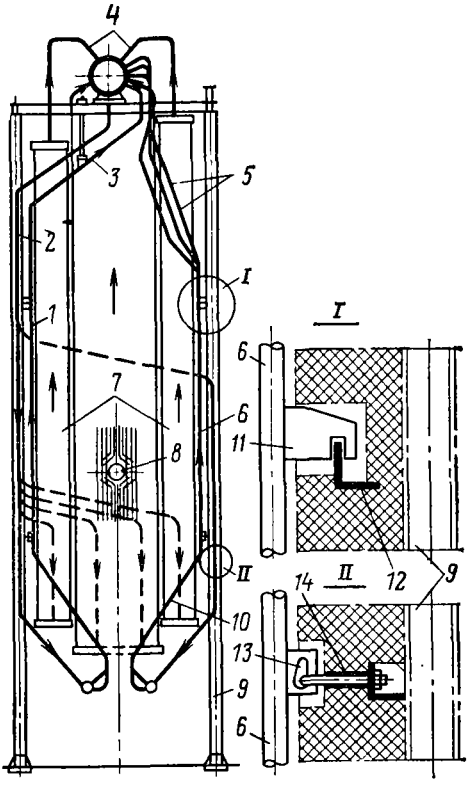


Рис. 20.2. Схема экранов барабанного котла среднего давления:
1 — фронтовой экран; *2* — опускные трубы; *3* — потолочные трубы; *4* — отводящие трубы; *5* — фестон; *6* — задний экран; *7* — боковые экраны; *8* — разводка труб экрана в месте амбразуры; *9* — каркас; *10* — холодная воронка; *11* — опорный крюк; *12* — полка; *13* — плавник; *14* — натяжной крюк

На рис. 20.3 показана схема экранов барабанного котла высокого давления с топкой для сжигания пылевидного топлива и сухим шлакоудалением. В этом котле тепловосприятие поверхностями нагрева, расположенными в топке, больше, чем необходимо для испарения воды, и поэтому в топочной камере кроме испарительных экранов на части стенок располагаются поверхности нагрева пароперегревателя.

Экраны выполнены из ряда секций с вертикальными трубами и самостоятельным контуром циркуляции в каждой секции. Трубы каждой секции объединены нижним и верхним коллекторами. Из верхних коллекторов паровo-

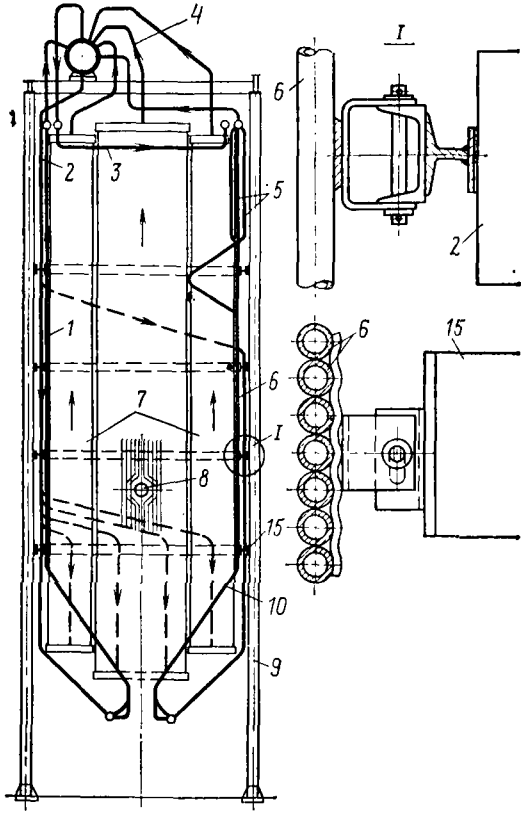


Рис. 20.3. Схема экранов барабанного котла высокого давления. Обозначения те же, что и на рис. 20.2; *15* — пояс жесткости

дяная смесь направляется в барабан по соединительным трубам. Задний экран топки в месте выхода продуктов сгорания из топки фестонирован. Опускные трубы экранов и коллекторы не обогреваются и вынесены за пределы обмуровки топки. Испарительные экраны для котлов, работающих под разрежением, выполняются гладкотрубными. Для котлов низкого и среднего давления внутренний диаметр подъемных труб экранов выбирается 40—60 мм. Для котлов высокого и сверхвысокого давления при высоте экранов до 10—15 м применяют подъемные трубы экрана с внутренним диаметром 30—40, а при большей высоте контура — 40—50 мм. Необходимое сечение опускных труб

должно определяться расчетом циркуляции. Примерные сечения труб для питания экранов приведены в гл. 10.

В настоящее время широко применяют газоплотные конструкции экранов. Конструкция газоплотных экранных панелей с приваренными к трубам ребрами прямоугольного сечения, применяемых в отечественном котлостроении, а также экранных панелей, составленных из специальных плавниковых труб, показана на рис. 20.4. Разница температур стенок труб не должна превышать 60—100 °С. При таких конструкциях экранов вследствие передачи части теплоты плавниками тыльной стороне труб и превращения их в активные поверхности нагрева обеспечивается повышенное тепловосприятие экранов и уменьшение на 15—20 % их удельной массы на единицу тепловосприятия по сравнению с обычными гладкотрубными экранами. Газоплотные панели улучшают условия работы обмуровки топки и уменьшают вероятность интенсивного шлакования экранов.

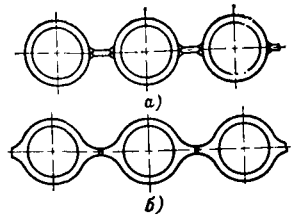


Рис. 20.4. Газоплотные панели:

а — ребра прямоугольного сечения, приваренные к трубам; *б* — плавниковые трубы

В котлах с естественной циркуляцией экраны располагают вертикально и круто наклонно.

При неравномерном обогреве труб широких топочных экранов их панели секционируют для уменьшения неоднородности их гидравлического режима.

В прямоточных котлах принудительное движение пароводяной смеси определяет возможность расположения испарительных поверхностей нагрева любым образом — вертикально, горизонтально или с подъемно-опускным движением потока.

В прямоточных котлах Рамзина испарительные экраны выполняют из пучков труб с внутренним диаметром 25—40 мм, собранных в виде винтообразных лент с восходящим движением потока, огибающих стенки топочной камеры. Обычно на боковых стенках топки трубы располагают наклонно, а на фронтовой и задней стенках — горизонтально (рис. 20.5, *а*). Угол наклона ленты труб экранов обычно составляет 12—15°. Число труб в ленте определяется мощностью котла и необходимой скоростью воды на входе в трубы. По условиям надежного охлаждения экранных

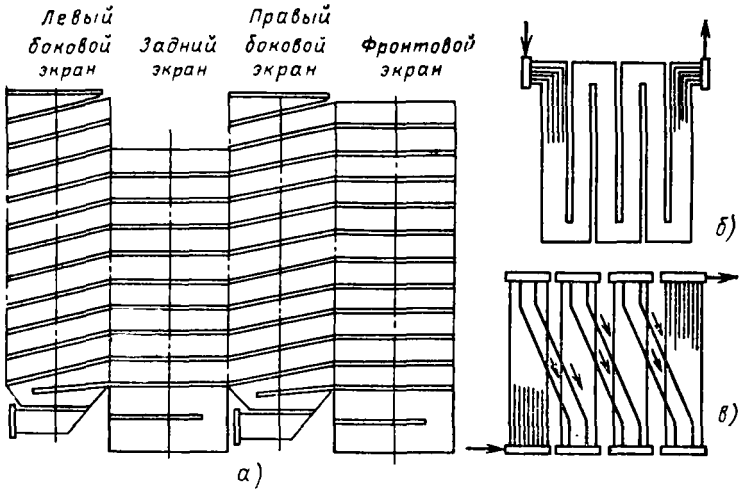


Рис. 20.5. Схемы экранов прямоточных котлов:
а — системы Рамзина; *б* — системы Зульцера; *в* — системы Бенсона

труб массовая скорость воды на входе должна быть не менее 2000 кг/(м²·с). Следует учитывать, что чрезмерная скорость воды вызывает большие гидравлические сопротивления испарительной системы.

В прямоточных отечественных котлах испарительные поверхности нагрева выполняют из вертикальных газоплотных панелей, составленных из труб диаметром 25—30 мм, последовательно соединенных по ходу рабочей среды, что дает возможность обеспечить блочное изготовление котлов. Надежные гидродинамические условия работы испарительных экранов при принудительном движении в них двухфазной пароводяной смеси обеспечиваются установкой шайб на входе воды в трубы.

В прямоточных котлах среднего и высокого давления парообразование заканчивается и пар доводится до слабого перегрева (10—20 °С) в конвективной испарительной поверхности нагрева, располагающейся за пароперегревателем и выполняемой в виде горизонтальных змеевиков (см. рис. 14.1, *в*).

В прямоточных котлах Бенсона применяют вертикальные топочные экраны, аналогичные экранам котла с естественной циркуляцией, которые закрывают все поверхности стенок топки. Для уменьшения тепловой разверки каж-

дый экран секционируют по ширине и секции его соединяют последовательно (рис. 20.5, *в*).

В прямоточных котлах Зульцера применяют подъемно-опускные испарительные трубы (рис. 20.5, *б*). Нижняя радиационная часть экранов, включая радиационный экономайзер, выполняется из горизонтальных и слабонаклонных труб. Испарительные трубы делают большего диаметра, чем экономайзерные, и располагают в верхней части топки. Они являются продолжением экономайзерных труб *меньшего диаметра. Экономайзерные трубы выполняют* роль дроссельных шайб и обеспечивают устойчивую гидродинамическую характеристику испарительной системы.

20.2. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ

Пароперегреватели предназначаются для перегрева насыщенного пара, поступающего из испарительной системы котла, а в установках высокого давления они применяются также для дополнительного вторичного перегрева пара, частично отработавшего в цилиндре высокого давления турбины. Пароперегреватель является одним из основных теплоиспользующих элементов котла и работает в наиболее тяжелых условиях. С повышением параметров пара роль и значение пароперегревателя возрастают. Это положение подтверждается зависимостью доли теплоты, воспринимаемой пароперегревателем, в зависимости от параметров пара (см. рис. 13.1). Так, при средних параметрах пара [3,90 МПа (40 кгс/см^2) и 450 °С] теплота, затрачиваемая на перегрев пара, составляет 30,6 % теплоты, затрачиваемой на испарение воды; при высоких параметрах (13,8 МПа и 570 °С) ее доля доходит до 92 %.

Металл поверхностей нагрева пароперегревателя имеет наибольшую по сравнению с другими теплоиспользующими поверхностями нагрева температуру, что обусловливается высокими температурами пара и большими удельными тепловыми нагрузками поверхностей нагрева.

По назначению пароперегреватели разделяют на *первичные,* в которых перегревается пар начального давления, и *промежуточные*, используемые для перегрева частично отработавшего пара.

В зависимости от определяющего способа передачи теплоты от газов к поверхностям нагрева пароперегреватели разделяют на конвективные, радиационные и полурадиационные.

Имеется большое разнообразие конструкций пароперегревателя. На рис. 20.6 показаны наиболее часто применяемые схемы и компоновки пароперегревателей.

Пароперегреватель котла среднего давления с параметрами пара $p=3{,}90$ МПа, $t=450$ °С обычно конвективный, с вертикальными змеевиками; он размещается за фестоном или за конвективным испарительным пучком (рис. 20.6, *а*). Для защиты металла выходных змеевиков от чрезмерно высокой температуры пароперегреватель выполняют по смешанной противоточно-прямоточной схеме. Выравнивание температуры пара, поступающего в прямоточную часть пароперегревателя, осуществляется в выходном коллекторе противоточной его части и во входном коллекторе прямоточной части. При наличии перед пароперегревателем только фестона неравномерность температур по ширине топки сохраняется и на входе продуктов сгорания в паро-

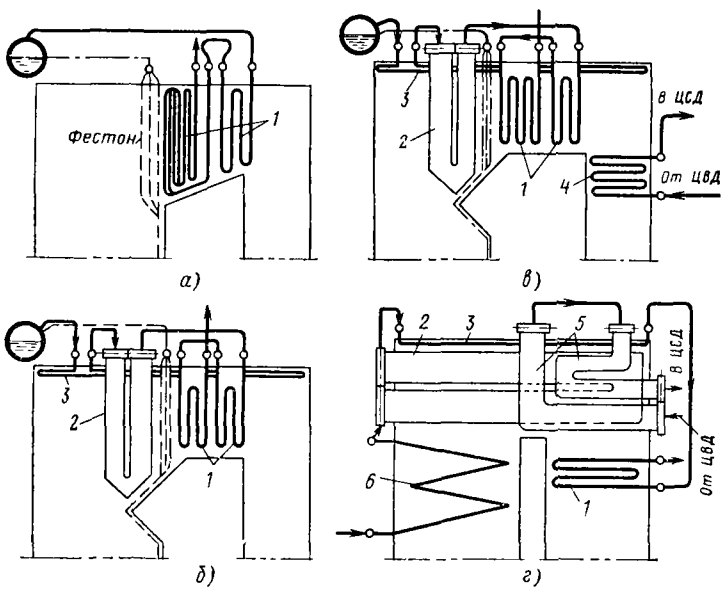


Рис. 20.6. Схемы пароперегревателей котлов с различными параметрами пара:

а — 3,9 МПа, 440 °С; *б* — 9,8 МПа, 540 °С; *в* — 13,8 МПа, 560 °С; *г* — 25 МПа, 560 °С: *1* — конвективный первичный пароперегреватель; *2* — ширмовый первичный пароперегреватель; *3* — потолочный пароперегреватель; *4* — конвективный промежуточный пароперегреватель; *5* — ширмовый промежуточный пароперегреватель; *6* — экраны

перегреватель. Повышенная местная температура продуктов сгорания может явиться причиной шлакования пароперегревателя, которое также возможно и при общем увеличении температур в топке. В целях уменьшения опасности зашлаковывания пароперегревателя применяется разрядка его передних рядов — фестонирование.

В котлах высокого давления с параметрами пара $p=9{,}8$ и 13,8 МПа и $t=540\,^{\circ}C$ пароперегреватель состоит из двух частей: конвективной и ширмовой (рис. 20.6, *б*). Ширмовой пароперегреватель с вертикальными панелями размещен в верхней части топки перед фестоном.

Конвективный пароперегреватель с вертикальными змеевиками размещают в горизонтальном газоходе за фестоном. Обе части пароперегревателя включают по пару последовательно. При этом первым по ходу пара включают ширмовой пароперегреватель, работающий в более тяжелых условиях. Насыщенный пар из барабана проходит через небольшую поверхность радиационного пароперегревателя, расположенную на потолке топки, затем поступает в ширмовой, а из него — в конвективный пароперегреватель, который включен по смешанной схеме, так что его выходные змеевики расположены в области умеренных температур продуктов сгорания. Описанные конструкции и компоновка пароперегревателя являются оптимальными для котлов высокого давления и обеспечивают высокую надежность его работы.

В котлах высокого давления с промежуточным перегревом пара (13,7 МПа, 565/570 °С) имеются два самостоятельных пароперегревателя—первичный и промежуточный (рис. 20.6, *в*). Конструкция и компоновка первичного пароперегревателя такие же, как и для котлов с параметрами пара $p=9{,}8$ и 13,8 МПа и $t=540\,^{\circ}C$, описанных выше. Промежуточный пароперегреватель расположен в конвективной шахте в зоне температур продуктов сгорания ниже 850 °С, что позволяет обеспечить безопасную работу труб при умеренной скорости пара и избежать устройства специального охлаждения пароперегревателя в период пуска котла.

20.4. КОНВЕКТИВНЫЕ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ

Конвективный пароперегреватель выполняют обычно из труб с внутренним диаметром 20—30 мм, образующих змеевики, ввальцованные или приваренные к круглым коллек-

торам. Для промежуточных пароперегревателей диаметр труб 54 мм. В газоходе змеевики пароперегревателя располагают вертикально или горизонтальио. Змеевики выполняют одинарными (однорядные), сдвоенными (двухрядные) и строенными (трехрядные). Для большей компактности пароперегревателя и обеспечения необходимой скорости пара в мощных котлах применяют двух- и трехрядные змеевики. Скорость пара в трубах пароперегревателя выбирают по условиям температурного режима труб. В первичных пароперегревателях массовая скорость пара $\omega\rho = 500 \div 1200$ кг/(м^2·с). При этом на бо́льшую скорость выполняют последние по ходу пара ступени пароперегревателя.

В промежуточных пароперегревателях скорость пара с целью снижения их гидравлического сопротивления принимают несколько меньшей: $\omega\rho = 300 \div 400$ кг/(м^2·с). При указанных скоростях пара значение коэффициента теплоотдачи от стенки к пару составляет $\alpha_2 > 2000$ Вт/(м^2·К), что обеспечивает достаточно хорошие охлаждение металла труб и его температуру в пределах $t_{ст} = t_п + 50$ °С. Для выравнивания температуры пара по отдельным змеевикам при температуре его более 450 °С пароперегреватель разделяют на последовательно включенные по пару части с перемешиванием пара между ними. Перемешивание пара обеспечивается в смесительных коллекторах, к которым присоединены змеевики отдельных частей пароперегревателя. Кроме того, осуществляют переброс пара из змеевиков, расположенных в одной части газохода, в змеевики другой части. Подводить пар к раздающему коллектору рекомендуется рядом труб по всей его длине. Применение подвода и отвода пара по схеме П не рекомендуется. Использование схемы Z допускается при условии размещения пакетов пароперегревателя таким образом, чтобы участки змеевиков с минимальным расходом и максимальной температурой пара размещались в зоне минимальных тепловых потоков. Подробно схемы подвода и отвода пара рассмотрены в гл. 10.

Для надежной работы пароперегревателя, помимо обеспечения достаточной скорости потока пара и его равномерной температуры по параллельно включенным змеевикам, необходимо осуществить наиболее рациональную схему включения пароперегревателя по ходу потока продуктов сгорания. В зависимости от направления движения потоков пара и продуктов сгорания различают пароперe-

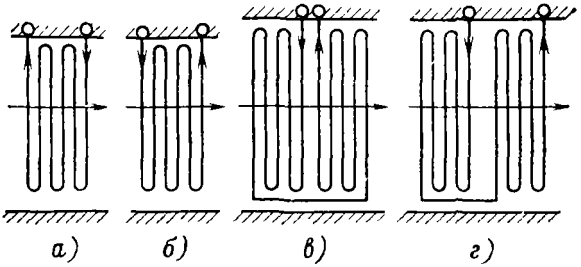


Рис. 20.7. Схемы движения пара и продуктов сгорания в конвективных пароперегревателях:
а — противоточное; *б* — прямоточное; *в* и *г* — смешанное

греватели прямоточные, противоточные и со смешанным направлением потоков (рис. 20.7).

В противоточном пароперегревателе достигается наибольший температурный напор между продуктами сгорания и паром, что уменьшает необходимую поверхность нагрева пароперегревателя и соответственно снижает расход на него металла. Недостатками противоточной схемы являются размещение последних по ходу пара частей змеевиков в области наиболее высоких температур продуктов сгорания и тяжелые температурные условия работы металла труб. При прямоточном пароперегревателе температурный напор меньше, чем при противоточном, однако условия работы металла труб лучше, так как части змеевиков с наибольшей температурой пара обогреваются продуктами сгорания, охлажденными на входных участках змеевиков.

Оптимальной является смешанная схема включения пароперегревателя, при которой бо́льшая и первая по ходу пара часть перегревателя выполняется противоточной, а завершение перегрева пара происходит во второй его части при параллельном токе. При этом в части змеевиков, расположенных в области наибольшей тепловой нагрузки пароперегревателя, в начале газохода, будет умеренная температура пара, а завершение перегрева пара происходит при меньшей тепловой нагрузке. Соотношение противоточной и прямоточной частей пароперегревателя выбирается из условия одинаковых температур металла в начале и конце змеевика прямоточной части пароперегревателя. При выполнении пароперегревателя из обычной углеродистой стали температура пара в конце противоточной части пароперегревателя должна быть не выше 400—425 °С.

Первичный конвективный пароперегреватель обычно

устанавливают в горизонтальном газоходе между топкой и конвективной шахтой при температуре продуктов сгорания перед ним 900—1000 °С. Пароперегреватель для промежуточного перегрева пара выполняют из горизонтальных змеевиков, расположенных в опускной конвективной шахте, причем начальная температура продуктов сгорания перед ним должна быть не выше 850 °С.

Расположение змеевиков в плоскости, перпендикулярной фронту котла, при неодинаковой температуре продуктов сгорания по ширине газохода приводит к неравномерному тепловосприятию змеевиков по ширине газохода. В результате тепловая нагрузка отдельных змеевиков может превышать среднюю на 10—20 %. В этих условиях для обеспечения нормальной работы труб пароперегревателя его разделяют на части с перемешиванием пара в коллекторах до поступления его в последующую часть. Змеевики вертикального пароперегревателя обычно располагают в коридорном порядке с целью обеспечения возможности легкой их очистки от наружных загрязнений и уменьшения опасности зашлаковывания. Змеевик пароперегревателя обычно выполняют из двух параллельно включенных по пару труб, что позволяет разместить в габаритах газохода бо́льшую поверхность нагрева. Скорость продуктов сгорания в газоходе остается такой же, как и при одинарном змеевике, а скорость пара уменьшается в 2 раза.

На рис. 20.8 показано крепление вертикального пароперегревателя. Вертикальные змеевики подвешены к каркасу котла за концы верхних петель, вынесенных из зоны обогрева. Подвеска змеевиков осуществляется с помощью хомутов, охватывающих трубки и подвешенных к крючку, укрепленному на балке каркаса. Для обеспечения определенного расстояния между змеевиками на нижние петли змеевиков укладывают дистанционирующие гребенки из жароупорного чугуна и скрепляют их при помощи хомутов из жаропрочной стали.

На рис. 20.9 показана схема пароперегревателя с горизонтальными змеевиками, ориентированными для обеспечения равномерного их обогрева в направлении потока продуктов сгорания. Пароперегреватели с горизонтальными змеевиками обычно применяют для вторичного перегрева пара, а также в котлах малой мощности с параметрами пара $p=0{,}8\div2{,}0$ МПа и $t=250$ °С.

Горизонтальные пароперегреватели легко дренируются, что исключает затруднения, связанные с удалением воды

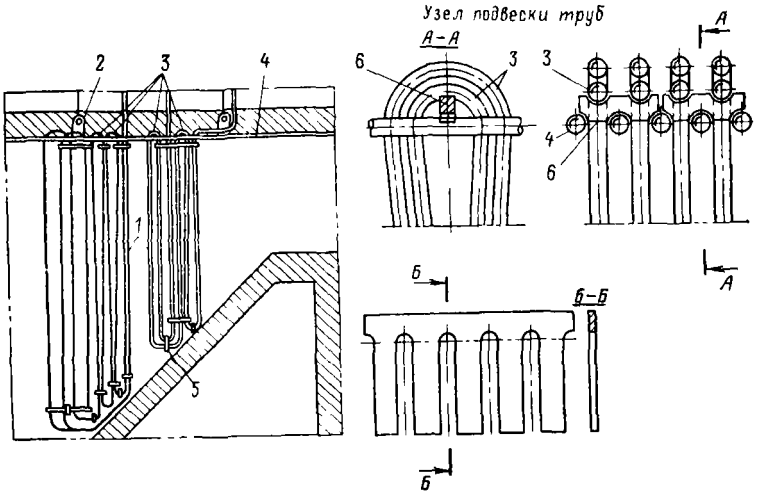


Рис. 20.8. Крепление вертикального конвективного пароперегревателя:
1 — змеевики; *2* — подвесные планки; *3* — верхние изгибы труб; *4* — потолочные трубы; *5* — дистанцирующие гребенки; *6* — опорные планки

из труб при вертикальных змеевиках. Вместе с тем горизонтальные пароперегреватели больше загрязняются уносом и имеют более сложную конструкцию крепления змеевиков.

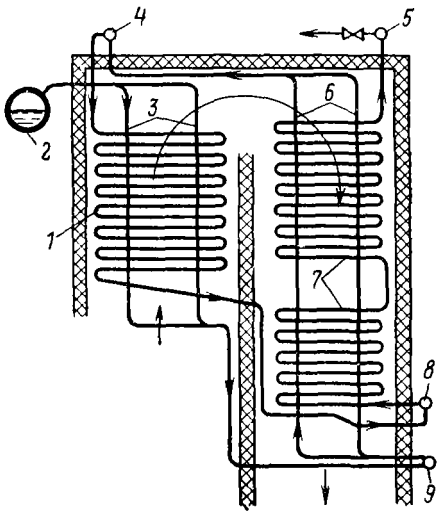


Рис. 20.9. Конвективный пароперегреватель с горизонтальными змеевиками:
1 — первая ступень пароперегревателя; *2* — барабан; *3* и *6* — подвесные трубы; *4* и *8* — промежуточные коллекторы; *5* — выходная камера; *7* — вторая ступень пароперегревателя; *9* — коллектор подвесных труб

При высоких параметрах пара возникает необходимость размещения в топке радиационного или ширмового пароперегревателя. Радиационный пароперегреватель барабанных котлов обычно устанавливают на потолке топки, а если этой поверхности недостаточно — и на вертикальных ее стенках по всей их высоте. Обычно размещают пароперегреватель на стенках, на которых установлены горелки, чаще на фронтовой стенке.

Радиационные пароперегреватели работают с большими тепловыми нагрузками, поэтому температура металла их труб выше, чем у конвективных пароперегревателей, и превышает температуру пара на 100—150 °С. В связи с этим радиационные пароперегреватели обычно применяют для частичного перегрева пара, завершение которого осуществляется в конвективном пароперегревателе. Надежное охлаждение труб достигается применением высокой скорости пара (до 30 м/с).

Преимуществами радиационных пароперегревателей являются меньшая, чем у конвективных пароперегревателей, удельная площадь поверхности нагрева и отсутствие сопротивлений по газовой стороне.

Ширмовой пароперегреватель представляет собой систему трубок, образующих плоские плотные пакеты с входными и выходными коллекторами. Ширмы размещают вер-

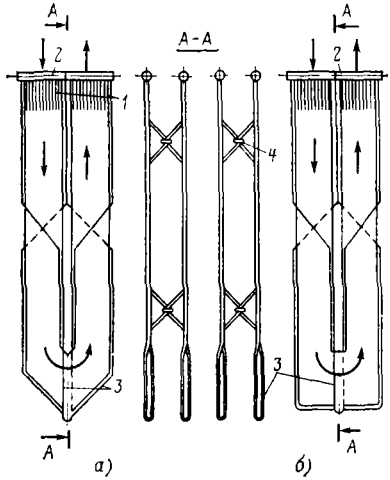


Рис. 20.10. Вертикальный ширмовый пароперегреватель:

а — клиновидная форма низа ширмы; *б* — горизонтальная форма низа ширмы; *1* — труба ширмы; *2* — камеры (коллекторы); *3* — обвязочные трубы; *4* — хомут

тикально или горизонтально в верхней части топки с расстоянием между коллекторами 700—1000 мм.

На рис. 20.10 показана конструкция ширм, у которых трубки ширм висят на коллекторах, подвешенных к каркасу. Постоянство взаимного расположения ширм в топке обеспечивается соединением хомутами попарно выступающих соседних труб в месте их соприкосновения. Преимуществом вертикальных ширм является стекание налипшего на них шлака по мере утолщения его слоя.

Горизонтальные ширмы применяются преимущественно в прямоточных котлах.

В котлах большой мощности тепловосприятие ширмовых пароперегревателей может составлять до 50 % всей теплоты, необходимой для перегрева пара. Использование ширмовых пароперегревателей уменьшает площадь поверхности нагрева настенных радиационных пароперегревателей и улучшает использование объема верхней части топочной камеры.

20.6. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА

В процессе эксплуатации котла температура перегретого пара может меняться вследствие изменения удельного тепловосприятия пароперегревателя. Наибольшее влияние на температуру перегретого пара оказывает нагрузка котла. Температура перегрева пара зависит также от температуры питательной воды, избытка воздуха в топке, шлакования и загрязнения экранов и пароперегревателя, от характеристик топлива. В радиационном пароперегревателе с повышением нагрузки температура перегрева пара снижается, так как удельное тепловосприятие пароперегревателя возрастает в топке медленнее, чем увеличивается нагрузка. В конвективном пароперегревателе количество проходящих через него продуктов сгорания увеличивается почти пропорционально увеличению нагрузки, одновременно повышается и температура на выходе из топки. Соответственно увеличиваются коэффициент теплоотдачи в пароперегревателе и температурный напор. В результате удельное тепловосприятие пароперегревателя растет быстрее, чем нагрузка котла, и температура перегрева пара возрастает.

На рис. 20.11 показана зависимость температуры перегрева пара от нагрузки котла для радиационного и конвективного пароперегревателей. Из графика видно, что при

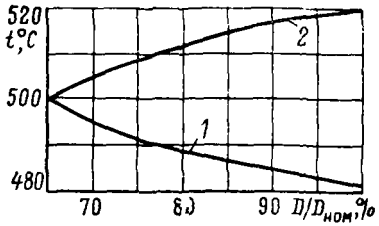


Рис. 20.11. Зависимость температуры перегрева пара от нагрузки котла (без регуляторов температуры перегрева пара): *1* — радиационный пароперегреватель; *2* — конвективный пароперегреватель

соответствующем соотношении радиационной и конвективной частей пароперегревателя можно иметь постоянную температуру пара при различной нагрузке котла.

В барабанных котлах при снижении температуры питательной воды расход топлива и продуктов сгорания увеличивается, что повышает скорость газов в пароперегревателях и увеличивает коэффициент теплоотдачи. Следовательно, при неизменном расходе пара повышается температура его перегрева. В прямоточных котлах снижение температуры питательной воды приводит к уменьшению поверхности нагрева перегревательной зоны и температура перегрева пара снижается.

Рост избытка воздуха в топке уменьшает долю теплоты, передаваемой радиацией в топки, и увеличивает объем и скорость продуктов сгорания, проходящих через пароперегреватель. В результате повышается температура перегрева пара. Повышение влажности твердого топлива при неизменной паропроизводительности котла увеличивает объем продуктов сгорания, проходящих через пароперегреватель, и его удельное тепловосприятие, за счет чего также повышается температура перегрева пара. Шлакование экранов в топке вызывает повышение температуры продуктов сгорания перед пароперегревателем и температуры перегрева пара. Загрязнение пароперегревателя вызывает ее снижение.

В прямоточных котлах поверхность нагрева пароперегревательной зоны меняется и зависит от эксплуатационных факторов. Поддержанием соотношения расхода воды и топлива можно обеспечить неизменную температуру перегрева пара. Вместе с тем небольшое изменение расхода топлива вызывает существенное изменение температуры пара вследствие малой аккумулирующей способности котла.

В соответствии с ГОСТ на турбины установлены допустимые отклонения температуры перегрева пара от номи-

нального значения в пределах от +10 до —15 °С в котлах среднего давления и от +5 до —10 °С в котлах высокого давления. Применяемые системы и конструкции пароперегревателей в различных условиях эксплуатации не могут обеспечить поддержание температуры пара в допустимых пределах. В связи с этим энергетический котел должен иметь устройство для регулирования температуры пара. При этом номинальная температура перегретого пара после первичного и промежуточного пароперегревателей должна обеспечиваться в диапазоне нагрузок котла 70—100 % при допустимых изменениях всех других факторов, влияющих на температуру перегрева пара.

В современных котлах применяют два способа регулирования температуры пара: паровое и газовое. При паровом регулировании температура пара поддерживается постоянной путем изменения степени его охлаждения или изменения энтальпии пара, поступающего в пароперегреватель или в отдельные его ступени. При газовом регулировании осуществляется воздействие на тепловосприятие пароперегревателя за счет изменения передачи теплоты от газов к его поверхности нагрева.

Регулирование температуры первичного пара. В отечественных котлах применяют паровое регулирование температуры первичного пара, которое осуществляют в поверхностных пароохладителях или впрыском в поток перегретого пара чистого конденсата.

Поверхностные пароохладители. Изменение температуры пара по тракту пароперегревателя при различных схемах включения пароохладителя показано на рис. 20.12. Установку пароохладителя на выходе пара из пароперегре-

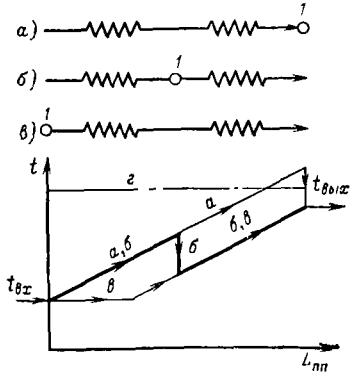


Рис. 20.12. Изменение температуры пара по тракту пароперегревателя в зависимости от размещения пароохладителя:

а — за пароперегревателем; *б* — в рассечку; *в* — на выходе насыщенного пара; *г* — допустимая температура металла труб; *1* — пароохладитель

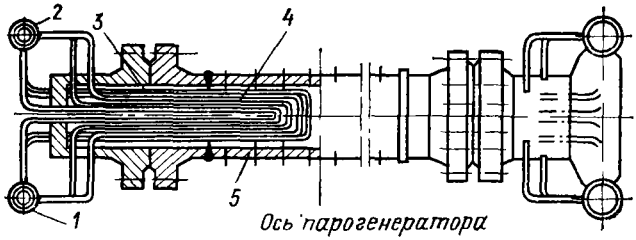


Рис. 20 13. Поверхностный пароохладитель:
1 — входной коллектор охлаждающей воды, *2* — выходной коллектор воды; *3* — входная камера; *4* — трубы, охлаждаемые водой; *5* — корпус пароохладителя

вателя не применяют, так как пароперегреватель при этом остается не защищенным от чрезмерно высокой температуры. Установка пароохладителя на стороне насыщенного пара определяет значительное запаздывание системы регулирования температуры пара и в настоящее время применяется в агрегатах малой мощности. Установка пароохладителя в рассечку обеспечивает меньшую инерционность регулирования вследствие сокращения длины пути пара после регулятора и времени, необходимого для изменения количества теплоты, аккумулированной в пароперегревателе. В результате регулирование конечной температуры пара достигается почти в 2 раза быстрее, чем при установке пароохладителя на стороне насыщенного пара. При установке пароохладителя в рассечку происходит снижение температуры частично перегретого пара и соответственно его конечной температуры.

Поверхностный пароохладитель представляет собой трубчатый теплообменник. Внутри труб протекает охлаждающая вода, снаружи трубы омываются охлаждаемым паром (рис. 20.13). В качестве охлаждающей воды используется обычно питательная вода. По потоку питательной воды пароохладитель может быть включен параллельно или последовательно с экономайзером. При параллельной схеме включения пароохладителя с увеличением количества проходящей через него воды ухудшаются условия охлаждения экономайзера и уменьшается использование в нем теплоты отходящих газов. В современных котлах применяется включение пароохладителя последовательно с экономайзером (рис. 20.14).

Для обеспечения необходимого диапазона регулирования пароохладитель котлов с естественной и многократной принудительной циркуляцией должен обеспечивать воз-

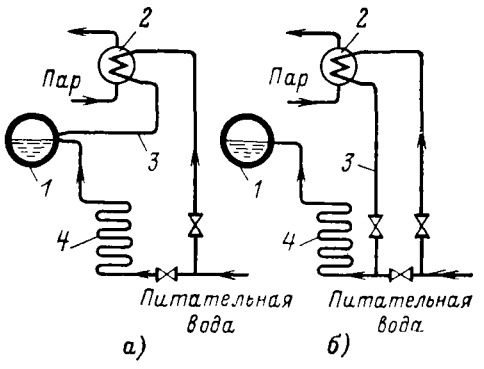


Рис. 20.14. Схемы включения поверхностного пароохладителя:
а — параллельная; *б* — последовательная; *1* — барабан; *2* — пароохладитель; *3* — отвод охлаждающей воды; *4* — экономайзер

можность снижения энтальпии пара на $\Delta h_{по}=60\div 80$ кДж/кг. При этом температура воды на входе в экономайзер будет выше, чем у воды, поступающей в котел:

$$h_{п.в.э}=h_{п.в}+\Delta h_{по}.$$

Количество питательной воды, проходящей через пароохладитель при полной его нагрузке, достигает 30—40 % общего ее расхода.

Впрыскивающий пароохладитель представляет собой участок паропровода перегретого пара, в котором расположена перфорированная труба с отверстиями диаметром 3—5 мм, через которые в пар подается распыленный конденсат. Для предотвращения попадания на стенку паропровода относительно холодных струй конденсата в месте установки распылителя в паропроводе имеется защитная рубашка длиной не менее 0,5 м с зазором между ней и паропроводом 6—10 мм. Снижение температуры пара впрыскивающим пароохладителем происходит на некотором расстоянии от места ввода конденсата. Уменьшение этого расстояния достигается тонким распылом конденсата и повышением начальной температуры конденсата. Обычно устанавливается ряд параллельных по ширине пароперегревателя и последовательных по ходу потока пара впрыскивающих пароохладителей. Схема регулирования температуры свежего пара барабанного котла впрыскивающими пароохладителями показана на рис. 20.15.

Первые по ходу пара пароохладители предназначаются для предохранения расположенных за ними поверхностей нагрева от чрезмерного повышения температуры. Последний по ходу пара пароохладитель поддерживает постоян-

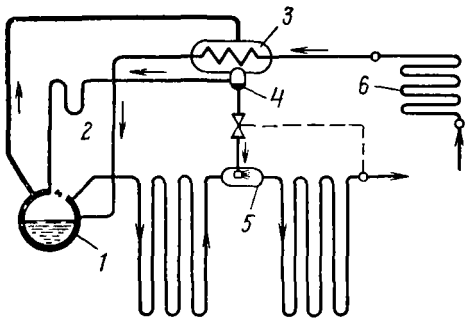


Рис. 20.15. Схема регулирования температуры пара впрыском собственного конденсата:
1 — барабан; *2* — гидрозатвор; *3* — пароохладитель; *4* — емкость конденсатора; *5* — коллектор с вспрыскивающим устройством; *6* — экономайзер

ную температуру пара. Во избежание отложений солей в пароперегревателе во впрыскивающие пароохладители должен подаваться конденсат. При минерализованной питательной воде барабанных котлов конденсат для впрыска вырабатывают непосредственно в котле. Для получения собственного конденсата предусматривается установка специального конденсатора, в котором за счет охлаждения пара частью питательной воды осуществляется получение конденсата, необходимого для впрыска.

Количество пара, проходящего через ступень пароперегревателя после впрыскивающего пароохладителя, увеличивается и становится равным, кг/ч,

$$G_{\text{п}} = G'_{\text{п}} + \Delta G_{\text{в}}, \qquad (20.1)$$

где $G'_{\text{п}}$ — количество пара до пароохлаждения, кг/ч; $\Delta G_{\text{в}}$ — количество воды, поступающей в пароохладитель, кг/ч.

Общее количество конденсата, поступающего в пароохладитель, кг/ч, определяется из условий обеспечения снижения энтальпии пара примерно на 80 кДж/кг при работе котла с полной нагрузкой и определяется по формуле

$$\Delta G_{\text{в}} = (G'_{\text{п}}\,\Delta h_{\text{по}})/(h_{\text{п.п}} + h_{\text{к}}), \qquad (20.2)$$

где $h_{\text{п.п}}$ и $h_{\text{к}}$ — энтальпии перегретого пара и конденсата, поступающего в пароохладитель, кДж/кг.

Следует учитывать, что по мере приближения пароохладителя к выходу пара из пароперегревателя ухудшаются температурные условия работы металла паропровода в месте впрыска. Это также является одной из причин применения двух-трех пароохладителей по тракту пара, что позволяет более тонко регулировать температуру пара и более

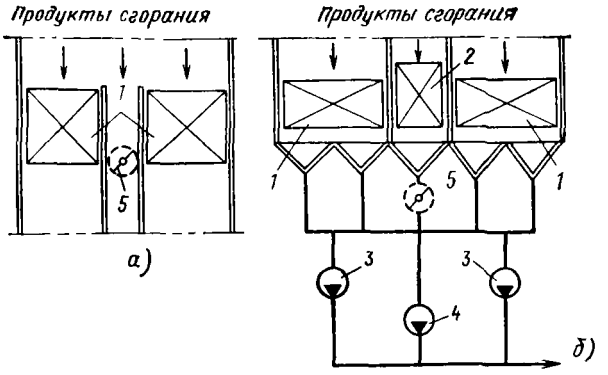


Рис. 20.16. Схемы газового регулирования температуры пара:
а — пропуском части продуктов сгорания через холостой газоход; *б* — распределением продуктов сгорания по газоходам пароперегревателя; *1* — секции пароперегревателя; *2* — экономайзеры; *3* — основной дымосос; *4* — регулирующий дымосос; *5* — регулирующий шибер (воздухоподогреватели не показаны)

надежно защищать отдельные ступени пароперегревателя.

Регулирование температуры пара промежуточного перегрева. Применяется паровое и газовое регулирование температуры пара промежуточного перегрева. Регулирование осуществляется в паропаровых теплообменниках, а также путем пропуска пара мимо части поверхности нагрева пароперегревателя.

Впрыск конденсата в поток пара промежуточного перегрева экономически не оправдан, так как образующееся дополнительное количество пара поступает в турбину, минуя ее ЦВД. Газовое регулирование преимущественно осуществляется путем рециркуляции части охлажденных до 300—350 °С продуктов сгорания в топку или пропуском части продуктов сгорания помимо конвективного пароперегревателя (рис. 20.16). В связи с инерционностью этих способов и ограниченным диапазоном регулирования предусматривается дополнительно аварийный впрыск в промежуточную точку парового тракта, который осуществляется при повышении температуры пара выше определенного предела.

Газовое регулирование вызывает дополнительные расходы энергии на тягу или потери с уходящими газами и влияет на температуру первичного пара. Газовое регулирование применяют совместно с паровым регулированием.

Глава двадцать первая

ЭКОНОМАЙЗЕРЫ И ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

21.1. ЭКОНОМАЙЗЕРЫ

Экономайзеры соответственно назначению условно делят на два типа: *некипящие* и *кипящие*. В экономайзере воспринимается 10—20 % теплоты топлива.

Некипящие экономайзеры предназначены для подогрева питательной воды только до температуры насыщения и устанавливаются индивидуально на котел или на группу котлов низкого давления (до $p=2{,}4$ МПа) и малой мощности и могут отключаться от котлов по газовому и водяному тракту. Их выполняют в виде пакета гладких, стальных или чугунных ребристых труб с оребрением с газовой стороны. Длина оребренной чугунной трубы экономайзера конструкции ВТИ составляет 1,5; 2 или 3 м, диаметр трубы 76×8 мм, наружные ребра квадратные размером 150× ×150 мм. Число труб в пакете в горизонтальной плоскости определяется, исходя из скорости продуктов сгорания, обычно равной 6—9 м/с; число горизонтальных рядов труб экономайзера определяется требуемой поверхностью нагрева. Значения коэффициента теплопередачи, отнесенного к полной наружной поверхности экономайзера, приведены в [1]. При скорости продуктов сгорания 8 м/с $\kappa \approx$ ≈ 20 Вт/(м^2·К). Температурный напор в некипящем экономайзере определяется как средний логарифмический по формуле (9.41).

Кипящие экономайзеры в современных котлах любого давления устанавливают индивидуально к каждому из них. Экономайзеры не отключаются по водяному и газовому трактам от остальных элементов котла.

В целях интенсификации теплообмена экономайзер выполняют из трубок малого диаметра $d_н=28\div38$ мм при толщине стенки 2,5—3,5 мм. Концы змеевиков экономайзера объединяют коллекторами, вынесенными из области газового обогрева. В мощных котлах с целью уменьшения количества трубок, проходящих через обмуровку экономайзера, змеевики объединяют в соединительных патрубках, которые пропускаются через обмуровку к коллекторам. Иногда коллекторы, объединяющие змеевики, размещают в газоходе, где расположен экономайзер, и одновременно они служат также для его опоры.

Трубки экономайзера обычно располагают в шахматном

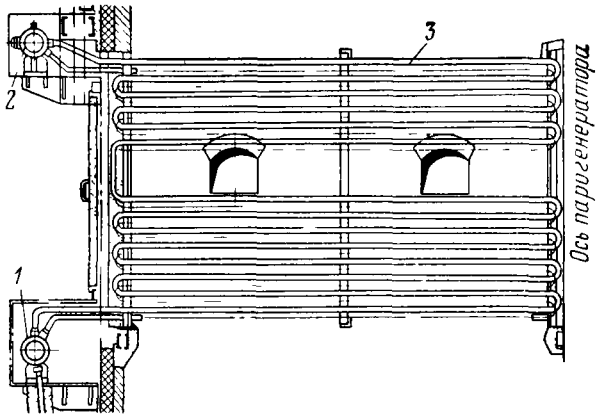


Рис. 21.1. Экономайзер с параллельным включением змеевиков:
1 — входная камера; *2* — выходная камера; *3* — змеевики экономайзера

порядке, что обеспечивает бо́льшую эффективность теплообмена примерно на 25 % по сравнению с теплообменом при коридорном расположении труб и соответственное уменьшение габаритов экономайзера. Стальной гладкотрубный экономайзер с параллельным включением ряда змеевиков изображен на рис. 21.1. В целях уменьшения габаритов, занимаемых экономайзером, в котлах большой мощности увеличивают число рядов параллельно включенных змеевиков, предусматривая два входных и два выходных коллектора, расположенных на противоположных стенках конвективной шахты. Встречные змеевики смещены по глубине газохода с таким расчетом, чтобы было выдержано оптимальное значение отношения $S_2/d_и$, равное 1,25.

В другой конструкции малый продольный шаг труб достигается лирообразным изгибом труб. Крепление коллекторов экономайзера осуществляется путем их установки на опорных или подвесных конструкциях. К коллекторам змеевики присоединяют вальцовкой или сваркой через промежуточные штуцера (рис. 21.2). Выходной коллектор экономайзера присоединяют к барабану котла несколькими водоперепускными трубами, в которых обеспечивается восходящий поток с целью свободного выхода с водой газов и образовавшегося в экономайзере пара в барабан. Для удобства очистки поверхностей нагрева от наружных загрязнений и его ремонта экономайзер разделяют на пакеты высотой до 1 м. Разрывы между пакетами должны быть

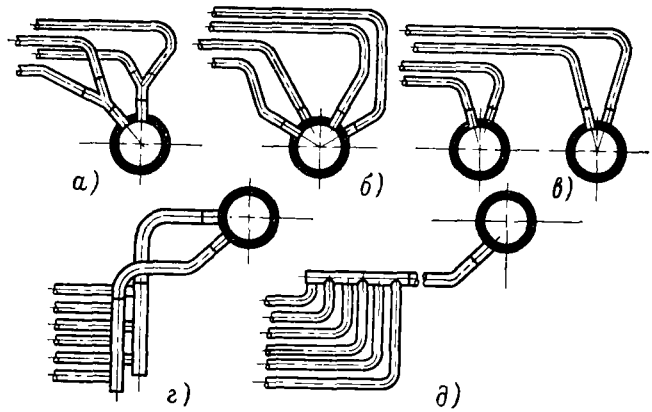


Рис. 21.2. Присоединение змеевиков к коллекторам экономайзера:
а — с использованием развилок; *б* — с разделением на два пучка; *в* — при двух параллельных коллекторах; *г* и *д* — с использованием секционных камер

550—600 мм, а между пакетами экономайзера и воздушным подогревателем — не менее 800 мм.

Змеевики экономайзера располагают перпендикулярно и параллельно фронту котла (рис. 21.3). В первом случае длина змеевика невелика, что облегчает их крепление. Во втором случае резко уменьшается число параллельно включенных змеевиков, но усложняется их крепление. В котлах небольшой мощности применяют одностороннее расположение коллекторов. В котлах с развитым фронтом экономайзеры выполняют двусторонними, симметричными, с расположением коллекторов с двух боковых сторон конвективной шахты.

Скорость воды в экономайзере принимают, исходя из условий предотвращения в них расслоения пароводяной смеси и кислородной коррозии. При малой скорости воды остающийся в ней кислород задерживается в местах шероховатости верхней образующей трубок и вызывает язвенную коррозию, которая распространяется на большую толщину стенки трубки вплоть до образования свищей. Расслоение пароводяной смеси при малой скорости потока вызывает ухудшение условий их охлаждения и перегрев металла трубок.

Массовая скорость воды в экономайзере при восходящем его потоке должна быть выбрана с учетом характеристики рабочей среды и условий теплообмена. Например, для конвективных некипящих элементов массовая скорость

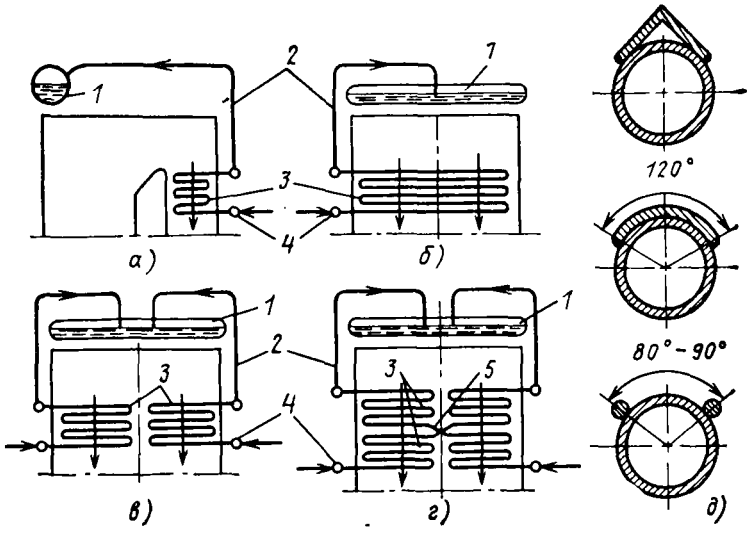


Рис. 21.3. Компоновки экономайзера:

а — расположение змеевиков перпендикулярно фронту; *б* — расположенне змеевиков параллельно фронту; *в* и *г* — двустороиие-параллельное фронту расположение змеевнков; *д* — защита труб от нзноса; *1* — барабан; *2* — водоперепускные трубы; *3* — экономайзер; *4* — входные коллекторы; *5* — перекидные трубы

воды должна составлять 500—600 кг/(м²·с). Для других элементов экономайзера рекомендуемая массовая скорость приведена в гл. 10. При указанных в этой главе массовых скоростях коэффициент теплоотдачи к воде $\alpha_2 = 3000 \div 4000$ Вт/(м²·К), что обеспечивает надежное охлаждение трубок. Отдельные ступени экономайзера выполняют как самостоятельные элементы, и для уменьшения тепловой и гидравлической разверки между трубками ступеней целесообразно их секционировать. Соединительные трубки между ступенями экономайзера используют для перемешивания и переброса воды перед поступлением ее в кипящую ступень. Паросодержание на выходе воды из кипящей ступени экономайзера не должно быть более 15—20 %. Скорость газов принимают до 12 м/с при работе котла на твердом топливе и до 16—20 м/с — на газе и мазуте.

В целях повышения эффективности теплообмена и компактности экономайзеров мощных котлов к трубкам приваривают плавники или экономайзеры выполняют из плавниковых трубок (рис. 21.4); при этом объем, занимаемый экономайзером, уменьшается на 20—25 %.

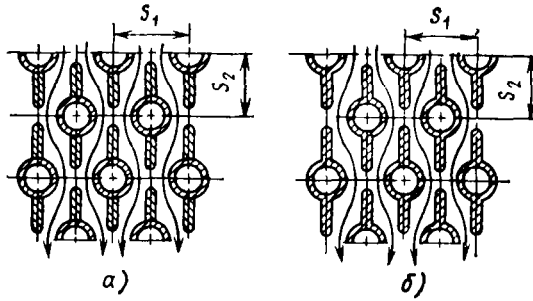


Рис. 21.4. Плавниковые и с приварными ребрами трубы:
а — с приварными ребрами; *б* — плавниковые трубы

Конструкцию экономайзера характеризуют следующие показатели:

удельный объем, занимаемый экономайзером, V/Q, м³/МВт, — габаритная характеристика;

удельный расход металла экономайзера G/Q, кг/МВт,— массовая характеристика;

удельная стоимость экономайзера A/Q, руб/МВт, — стоимостная характеристика.

Зависимость этих характеристик от удельного расхода электроэнергии на тягу дает возможность выявить оптимальный диаметр трубок экономайзера (рис. 21.5). Как видно из графика, с уменьшением диаметра трубок значительно улучшаются все характеристики экономайзера. Минимальное значение применяемого диаметра трубок определяется условиями изготовления экономайзера.

При расчете экономайзера его необходимое тепловосприятие на единицу массы сжигаемого топлива, кДж/кг, определяется в общем случае по формуле

$$Q_{эк} = Q_р^р \eta_к \frac{100}{100 - q_4} - Q_л - Q_к - Q_{п.з} - Q_{п.п} - Q_{вт}, \qquad (21.1)$$

где $Q_р^р$ — расчетная теплота сгорания топлива, кДж/кг; $Q_л$, $Q_к$, $Q_{п.з}$, $Q_{п.п}$, $Q_{вт}$ — количество теплоты, воспринимаемое на единицу поступающего топлива лучеиспусканием в топ-

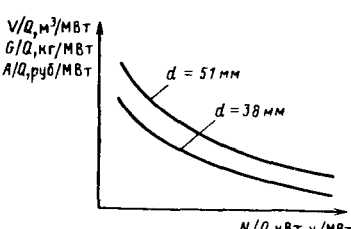


Рис. 21.5. Конструктивные характеристики экономайзера и их зависимость от диаметра труб

ке, конвективными испарительными поверхностями нагрева, переходной зоной (в прямоточных котлах), первичным и вторичным пароперегревателями, кДж/кг; $\eta_к$ — КПД котла; q_4 — потери от механического недожога, %.

При расчете должны учитываться фактический расход воды с учетом продувки, а также приращение энтальпии за счет пропуска части ее через поверхностный пароохладитель. При этом энтальпия воды, поступающая в экономайзер, кДж/кг, определяется по формуле

$$h'_{п.в} = h_{п\ в} + \Delta h_{по} D_{пп}/D_{эк}, \qquad (21.2)$$

где $h_{п.в}$ — энтальпия воды, поступающей в котел, кДж/кг; $\Delta h_{по}$ — разность энтальпий пара до пароохладителя и после него, кДж/кг; $D_{пп}$ и $D_{эк}$ — расходы пара, проходящего через пароперегреватель, и воды, проходящей через экономайзер, кг/с.

Теплота, полученная экономайзером, кДж/кг, и подсчитанная по формуле (21.1) при заданных значениях энтальпий продуктов сгорания, подогретого воздуха и уходящих газов, исходя из теплового баланса продуктов может быть определена из выражения

$$Q_{эк} = Q''_{пп} - Q_{возд} - Q_{у.г}, \qquad (21.3)$$

где $Q''_{пп}$, $Q_{возд}$, $Q_{у.г}$ — теплота продуктов сгорания за пароперегревателем, подогретого воздуха и уходящих газов, кДж/кг.

Если $Q_{эк}$ больше, чем необходимо для кипения воды, паросодержание на выходе из экономайзера определяется из выражения

$$x = \frac{Q_{эк} - Q_{нас}}{r} 100, \qquad (21.4)$$

где $Q_{нас}$ — теплота воды при температуре кипения при данном давлении, кДж/кг; r — теплота парообразования при данном давлении, кДж/кг.

Необходимая площадь поверхности нагрева экономайзера определяется с учетом формулы (21.3).

21.2. ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Для подогрева воздуха в котлах применяют два типа воздухоподогревателей: *рекуперативные* и *регенеративные*. В рекуперативном воздухоподогревателе теплота продуктов сгорания передается непрерывно воздуху через стенку, раз-

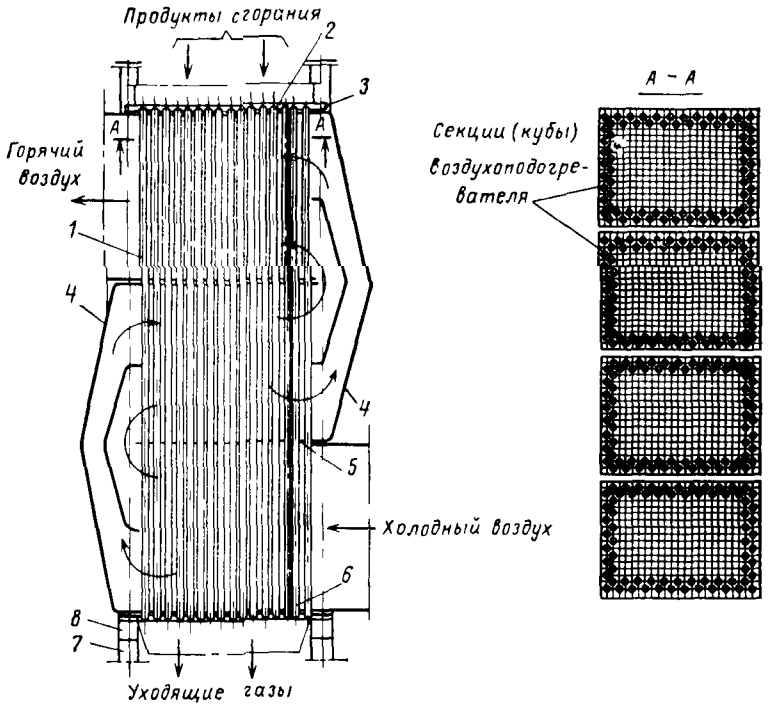


Рис 21 6. Трубчатый воздухоподогреватель:

1 — стальные трубы 40×1,5 мм; *2* и *6* — верхняя и нижняя трубные доски толщиной 20—25 мм, *3* — компенсатор, *4* — воздухонепроницаемый короб, *5* — промежуточная трубная доска; *7* и *8* — опорные рамы и колонны

деляющую теплообменивающиеся среды. В регенеративном воздухоподогревателе теплота передается металлической насадкой, которая периодически нагревается продуктами сгорания, а затем отдает аккумулированную в ней теплоту нагреваемому воздуху. Воздухоподогреватели воспринимают 7—15 % теплоты топлива, отдаваемого продуктами сгорания в котле.

Преимущественно применяются *трубчатые рекуперативные воздухоподогреватели* с вертикальным расположением труб. Скорость газов обычно 10—14 м/с, воздуха 6—8 м/с. Продукты сгорания проходят внутри труб, воздух омывает их снаружи поперечным потоком (рис. 21.6). Воздухоподогреватели изготовляют из стальных труб с наружным диаметром 30—40 мм при толщине стенки 1,2—1,5 мм. Кон-

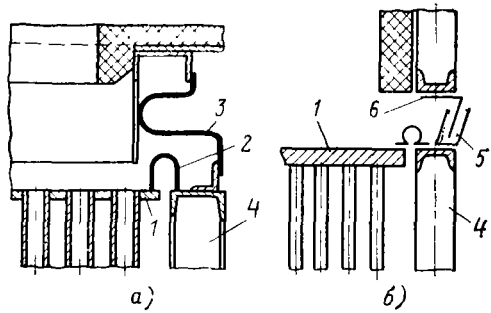


Рис. 21.7. Компенсаторы тепловых расширений воздухоподогревателя: *а* — линзовый компенсатор; *б* — набивной компенсатор; *1* — трубная доска; *2* — компенсатор расширения труб относительно короба; *3* — компенсатор расширения короба отиосительно каркаса; *4* — каркас короба; *5* — камера с крошкой шамота и песка; *6* — лист уплотнения

цы труб приваривают к трубным доскам и располагают в шахматном порядке. Для получения необходимой скорости перекрестного тока воздуха трубную систему по высоте разделяют промежуточными досками на несколько ходов. Для перепуска воздуха из одного хода в другой установлены короба. Воздухоподогреватель снаружи имеет стальную обшивку и опирается нижней трубной доской на раму, связанную с каркасом котла. Трубная система при нагревании расширяется вверх, и верхняя трубная доска соединяется с газоходом линзовым или набивным компенсатором, что обеспечивает свободное термическое расширение воздухоподогревателя без присосов воздуха (рис. 21.7). Воздухоподогреватель выполняют из ряда секций, удобных для монтажа и транспортировки, которые устанавливают рядом, заполняя все сечение газохода. При сжигании многозольного топлива для предохранения верхних концов труб от абразивного износа в них устанавливают трубки длиной 150—200 мм. При температуре продуктов сгорания более 500 °С верхние трубные доски покрывают теплоизоляционной массой. Применяют однопоточную и двухпоточную схемы подвода воздуха в воздухоподогреватель. В воздухоподогревателях котлов малой и средней мощности применяют однопоточную схему подвода воздуха по его широкой стороне

В котлах большой мощности высота одного воздушного хода достигает больших размеров, число ходов воздуха в каждой ступени воздухоподогревателя уменьшается. Двухпоточная схема подвода воздуха позволяет уменьшить высоту хода и увеличить число ходов при меньшем в них

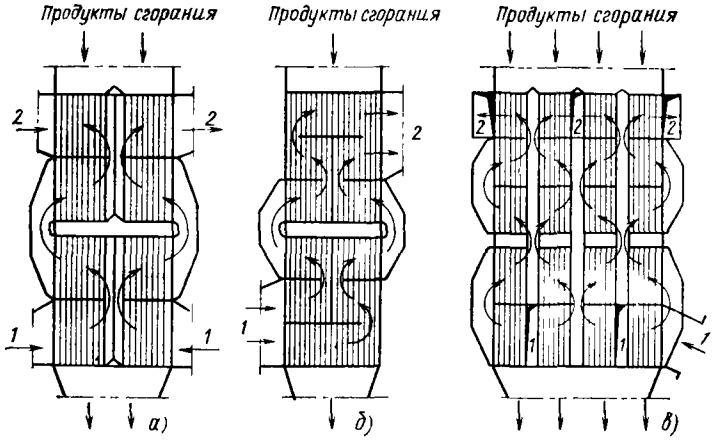


Рис. 21.8. Схемы компоновки воздухоподогревателей:
а — двухпоточный по воздуху и двухстороний его подвод; *б* — двухпоточный при одностороннем подводе воздуха; *в* — многопоточный по воздуху; *1* — вход холодного воздуха; *2* — выход горячего воздуха

числе рядов трубок и соответственно уменьшить сопротивления по ходу воздуха и повысить температурный напор в воздухоподогревателе. Применение двухпоточной схемы подвода воздуха и труб малого диаметра с малым шагом позволяет создать достаточно компактные воздухоподогреватели.

Трубчатые воздухоподогреватели просты по конструкции, надежны в работе и более плотны, чем другие системы воздухоподогревателей. Недостатком трубчатых воздухоподогревателей являются относительно большие удельный расход металла G/Q и удельный объем V/Q. Различные схемы компоновки трубчатых воздухоподогревателей показаны на рис. 21.8.

Необходимая площадь поверхности нагрева воздухоподогревателя определяется с учетом (21.3).

При наличии низкотемпературной и высокотемпературной ступеней воздухоподогревателя каждая ступень рассчитывается отдельно. Для регенеративных вращающихся воздухоподогревателей в расчет вводится двусторонняя поверхность нагрева набивки.

Регенеративный воздухоподогреватель представляет собой вращающийся барабан с набивкой из тонких стальных гофрированных и плоских листов, образующих каналы малого эквивалентного диаметра ($d_э = 4 \div 5$ мм) для прохода

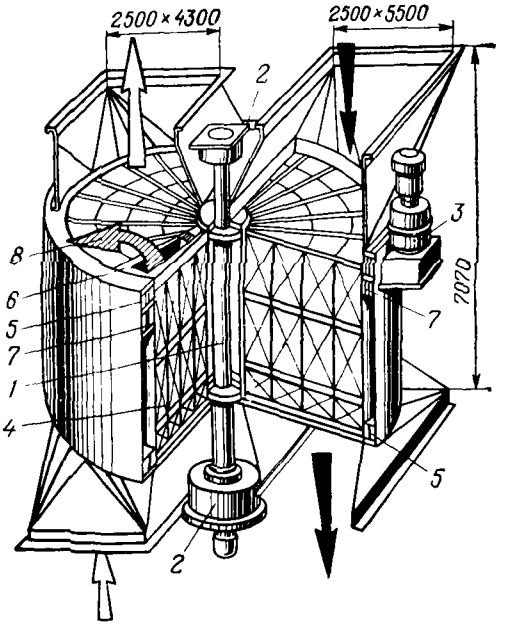


Рис. 21.9. Регенеративный воздухоподогреватель:
1 — вал ротора; *2* — подшипники; *3* — электродвигатель; *4* — набивка; *5* — наружный кожух; *6* и *7* — радиальное и периферийное уплотнение; *8* — утечка воздуха

воздуха и продуктов сгорания. Набивкой, которая служит поверхностью теплообмена, заполняется пустотелый ротор, разделенный сплошными перегородками на изолированные друг от друга секторы (рис. 21.9).

Ротор медленно (с частотой вращения 2—6 об/мин) вращается *в неподвижном корпусе. Корпус разделен на две* части секторными плитами. В одну из них через горловину поступают продукты сгорания, в другую — воздух. Движение потока газа и воздуха раздельное и непрерывное. При непрерывном вращении ротора его металлическая набивка попеременно проходит через эти потоки. Сначала теплота газов аккумулируется, а затем отдается воздуху. Этот процесс повторяется, и в итоге организуется непрерывный нагрев воздуха. Взаимное движение потоков продуктов сгорания и воздуха противоточное. Площадь поверхности нагрева 1 м^3 набивки составляет 200—250 м^2. Длительность пребывания набивки в газовом и воздушном потоках менее 30 с. Толщина листов набивки 0,6—1 мм. Мощность элек-

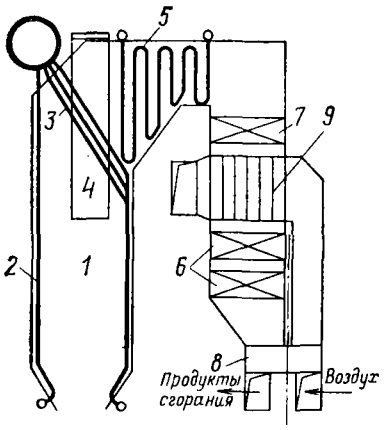


Рис. 21.10. Схема установки комбинированного рекуперативного и регенеративного воздухоподогревателя:

1 — топка; *2* — экраны; *3* — фестон; *4* — ширмовый пароперегреватель; *5* — конвективный пароперегреватель; *6* — экономайзер I ступени; *7* — то же II ступени; *8* — регенеративный воздухоподогреватель I ступени; *9* — рекуперативный трубчатый воздухоподогреватель II ступенн

тродвигателя для привода ротора воздухоподогревателя 3—5 кВт. Регенеративные воздухоподогреватели указанной конструкции отличаются малым значением величин V/Q, G/Q и A/Q.

Недостатками регенеративных воздухоподогревателей являются повышенный переток воздуха в газовую среду (до 10 %), что увеличивает потерю с уходящими газами, а также наличие вращающихся элементов и системы водяного охлаждения вала ротора и подшипников. Вследствие коробления набивки подогрев воздуха в регенеративных воздухоподогревателях ограничен температурой 300 °С. При необходимости более высокого подогрева воздуха воздухоподогреватель выполняют комбинированным: из регенеративного воздухоподогревателя с подогревом в нем воздуха до 250—300 °С и трубчатого, в котором завершается подогрев воздуха до более высокой температуры (рис. 21.10).

Теплота, передаваемая воздуху в воздухоподогревателе, рекуперативном или регенеративном, кДж/кг, определяется по формуле

$$Q_{вп} = \left(\beta''_{вп} + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2} + \beta_{рц}\right)\left(H^{0''}_{вп} - H^{0'}_{вп}\right), \qquad (21.5)$$

где $\beta''_{вп}$ — отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому; $\beta_{рц}$ — доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе; $H^{0''}_{вп}$ и $H^{0'}_{вп}$ — энтальпии воздуха, теоретически необходимого

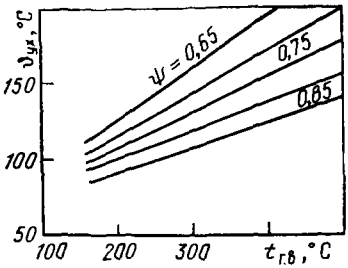


Рис. 21.11. Влияние подогрева воздуха на температуру уходящих газов при различных отношениях водяных эквивалентов Ψ

для сжигания топлива, на выходе из воздухоподогревателя и на входе в него, кДж/кг; $\Delta\alpha_{вп}$ — присос воздуха в воздухоподогревателе.

Для подогрева воздуха до 400—420 °С и температурном напоре на горячем конце воздухоподогревателя $\Delta t = 40$ °С при отношении водяных эквивалентов газа и воздуха $\Psi = 0{,}8$ температура уходящих газов должна быть не меньше 140—150 °С, что экономически невыгодно. Для ее снижения необходима двухступенчатая компоновка воздухоподогревателя, как показано на схеме рис. 21.10. Влияние подогрева воздуха на температуру уходящих газов при одноступенчатой компоновке воздухоподогревателя показано на рис. 21.11.

Глава двадцать вторая

УКАЗАНИЯ ПО ТЕПЛОВОМУ РАСЧЕТУ КОТЛОВ

22.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО МЕТОДИКЕ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КОТЛА

Порядок и последовательность расчета. Различают *конструктивный и поверочный расчеты* котла. Целью конструктивного расчета является определение площадей поверхностей нагрева элементов котла при заданных паропроизводительности, параметрах пара и характеристиках топлива. Поверочный расчет имеет целью определение параметров, характеризующих тепловую работу элементов котла при заданном топливе и режиме работы.

При конструктивном расчете по заданным температурам продуктов сгорания и обогреваемой среды определяют тепловосприятие каждого элемента, затем рассчитывают температурный напор и коэффициент теплопередачи,

а из уравнения теплообмена — площадь поверхности нагрева.

При поверочном расчете отдельных элементов котла обычно задаются температурой и энтальпией каждой из сред на одном конце поверхности нагрева. Для определения энтальпий обеих сред на втором конце задаются тепловосприятием и уточняют его путем последовательных приближений. При поверочном расчете конвективной поверхности нагрева предварительно оценивают конечную температуру и энтальпию одной из сред и по уравнению теплового баланса определяют по принятой температуре тепловосприятие поверхности нагрева и конечную энтальпию второй среды. Далее рассчитывают коэффициент теплопередачи и температурный напор и по уравнению теплообмена определяют тепловосприятие поверхности нагрева, отнесенное к единице топлива. Если полученное значение тепловосприятия отличается от определенного по уравнению теплового баланса не более чем на 2 %, расчет не уточняется. При большем расхождении принимают новое значение конечной температуры и повторяют расчет. Для второго приближения выбирают значение температуры, отличающееся от принятого на 50 °С. Коэффициент теплопередачи не пересчитывается. Если после второго приближения расхождение окажется больше допустимого, истинную температуру находят графической интерполяцией.

Расчет установки в целом при одноступенчатой компоновке экономайзера и воздухоподогревателя рекомендуется вести в следующей последовательности. Оценивают температуру уходящих газов и подогрева воздуха, определяют тепловые потери, КПД котла и расход топлива. Далее рассчитывают температуру газов на выходе из топки и методом последовательного приближения находят температуры за последующими поверхностями нагрева до экономайзера.

Расчет тепловосприятия экономайзера ведут также методом последовательных приближений. По известным температурам газов и воды на входе в экономайзер определяют температуры газов и воды за экономайзером.

При расчете воздухоподогревателя известны температура газов на входе в него и температура поступающего воздуха. Определяют температуры подогретого воздуха и уходящих газов. Если полученная температура газов отличается от принятой не более чем на ±10 °С и температура воздуха не более ±40 °С, расчет считается законченным. Далее уточняют потерю теплоты с уходящими газами,

КПД котла и расход топлива, а по температуре горячего воздуха и температуре газов на выходе из топки — тепловосприятие лучевоспринимающей поверхности нагрева. Затем определяют невязку теплового баланса, кДж/кг,

$$\Delta Q = Q_{\text{р}}^{\text{р}} \eta_{\text{к}} - [Q_{\text{л}} + Q_{\text{к}} + Q_{\text{п.з}} + Q_{\text{пп}} + Q_{\text{вт}} + Q_{\text{эк}}]\left(\frac{1 - q_4}{100}\right), \tag{22.1}$$

где $Q_{\text{л}}$, $Q_{\text{к}}$, $Q_{\text{п.з}}$, $Q_{\text{пп}}$, $Q_{\text{вт}}$, $Q_{\text{эк}}$ — количества теплоты, воспринятой лучевоспринимающими поверхностями топки, испарительными пучками, переходными зонами прямоточных котлов, первичным и вторичным перегревателями и экономайзером.

При правильном выполнении расчета невязка не должна превышать 0,5 %. Если температура уходящих газов и температура подогретого воздуха отличаются от принятых более чем на ± 10 и 40 °С, расчет следует повторить.

При двухступенчатой компоновке экономайзера и воздухоподогревателя порядок расчета такой же, как и при одноступенчатой их компоновке. Изменения расчета сводятся к следующему. После расчета поверхностей нагрева, расположенных до второй ступени экономайзера, нужно задаться значением энтальпии воды на выходе:

$$h''_{\text{эк}} \approx \frac{D}{D_{\text{эк}}}(h_{\text{п.п}} - \Delta h_{\text{по}}) - \\ - \frac{B_{\text{р}}}{D_{\text{эк}}}(Q_{\text{л}} + Q_{\text{к}} + Q_{\text{п.з}} + Q_{\text{пп}} + Q_{\text{вт}}), \tag{22.2}$$

где $h_{\text{п.п}}$ — энтальпия перегретого пара, кДж/кг; $D_{\text{эк}}$ — расход воды через экономайзер, кг/ч; $\Delta h_{\text{по}}$ — тепловосприятие пароохладителя с впрыском собственного конденсата или поверхностного пароохладителя, кДж/кг.

По найденному значению $h''_{\text{эк}}$ определяют температуру воды на выходе из экономайзера. По этой температуре и температуре газов на входе методом последовательных приближений рассчитывают вторую ступень экономайзера. Температура газов на входе во вторую ступень воздухоподогревателя известна из расчета экономайзера, и эту ступень рассчитывают по значению температуры горячего воздуха, принятого в расчете топки. Первую ступень экономайзера рассчитывают по известной из предыдущих расчетов температуре газов и заданной температуре воды на входе в нее. Путем последовательных приближений определяют температуры газов и воды на выходе из этой ступе-

ни экономайзера. Расчет первой ступени воздухоподогреватели ведут по определенной температуре газов на входе в нее и заданной температуре входящего воздуха.

Если температура уходящих газов отличается от принятой не более чем на ± 10 °С и невязка между промежуточными значениями температур газов в экономайзере и воздухоподогревателе не превышают ± 10 °С, расчет закончен. Если значения температур газов отличаются от принятых более чем на ± 10 °С, необходимо уточнить расчет.

Рекомендуется следующий порядок расположения расчетных данных: 1) исходные данные для расчета; 2) избытки воздуха по газоходам; 3) объемы и энтальпии газов и воздуха; 4) тепловой баланс котла и расход топлива; 5) расчет газоходов по ходу газов от топки; 6) сводная таблица основных данных расчета.

Расчет топки. При конструктивном расчете топки котлов большой мощности объем топки определяется размером поверхностей нагрева, обеспечивающих заданную температуру газов на выходе из нее, выбранную по условиям шлакования и технико-экономическим соображениям. Тепловое напряжение не должно превышать допустимого. Для котлов малой и средней мощности объем топки при конструктивном расчете находят по допустимой тепловой нагрузке. Далее определяют температуру газов на выходе из топки и сравнивают ее с допустимой или по заданному значению температуры на выходе из топки рассчитывают размеры поверхности ее стенок и коэффициент эффективности экранов. Расчет температуры на выходе из топки ведут по даиным, приведенным в гл. 9.

Двухкамерную топку рассчитывают раздельно по камерам. После определения суммарного тепловосприятия топки его разбивают по участкам. Обычно следует определить тепловосприятие по высоте топки. Для этого проводят позонный расчет топки, как указано в гл. 9.

Расчет пароперегревателя. Порядок расчета конвективных и ширмовых пароперегревателей одинаков. Суммарное тепловосприятие пароперегревателя при конструктивном расчете определяют по заданной температуре перегрева и принятому тепловосприятию пароохладителя, а также количеству теплоты, переданной вторичному пару, кДж/кг, по формуле

$$Q_{\text{пп}} = \frac{D}{B_{\text{р}}} (h'' - h') + Q_{\text{т}}, \qquad (22.3)$$

где $Q_т$ — количество теплоты, переданной в теплообменнике первичным паром вторичному на 1 кг топлива, кДж/кг.

При поверочном расчете, задавшись температурой газов на выходе из пароперегревателя, определяют теплоту, отданную газом в пароперегревателе.

При расчете пароперегревателя по частям тепловосприятие рассчитываемой части определяют по заданным или принятым температурам пара на ее концах. Для определения промежуточного давления на границе между частями предварительно его приближенно оценивают, исходя из значений заданных давлений на концах пароперегревателя. При наличии пароохладителей расчет ведут с учетом их включения при номинальной нагрузке.

При конструктивном расчете по уравнению теплопередачи определяют необходимую площадь поверхности нагрева пароперегревателя, при поверочном расчете по этому уравнению рассчитывают тепловосприятие пароперегревателя. Если оно расходится со значением, найденным по уравнению теплового баланса, не более чем на 2 %, расчет считают законченным. Если расхождение больше, расчет надо *повторить*.

Расчет экономайзера. При конструктивном расчете экономайзера энтальпии газов и воды на входе известны и тепловосприятие, кДж/кг, определяют из уравнения баланса

$$Q_{эк} = Q_р^р \eta_к \frac{100}{100 - q_4} - Q_л - Q_к - Q_{п.э} - Q_{пп} - Q_{вт}. \qquad (22.4)$$

При поверочном расчете входные энтальпии газов и воды также обычно известны. Порядок расчета указан ранее.

Расчет воздухоподогревателя. При одноступенчатой компоновке воздухоподогреватель рассчитывают целиком, при компоновке в рассечку — каждую часть отдельно. При конструктивном расчете воздухоподогревателя задаются температурами воздуха на входе с учетом рециркуляции и выходе, а также температурой газов на одном конце. При поверочном расчете известны входные энтальпии газа и воздуха и определяют их температуру на выходе. Для одноступенчатого воздухоподогревателя и второй ступени двухступенчатого

$$\beta''_{вп} = \alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{пл}, \qquad (22.5)$$

где $\alpha_т$, $\Delta\alpha_т$, $\Delta\alpha_{пл}$ — коэффициент избытка воздуха в топке, присосы воздуха в топке и в системе пылеприготовления.

Величина β''_I для первой ступени двухступенчатого воз-

духоподогревателя равна

$$\beta_1'' = \beta_{вп}'' - \Delta\alpha_2,$$

где $\Delta\alpha_2$ — утечка воздуха из второй ступени.

При рециркуляции части горячего воздуха

$$\beta_{рц} = (\beta_{вп}'' + \Delta\alpha_{вп}) \frac{t_{вп}' - t_{х.в}}{t_{г.в} - t_{вп}'},$$

где $\Delta\alpha_{вп}$ — утечка воздуха во всем воздухоподогревателе; $t_{х.в}$, $t_{вп}'$, $t_{г.в}$ — температуры холодного воздуха, на входе в воздухоподогреватель после смешения и горячего воздуха.

22.2. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ПОВЕРОЧНОГО ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА НА ЭВМ

Тепловой расчет котла на ЭВМ сводится к выполнению в определенной последовательности арифметических и логических операций. Совокупность кодов, реализующих эту последовательность, называется *программой расчета.* Программа разбивается на блоки, имеющие конкретное целевое назначение. В качестве исходной информации составляется расчетная схема котла с указанием последовательности включения обогреваемых поверхностей нагрева и движения рабочих сред. Приведенная в [5, 6] логическая информация представляет собой описание расчетной схемы, характеризует каждую поверхность нагрева для выбора и определения физических параметров рабочих сред, характера теплообмена, коэффициентов теплопередачи и пр.

Математическая модель *котла с естественной циркуляцией,* состоящего из поверхностей нагрева, описывается системой уравнений, выражающих зависимость выходных параметров от входных параметров:

$$\left.\begin{aligned} t_к''(h_к'') &= t_к'(h_к') + C_к \tau_к'(H_к') + E_к; \\ \tau_к''(H_к'') &= t_к'(h_к') + D_к \tau_к'(H_к') + F_к, \end{aligned}\right\} \qquad (22.6)$$

где $C_к$, $D_к$, $E_к$, $F_к$ — коэффициенты, зависящие от исходных и искомых переменных. Эти зависимости получаются путем аналитического решения системы дифференциальных уравнений теплообмена для конвективных поверхностей нагрева, а также уравнения теплообмена в топке, уравнений смешения теплоносителей и уравнений для определения расхода теплоносителей. Практически с целью упрощения

и ускорения расчета уравнения вида (22.6) для каждой поверхности нагрева целесообразно решать итеративными методами (простая итерация, метод хорд и т. д.).

По полученным в результате значениям параметров сред на выходе и их значениям на входе определяют коэффициенты C и D системы линейных алгебраических уравнений для каждой поверхности нагрева котла:

$$\left.\begin{aligned} t''(h'') &= t'(h') + C[t'(h') - \tau'(H')]; \\ \tau''(H'') &= \tau'(H') + D[t'(h') - \tau'(H')]. \end{aligned}\right\} \qquad (22.7)$$

Таким образом, теплообмен в котле описывается почти линейной системой алгебраических уравнений, которую на цифровых ЭВМ целесообразно решать методом Зейделя.

В ходе решения системы уравнений для каждой поверхности нагрева определяют теплофизические параметры теплоносителей, коэффициенты теплопередачи и другие, необходимые для расчета величины. Эти характеристики должны быть достаточно точно описаны аналитическими зависимостями. Если это вызывает трудности, должны быть составлены максимально компактные таблицы из значений параметров в узловых точках путем интерполяции.

Рекомендуемые для выполнения расчетов аналитические зависимости теплофизических параметров, а именно— удельного объема и теплоемкостей пара и воды; теплоемкостей компонентов продуктов сгорания; числа Прандтля для газов и воздуха, а также указания по расчету теплопроводности и вязкости воды, пара воздуха и, наконец, интерполяционные формулы для определения коэффициентов загрязнения и тепловой эффективности поверхностей нагрева, а также температурного напора в поверхностях нагрева приведены в [6].

Составление математической модели барабанного котла более подробно описано в гл. 29.

Исходную информацию целесообразно представить в табличной форме, близкой к той, которой обычно пользуются при ручном счете. Информация классифицируется на числовую и логическую по установке в целом и отдельным поверхностям нагрева. Числовая информация соответствует исходной, принимаемой при ручном счете. Логическая информация должна представлять описание расчетной схемы котла, а также характеризовать каждую поверхность нагрева для выбора способа определения физических параметров рабочих сред, характера теплообмена, коэффициента теплопередачи и пр. Задание логической харак-

теристики целесообразно свести к построению таблицы признаков. Для выполнения вариантных расчетов необходимо предусмотреть простой способ внесения изменений в основную исходную информацию.

В общий объем результирующей информации следует включить расход топлива, КПД котла, расходы теплоносителей по поверхностям нагрева, распределение температур и энтальпий по трактам, скорости рабочих сред, коэффициенты теплоотдачи и загрязнений, теплоту, воспринимаемую в топке. На основании решений уравнений вида (22.6) и (22.7) составляют блоки программы расчета.

Для расчета составляется общая схема котла, содержащая полную информацию о последовательности включения поверхностей нагрева и движении рабочих сред. При этом котел представляется как совокупность трактов греющих и обогреваемых сред.

Тепловой расчет на цифровой ЭВМ сводится в основном к следующим этапам: подготовка исходной информации— заполнение таблиц с исходными данными и нанесение их на перфокарты, перфоленты и т. д.; размещение блоков программы в оперативное запоминающее устройство (ОЗУ) и во внешних запоминающих устройствах; ввод исходной информации в ОЗУ и во внешние запоминающие устройства; проведение расчетов на цифровых ЭВМ и получение результатов расчета.

Поверочный расчет на ЭВМ поверхностей нагрева *барабанных котлов* проводят на основе дифференциальных уравнений по продуктам сгорания и рабочему телу в виде [20]

$$-\varphi B_{\text{р}}\, dH_{\text{г}} = k\,(\tau - t)\,\frac{H_{\text{п}}}{\chi}\,dx; \qquad (22.8)$$

$$\pm\, Ddh = k\,(\tau - t)\,\frac{H_{\text{п}}}{\chi}\,dx, \qquad (22.9)$$

где $B_{\text{р}}$ — расчетный расход топлива, кг/с; D — расход рабочего тела (пара, воды), кг/с; φ — коэффициент сохранения теплоты; $H_{\text{г}}$ — энтальпия продуктов сгорания, отнесенная к 1 кг топлива, Дж/кг; h — энтальпия рабочего тела, Дж/кг; k — текущие значения коэффициента теплопередачи, кВт·м$^{-2}$·К$^{-1}$; $(\tau—t)$ — текущие значения разности температур продуктов сгорания и рабочего тела (температурный напор), К; $H_{\text{п}}/\chi$ — отношение площади поверхности к длине теплообменника, м^2/м; x — текущие значения длины теплообменника по ходу продуктов сгорания.

Во втором уравнении системы при члене Ddh знак плюс принимается для прямоточной схемы, знак минус — для противоточной.

Система уравнений нелинейна, однако эта нелинейность слабая. При поверочном расчете теплообменника известны любые две температуры продуктов сгорания и рабочего тела. В принципе могут быть заданы различные варианты граничных условий.

При решении уравнений при граничных условиях $\chi=0$; $v=v_0$; $t=t_0$ (это значит, что задан температурный напор в начале теплообменника) система уравнений может быть сведена к одному уравнению для температурного напора

$$d(\tau-t)/(\tau-t)=-(a+b)\,d\chi. \qquad (22.10)$$

Тогда уравнение решается с начальными условиями и имеет вид

$$\ln(\tau-t)=-(a+b)\,\chi+\ln c,$$

где c — постоянная интегрирования.

Отсюда

$$\tau-t=ce^{-(a+b)\chi}.$$

При заданных начальных условиях $c=\tau_0-t_0$.

Окончательное решение для температурного напора

$$\tau-t=(\tau_0-t_0)e^{-(a+b)\chi}. \qquad (22.11)$$

Подставив полученное решение в систему дифференциальных уравнений, получим

$$d\tau=-b(\tau_0-t_0)\,e^{-(a+b)\chi}\,dx;$$

$$dt=a(\tau_0-t_0)\,e^{-(a+b)\chi}\,dx.$$

Решение приведенной системы, при заданных начальных условиях и при $\chi=1$ принимает вид:

$$\tau=\tau_0-\frac{b}{a+b}(\tau_0-t_0)\left[1-e^{-(a+b)}\right]; \qquad (22.12)$$

$$t=t_0+\frac{a}{a+b}(\tau_0-t_0)\left[1-e^{-(a+b)}\right]. \qquad (22.13)$$

Полученные зависимости записаны в явном виде относительно искомых температур, что исключает необходимость расчета с последовательными приближениями.

Подобное решение расчетов возможно и при других граничных условиях значений χ, τ, t.

Глава двадцать третья

КАРКАС И ОБМУРОВКА КОТЛОВ

23.1. КАРКАС

Каркасом котла называют металлическую конструкцию, которая воспринимает массы барабана, поверхностей нагрева, обмуровки, лестниц и площадок, а также вспомогательных элементов установки и передает их на фундамент. Котлы низкого давления и малой производительности устанавливают на раму, закрепленную непосредственно на фундаменте, или на кирпичную обмуровку. В последнем случае основным назначением каркаса является придание обмуровке котла большей устойчивости и прочности.

Каркас современного котла является сложной металлической конструкцией, и на его изготовление затрачивается большое количество металла. В котлах высокого давления масса каркаса составляет 20—25 % всей массы металла котла или 0,8—1,2 т на тонну его часовой производительности. Каркас представляет собой рамную конструкцию, выполненную из стандартных металлических профилей, изготовленных из малоуглеродистой стали марки 3, и состоит из ряда основных и вспомогательных колонн и соединяющих их горизонтальных балок, воспринимающих нагрузку от барабанов, трубной системы поверхностей нагрева, а также горизонтальных и диагональных балок, служащих для придания прочности и жесткости системе каркаса.

На рис. 23.1 показана схема каркаса барабанного котла высокого давления. Колонны выполняют обычно из двух стальных швеллеров или двутавровых балок, жестко соединенных между собой накладками из листовой стали; колонны передают на фундамент значительные сосредоточенные нагрузки — сотни тонн. Во избежание чрезмерных удельных давлений на фундамент нижняя часть колонны снабжается башмаками, имеющими бóльшее поперечное сечение, чем колонна. Они выполнены из листовой стали и угольников. Опорную плоскость башмаков рассчитывают на допускаемое для материала фундамента напряжение сжатия и закрепляют в фундаменте болтами или заделывают в нем. Основные горизонтальные балки приваривают к колоннам, образуя рамную систему. Несущие и распорные горизонтальные балки выполняют из стальных швеллеров, двутавров или угольников.

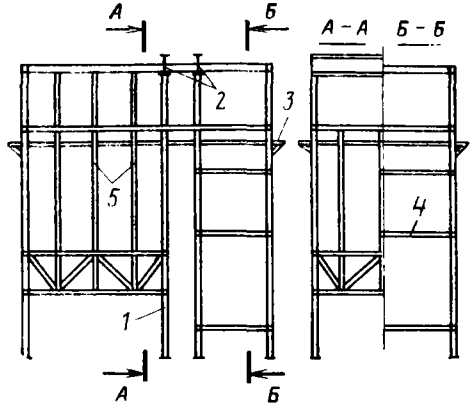


Рис. 23.1. Схема каркаса котла:
1 — колонны; *2* — несущие потолочные балки; *3* — ферма; *4* — ригель; *5* — стойки

Когда сортамент прокатных профилей не обеспечивает необходимой прочности колонн и балок, их делают в виде сварной конструкции, составленной из ряда профилей и листовой стали. Частью каркаса являются помосты, необходимые для обслуживания котла, которые работают как горизонтальные фермы и увеличивают жесткость каркаса. Помосты выполняют из рам прокатных профилей и приваренных к ним листов рифленой стали. Лестницы между помостами выполняют из стальных полос, между которыми приварены ступени. Угол наклона лестниц не должен превышать 50° к горизонту, а их ширина должна быть не менее 600 мм.

Каркас рассчитывают как рамную конструкцию, работающую под статической нагрузкой от массы элементов котла и дополнительных термических напряжений, возникающих под влиянием неравномерного нагрева деталей каркаса и приваренных к ним конструкций. В целях предотвращения перегрева элементов каркаса его колонны, горизонтальные балки и фермы располагают обычно за пределами обмуровки. При установке котла вне здания должна учитываться и ветровая нагрузка на поверхности, ограничивающие котел, и передаваемая на каркас.

Барабаны котла, коллекторы экранов, пароперегревателей и экономайзеров при нагреве удлиняются, и для предупреждения возникновения в них и в элементах каркаса, на которых они закрепляются, больших температурных на-

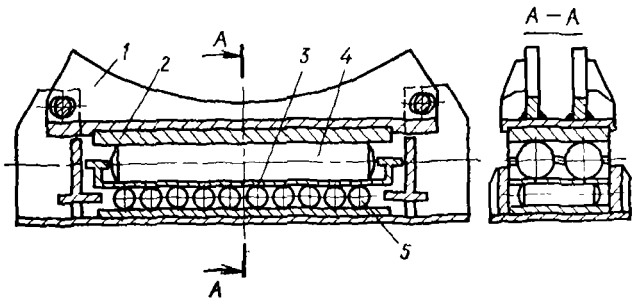


Рис. 23.2. Подвижная опора барабана:
1 — подушка; *2* — плита; *3* — обойма; *4* — поперечные ролики; *5* — продольные ролики

пряжений необходимо предусмотреть возможность свободного их расширения. С этой целью барабаны устанавливают на специальных подвижных опорах, закрепленных на горизонтальных балках каркаса, или подвешивают к этим балкам. Барабаны котлов средней и большой мощности обычно устанавливают на двух-трех подвижных опорах. Конструкция такой опоры показана на рис. 23.2. При большой длине барабана, когда при установке на двух опорах прогиб его больше 10 мм, барабан подвешивают к каркасу в нескольких статически наивыгоднейших точках. Коллекторы экранов, пароперегревателей и экономайзеров крепят к каркасу шарнирными подвесками, а при малой их длине свободно опирают на скользящие опоры, закрепленные на каркасе.

23.2. НАЗНАЧЕНИЕ ОБМУРОВКИ И ТРЕБОВАНИЯ К НЕЙ

Обмуровкой котла называют систему ограждений, отделяющих топочную камеру и газоходы от окружающей среды. Основным назначением обмуровки являются направление потока продуктов сгорания, а также тепловая и гидравлическая его изоляция от окружающей среды. Тепловая изоляция необходима для уменьшения потерь теплоты в окружающую среду и для обеспечения допустимой температуры наружной поверхности обмуровки, которая по условиям безопасной работы персонала должна быть не выше 55 °С. Гидравлическая изоляция необходима для предотвращения присоса холодного воздуха в газоходы или выбивания продуктов сгорания при разнице давлений в га-

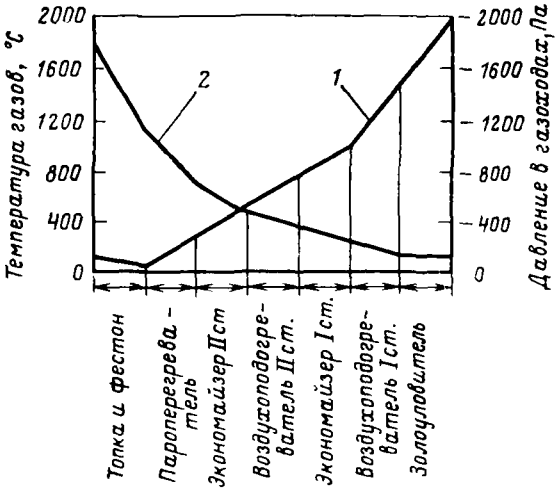


Рис. 23.3. Давления и температуры газов в газоходах котла:
1 — давление; *2* — температура

зоходах и снаружи, которая имеет место при работе котла с разрежением или с давлением в газовом тракте.

Элементы обмуровки котла работают в различных условиях. Наружная поверхность обмуровки имеет низкую и относительно постоянную температуру; внутренняя ее поверхность находится в области высокой и переменной температуры, снижающейся по ходу потока газов. По направлению потока газов разрежение в газоходах увеличивается, а давление при работе котла под наддувом уменьшается. Различны и нагрузки на элементы обмуровки от ее массы и внутренних напряжений, возникающих при неодинаковых температурных удлинениях ее частей.

На рис. 23.3 показана схема, характеризующая изменение температурных и гидравлических условий работы обмуровки газоходов котла. В наиболее тяжелых условиях находится внутренняя часть обмуровки топки, подвергающаяся воздействию высокой температуры (более 1600 °С), а при сжигании твердого топлива — химическому и механическому воздействию шлака и золы. В результате взаимодействия материала обмуровки со шлаком, а также механического износа шлаком и золой происходит разрушение обмуровки.

23.3. КОНСТРУКЦИЯ ОБМУРОВКИ

Соответствеино назначению и условиям работы к обмуровке предъявляются следующие основные требования: малая теплопроводность, герметичность, механическая прочность и термическая устойчивость. Кроме того, конструкция обмуровки должна быть простой и не требовать больших затрат труда и времени на ее изготовление и монтаж.

Ранее обмуровка котлов выполнялась только из красного и огнеупорного кирпича, из которого выкладывались ее стены и своды, скрепляемые стальными балками и стяжными болтами. Обмуровка современных котлов представляет собой комбинированную систему, выполненную из кирпича, огнеупорных плит, изоляционных материалов, металлических скрепляющих частей, уплотняющих обмазок, металлической обшивки и других элементов. Конструкция обмуровки изменяется и совершенствуется по мере развития котлостроения и производства огнеупорных изделий и изоляционных материалов.

Обмуровки в зависимости от конструкции и способа крепления могут быть разделены на следующие типы:

1) стеновая кирпичная обмуровка, опирающаяся непосредственно на фундамент;

2) облегченная обмуровка, выполняемая из огнеупорного и диатомитового кирпича, изоляционных плит и стальной обшивки, закрепленная на каркасе котла с помощью металлических конструкций;

3) легкая обмуровка, выполняемая из шамотобетонных или жаростойких бетонных плит, теплоизоляционных плит и металлической обшивки или уплотнительной обмазки.

Указанные типы обмуровок имеют следующие характеристики:

Характеристика	Стеновая обмуровка	Облегченная обмуровка	Легкая обмуровка
Общая толщина, мм . . .	500—600	200—500	100—200
Удельная масса, кг/м² . .	600—1000	200—600	100—200

Стеновая обмуровка применяется для котлов малой мощности при высоте стен не более 12 м. При бо́льшей высоте обмуровка становится механически ненадежной. В этом случае ее выполняют в виде наружной облицовки из красного кирпича толщиной 1—1,5 кирпича и внутренней футеровки из огнеупорного кирпича, которая в области неэкранированной топки должна иметь толщину 1—1,5 кирпича,

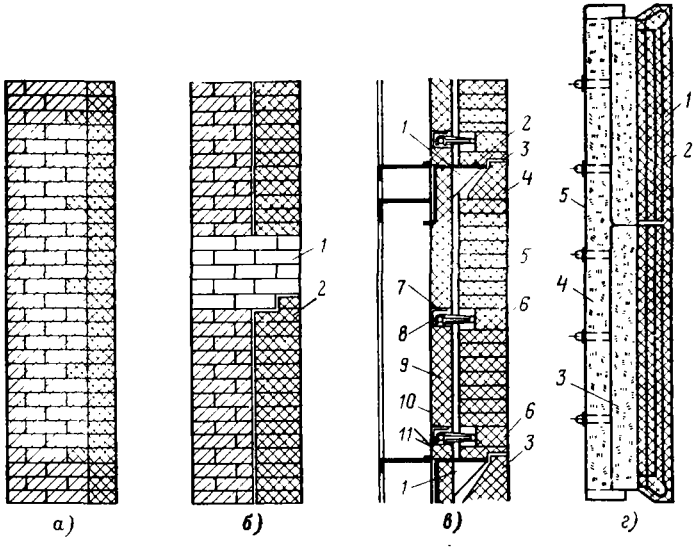


Рис. 23.4. Конструкции обмуровок вертикальных стен:

а и *б* — массивная, свободного стояния: *1* — разгрузочные пояса; *2* — футеровка; *в* — облегченная накаркасная: *1* — стальные или чугунные кронштейны; *2* — фасонный шамотный кирпич; *3* — горизонтальный температурный шов; *4* — фасонный шамотный кирпич; *5* — шамотный кирпич; *6* — фасонный шамотный кирпич; *7* — чугунный каркас; *8* — горизонтальные трубы, закрепленные на каркасе; *9* — легковесный теплоизолирующий кирпич или теплоизоляционная плита; *10* — наружная металлическая обшивка; *11* — разгрузочные и притягивающие пояса; *г* — щитовая обмуровка: *1* — первый слой щита из огнеупорного бетона; *2* — стальная сетка; *3* и *4* — теплоизолирующие плиты; *5* — газоплотная обмазка

а в газоходах с температурой 600—700 °С — не менее 0,5 кирпича (рис. 23.4, *а*). При относительно больших размерах топочной камеры и высокой температуре ее стенок для предотвращения нарушения связи между слоями кладку разделяют на участки и разгружают футеровку по высоте (рис. 23.4, *б*). Для предупреждения возникновения разрушающих кладку внутренних температурных напряжений, возникающих в условиях ее неравномерного нагрева, в стенах кладки предусматривают температурные швы, заполненные асбестовым шнуром, которые обеспечивают возможность ее свободного расширения.

Облегченные обмуровки ранее применялись в котлах средней мощности. Конструкция облегченной обмуровки показана на рис. 23.4, *в*. Обмуровку выполняют из двух или трех слоев различных материалов общей толщиной до 500 мм. Внутренний огнеупорный шамотный слой (футеровка) имеет толщину 113, а при малой степени экрани-

рования 230 мм, средний изоляционный слой из диатомитового кирпича — 113 и облицовочный слой из совелитовых плит 65—150 мм. Средний изоляционный слой часто выполняют из совелитовых плит толщиной 100 мм, заменяющих диатомитовый кирпич.

Уменьшение толщины и массы обмуровки позволило опирать ее непосредственно на каркас, в результате чего стало возможным выполнять ее любой высоты, устанавливая через 1—1,5 м разгрузочные пояса. При этом вся стенка делится на ряд ярусов, каждый из которых опирается на чугунные или стальные кронштейны, укрепленные на каркасе котла. Для обеспечения возможности свободного расширения между кронштейном и кладкой предусматривают горизонтальные температурные швы, заполненные асбестовым шнуром.

В некоторых конструкциях для предотвращения обрушений футеровки применяют специальные крепления вертикальных ярусов к каркасу с помощью чугунных крюков. Снаружи обмуровку обшивают стальными листами или защищают газонепроницаемой штукатуркой (рис. 23.4, *в*).

Легкую обмуровку накаркасного типа выполняют из щитов, состоящих из двух слоев теплоизолирующих материалов, защищенных со стороны омывающих их газов слоем жароупорного бетона (рис. 23.4, *г*). Металлическую рамку щитов такой обмуровки крепят к каркасу котла. Применяют также плиты размером 1000×500 и 1000××100 мм из известково-кремнеземистых материалов, покрытых со стороны газов жароупорным шамотобетоном. Плиты, предназначенные для установки в не защищенных трубами местах с более высокой температурой, имеют большую толщину и массу. Для передачи их массы на каркас предусматривают дополнительно закладные чугунные кронштейны. Накаркасную обмуровку применяют преимущественно в области пароперегревателей, газоповоротных камер и конвективной шахты котлов большой мощности. В топках накаркасную обмуровку применяют на прямых стенках. Достоинствами накаркасной конструкции обмуровки являются ее небольшая масса и существенное облегчение монтажных работ. Однако при такой обмуровке затрудняются ее ремонт и обеспечение плотности.

Натрубную обмуровку (рис. 23.5) выполняют в виде отдельных слоев, последовательно наносимых в пластичном состоянии на трубы экранов и других поверхностей нагрева, или в виде плит-панелей с огнеупорным и теплоизоляци-

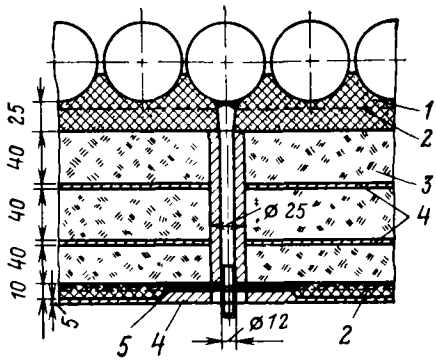


Рис. 23.5. Натрубная обмуровка:
1 — слой хромитовой массы; *2* — стальная сетка; *3* и *4* — теплонзолирующие плиты; *5* — газоплотная обмазка

онным слоями, устанавливаемых на поясах жесткости, закрепленных на трубах. В этом случае панели изготавливают на заводе, а жароупорный слой может быть нанесен в пластичном состоянии на трубы экрана вручную. Для натрубной обмуровки топочной камеры несущими элементами являются трубы экранов, и в результате тепловых удлинений обмуровки перемещается вместе с ними.

Разновидностью натрубной обмуровки являются применяемые в топке зажигательные пояса.

23.4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ОБМУРОВКИ

Целью теплового расчета обмуровки является определение температурных условий работы материалов обмуровки, а также толщины ее огнеупорных и теплонзолирующих слоев при заданных тепловых потерях в окружающую среду.

Температура на внутренней поверхности обмуровки, защищенной экраном (рис. 23.6), определяется из условий лучистого теплообмена между поверхностями обмуровки, экранными трубами и газами высокой температуры. Тепловой поток в окружающую среду, Вт/м², при данной температуре внутренней поверхности многослойной обмуровки определяется по формуле

$$q = \frac{t_{вн} - t_н}{\Sigma R} = \alpha_в (t_н - t_в), \qquad (23.1)$$

где $t_{вн}$, $t_н$, $t_в$ — температуры внутреиней поверхности обмуровки, наружной поверхности и окружающего обмуровку воздуха, °С; $\Sigma R = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \ldots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}$ — суммарное тепловое сопротивление, м²·К/Вт; δ_1, δ_2 δ_n — толщины слоев обмуровки, м; λ_1, λ_2, λ_n — теплопроводности

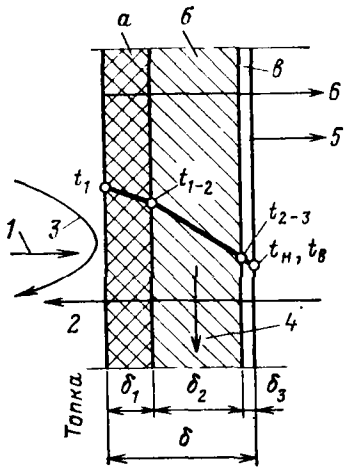


Рис. 23.6. Схема условий работы обмуровки:

а – футеровка; *б* — изоляция; *в* — газоплотное покрытие; *1* — воздействие высоких температур; *2* — присосы через неплотности; *3* — агрессивное воздействие золы; *4* — массовые нагрузки вышележащих участков обмуровки; *5* — теплоотдача от поверхности; *6* — газопроникание

материлов слоев, Вт/(м·К); $\alpha_в$ — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности обмуровки к окружающей среде, Вт/(м²·К).

Для вертикальных стенок значение $\alpha_в$, Вт/(м²·К), с достаточной точностью может быть определено по формуле

$$\alpha_в = 8{,}4 + 0{,}06\,(t_н - t_в). \qquad (23.2)$$

Температура наружной поверхности обмуровки $t_н$ определяется условиями техники безопасности, согласно которым $t_н \leqslant 55$ °С при температуре окружающего воздуха $t_в = 25$ °С. Тогда, задаваясь потерей теплоты в окружающую среду, необходимое термическое сопротивление обмуровки, м²·К/Вт, можно определить по формуле

$$\Sigma R = (t_{вн} - t_н)/q. \qquad (23.3)$$

По значению суммарного термического сопротивления методом последовательного приближения можно определить толщину слоев обмуровки с учетом допустимой температуры материала каждого слоя, последовательно задаваясь температурами между слоями t_{1-2}, t_{2-3} и т. д. и толщинами слоев.

Температуры между слоями определяются по формулам

$$t_{1-2} = t_1 - qR_1; \quad t_{2-3} = t_{1-2} - qR_2 \text{ и. т. д.}, \qquad (23.4)$$

где $R_1 = \delta_1/\lambda_1$ — тепловое сопротивление первого слоя, м²·К/Вт; $R_2 = \delta_2/\lambda_2$ — тепловое сопротивление второго слоя, м²·К/Вт.

Для неэкранированного газохода температура внутренней поверхности его стенки практически равна температуре потока газов. При расположении с внутренней стороны обмуровки газоплотных панелей их экранных труб, а также при непосредственном соприкосновении экран-

ных труб с шагом меньше $1{,}2\,d$ к обмуровке средняя температура внутренней поверхности обмуровки равна температуре загрязненной поверхности экранных труб.

Расчет обмуровки для неэкранированного газохода и при сплошных экранных панелях выполняют по вышеприведенным формулам.

Глава двадцать четвертая
МЕТАЛЛ И ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛА

24.1. УСЛОВИЯ РАБОТЫ МЕТАЛЛА

Основными конструкционными материалами элементов котла являются углеродистая и легированная стали. Условия работы металла котла различны. Металл экономайзерной и испарительной систем котла работает под высоким давлением — до 25 МПа при относительно умеренных температурах рабочего тела — до 380 °С. В пароперегревателе наряду с указанным высоким давлением имеет место и наиболее высокая температура рабочего тела — до 565 °С. В воздухоподогревателе давление воздуха невелико (до 3 кПа) и внутренние механические усилия незначительны, но металл подвергается воздействию относительно высоких температур (до 450 °С) при ухудшенных условиях его охлаждения воздухом.

По ходу газового потока тепловые нагрузки поверхностей нагрева изменяются. Максимальное их значение имеет место в испарительных поверхностях нагрева, расположенных в топке, минимальное — в воздухоподогревателе. Элементы каркаса котла несут значительные статические нагрузки, но работают при температуре окружающей воздушной среды.

Поверхности нагрева омываются агрессивными продуктами сгорания топлива, содержащими O_2, CO_2, SO_2, SO_3, NO_x, в потоке которых при сжигании твердого топлива находятся частицы шлака и золы. В результате возникают коррозионные явления в металле, а также происходит истирание конвективных поверхностей нагрева твердыми частицами уноса.

В течение длительного времени работы элементов котла под давлением и при повышенных температурах изменяются структура металла и его механические свойства: прочность, вязкость и хрупкость. Прочность металла характеризуется

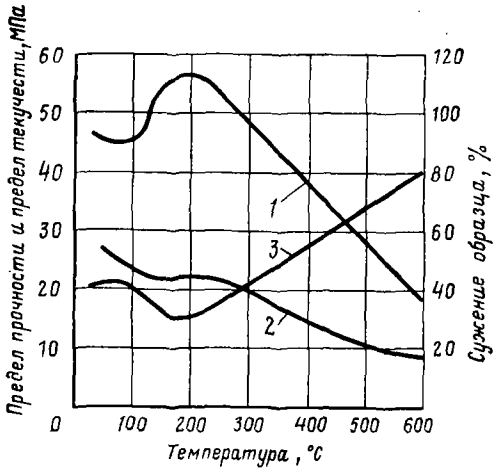


Рис. 24.1. Влияние температуры на механические свойства малоуглеродистой стали:
1 — предел прочности; *2* — предел текучести; *3* — пластичность

пределом прочности $\sigma_в$ — напряжением, соответствующее максимальной нагрузке, которую выдерживает образец металла прн его растяжении без разрушения, и *пределом текучести* $\sigma_т$ — напряжением, при котором образец деформируется без увеличения нагрузки. *Пластичность* металла характеризуется относительным удлинением и сужением при разрыве. Показателем хрупкости металла — его разрушение под действием нагрузки без заметных следов пластической деформации — является *ударная вязкость.*

Ползучесть металла. На рис. 24.1 показано влияние температуры на прочность и пластичность малоуглеродистой стали. Предел прочности достигает максимума при температуре 250 °С и при дальнейшем повышении температуры резко уменьшается. Предел текучести с повышением температуры уменьшается, особенно заметно начиная с температуры 250 °С. Показатели пластичности сначала несколько уменьшаются, а затем, начиная с температуры 250 °С, возрастают. При совместном воздействии в течение длительного времени высоких напряжений и температур более 450 °С в стали возникают явления ползучести. Ползучестью металла называют процесс накопления пластической деформации стали при длительной ее работе под нагрузкой при напряжениях ниже предела текучести. При ползучести

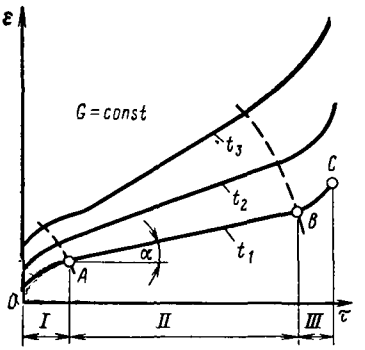


Рис. 24.2. Диаграмма ползучести стали в зависимости от температуры при постоянном напряжении:

I — период упрочнения металла; *II* — период установившейся ползучести при неизменной ее скорости; *III* — период нарастающей ползучести

происходит постепенное увеличение размера детали, что при достижении определенной остаточной пластической деформации приводит к ее разрушению при сохраняющейся неизменной нагрузке.

На рис. 24.2 показаны зависимости деформации металла ε от времени работы под нагрузкой при различных температурах металла. Процесс ползучести по времени разделяется на три периода. В начальный период времени на участке *OA* деформация протекает со значительной, но постепенно убывающей скоростью. Во втором периоде на участке *AB* деформация протекает с равномерной скоростью. В третьем периоде на участке *BC* скорость ползучести увеличивается вплоть до момента разрушения детали. По наклону прямолинейного участка *AB* определяется равномерная скорость ползучести

$$V_{\text{п}} = \varepsilon/\tau. \qquad (24.1)$$

Для деталей котла, работающих в условиях ползучести, допускается скорость ползучести $V_{\text{п}} = 10^{-5}$, т. е. 1 % за 100 000 ч работы.

Прочностной характеристикой металла, работающего в условиях ползучести, является *длительная прочность*, под которой понимается способность металла без разрушения воспринимать данную нагрузку в течение установленного периода времени.

Зависимость длительной прочности от температуры определяется выражением

$$\sigma_{\text{дл}} = B\varepsilon K/T, \qquad (24.2)$$

где B и K — опытные коэффициенты; T — температура металла, К.

Для оценки пластичности металла, работающего в условиях ползучести, может использоваться ресурс пластичности

$$\varepsilon_r = V_п \tau, \qquad (24.3)$$

где $V_п$ — скорость ползучести; τ — срок службы металла.

Для сталей наиболее благоприятным является соотношение, при котором ресурс пластичности в 2—3 раза превышает допустимую деформацию. Ресурс пластичности следует учитывать при расчетах длительности срока службы деталей, устанавливая некоторый запас по пластичности:

$$n = \varepsilon_r / \varepsilon_{доп}, \qquad (24.4)$$

где $\varepsilon_{доп}$ — допускаемая пластичность.

Допускаемую скорость ползучести можно установить по значению допускаемой пластичности и срока службы детали по формуле

$$V_{доп} = \varepsilon_{доп} / \tau. \qquad (24.5)$$

По $V_{доп}$ можно установить и допускаемое напряжение, при котором металл будет иметь эту скорость ползучести.

24.2 МЕТАЛЛ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛА

В соответствии с указанными условиями работы металла элементов котла к металлу предъявляются следующие основные требования: высокие механические характеристики — прочность, пластичность, вязкость, твердость; стабильность структуры и механических характеристик при работе с высокими нагрузками и высокой температурой в течение длительного времени; высокая сопротивляемость воздействию агрессивных сред; возможность выполнения без особого усложнения технологических операций, необходимых при изготовлении и ремонте элементов котла. Этим требованиям удовлетворяют углеродистые и легированные стали. Для изготовления котлов широко применяют углеродистую сталь. Содержание углерода в этой стали допускается не более 0,3 % в целях обеспечения достаточной пластичности и вязкости, а также во избежание ухудшения качества сварных соединений. Содержание серы и фосфора должно быть не более 0,045 % в целях предотвращения хрупкости стали и ухудшения ее технологических качеств. Углеродистая сталь может длительно и надежно работать при температурах до 500 °С. При большей температуре

в условиях газовой среды происходит резкая интенсификация окалинообразования поверхности металла.

Легирование стали имеет назначение повысить ее прочность и сопротивляемость окалинообразованию при высокой температуре. В качестве легирующих присадок применяют хром, молибден, никель, ванадий, титан, вольфрам, ниобий, марганец и бор, которые добавляются в сталь в различных комбинациях. Хром вводят в сталь для повышения ее жаростойкости, т. е. способности противостоять кислородной коррозии при высокой температуре; наличие в стали 12—14 % хрома делает ее нержавеющей. Молибден добавляют для повышения жаропрочности — повышения предела прочности и текучести стали при высоких температурах, а также для улучшения других ее свойств. Никель повышает вязкость стали, ее жаропрочность и сопротивляемость старению. Для повышения сопротивляемости ползучести к низколегированной хромомолибденовой стали добавляют ванадий и ниобий. Содержание марганца в стали в пределах 0,3—0,8 % определяется технологическими требованиями процесса ее выплавки, а содержание марганца в стали в количестве 0,9—1,5 % повышает ее прочность. Легирующие элементы в марках стали обозначают следующими буквами: Б — ниобий, В — вольфрам, Г — марганец, М — молибден, Н — никель, Р — бор, С — кремний, Т — титан, Ф — ванадий, Х — хром.

В обозначении марок легированной стали за буквами ставят цифры — содержание этих элементов в стали в процентах. Цифры перед буквенным обозначением указывают содержание углерода в стали в сотых долях процента для низколегированных сталей и в десятых долях процента для высоколегированной стали. Если в высоколегированной стали количество углерода не ограничено нижним пределом при верхнем пределе 0,09 % и выше, цифры перед буквенным обозначением не ставят.

Качество стали для элементов котла регламентировано Госгортехнадзором [9].

Барабаны котлов с толщиной до 60 мм изготовляют из углеродистой стали марок 15К и 20К. Для барабанов, работающих под давлением 4—10 МПа, применяют сталь 22К с повышенным содержанием марганца. Барабаны при давлении больше 10 МПа изготовляют из низколегированной стали марок 16ГНМ, 16ГС, 09Г2С и 10Г2С1.

Трубы для поверхностей нагрева, коллекторов и соединительных трубопроводов, в которых температура стенки

будет не выше 500 °С, изготовляют из углеродистой стали марок 10 и 20. Трубы с температурой стенки выше 500 °С изготовляют из легированной стали. Практически из углеродистой стали марок 10 и 20 изготовляют все поверхности нагрева котлов и водогрейных агрегатов на давление до 2,4 МПа. Из легированной стали изготовляют системы пароперегревателей при температуре перегрева пара более 450 °С.

Для первой ступени пароперегревателя может использоваться сталь 20. В котлах с давлением 10—14 МПа трубные системы топочных экранов и экономайзеров, а также частей пароперегревателя, у которых температура стенки не превышает 500 °С, выполняют из стали 20 повышенного качества. Для пароперегревателей, предназначенных для перегрева пара до 540 °С, с температурой стенки труб 570—580 °С рекомендуется применение легированной стали 12Х1МФ. Пароперегреватели котлов на давление 14 МПа с температурой перегрева пара 565 °С изготовляют из стали с несколько повышенным содержанием хрома и наличием бора. Для пароперегревателей, у которых температура стенки труб превышает 600 °С, рекомендуется применение аустенитных сталей.

Воздухоподогреватели и каркасы котла изготовляют из углеродистой стали 3.

Стальные литые детали, работающие под давлением и при повышенной температуре, а также крепежные изделия изготовляют из стали марок 15Л—35Л. При этом содержание серы и фосфора в металле не должно превышать 0,05 %.

Характеристики марок стали, применяемых для изготовления барабанов и трубных систем поверхностей нагрева, приведены в [5, 6].

24.3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛА

Расчет на прочность элементов котла, работающих под давлением рабочей среды, имеет целью определить необходимую толщину стенки элемента или допускаемое в нем давление в зависимости от температуры. Элементы котла, работающие под давлением рабочего тела, — барабаны, коллекторы, поверхности нагрева — выполняют в виде цилиндрических конструкций и из труб. В этих элементах имеют место внутренние напряжения — остаточные, и температурные и внешние, возникающие под действием дав-

ления рабочего тела, его массы и собственной массы элемента. Остаточные напряжения, возникающие в процессе изготовления элемента, ликвидируются перед его монтажом термической обработкой.

Температурные напряжения в стенках обогреваемых деталей вызываются перепадом температур по толщине стенки детали или по ее периметру. Предотвращение значительных перепадов температур по толщине стенки и соответственно высоких температурных напряжений достигается ограничением толщины стенки и конструктивными и режимными мероприятиями, обеспечивающими минимальные перепады температур в стенке. Исходя из указанных положений основной нагрузкой, по которой должна определяться толщина стенки элемента котла, в [5] принято давление рабочей среды. Дополнительные внешние нагрузки, осевые усилия, изгибающие и крутящие моменты, действующие на элемент, в частности нагрузки от собственной массы, регламентируются их предельными значениями и учитываются снижением общего запаса прочности. В частности, для постоянных внешних нагрузок принято снижение запаса прочности на 10 %.

В основу методов расчета элементов котла на прочность положен принцип оценки прочности по предельной нагрузке. В стенке цилиндрического сосуда или трубы, являющихся основными конструктивными формами элементов котла, находящихся под давлением рабочей среды, главными являются напряжения окружные σ_t, осевые σ_a и радиальные σ_r (рис. 24.3). По толщине стенки эти напряжения распределяются не-

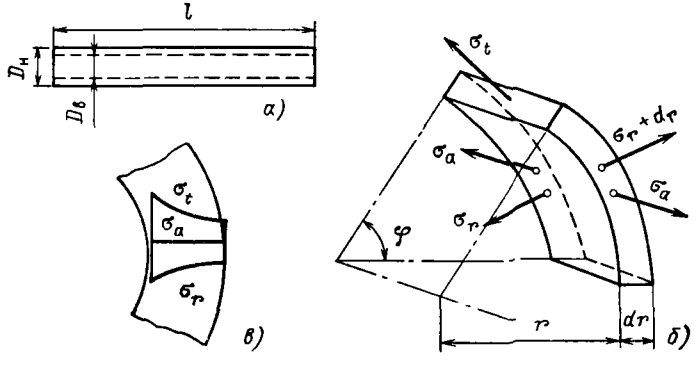


Рис. 24.3. Схема напряжений в стенке цилиндрического элемента:
а — размеры цилиндрического элемента; *б* — напряжения в элементе; вырезанном из стенки; *в* — распределение напряжений в стенке

равномерно, но для расчета обычно используют средние значения напряжений, которые можно определить из рассмотрения условий равновесия элемента стенки.

На единицу длины цилиндрического элемента с толщиной стенки s в окружном направлении действует сила $2\sigma_t s$, которая уравновешивается усилием $pD_{вн}$, где p — давление на внутреннюю поверхность, МПа; $D_{вн}$ — внутренний диаметр, м; σ_t — окружное напряжение, Па. Из условия равновесия элемента имеет место равенство

$$2\sigma_t s = pD_{вн},$$

отсюда

$$\sigma_t = pD_{вн}/(2s). \qquad (24.6)$$

Усилие в осевом направлении, создаваемое внутренним давлением, равно $p\pi D_{вн}^2/4$. Это усилие уравновешивается силой, действующей в стенке, равной $\sigma_a \pi D_{ср} s = \sigma_a \pi D_{вн} s$, где $D_{ср}$ — средний диаметр элемента. Тогда $p\pi D_{вн}^2/4 = \sigma_a \pi D_{вн} s$, отсюда

$$\sigma_a = pD_{вн}/(4s), \qquad (24.7)$$

т. е. осевые напряжения в 2 раза меньше окружных.

Среднее значение радиальных сжимаемых напряжений принимается равным полусумме напряжений на внутренней и наружной поверхностях элемента. На внутренней поверхности $\sigma_r = -p$, а на наружной $\sigma = 0$ и соответственно

$$\sigma_r = -p/2. \qquad (24.8)$$

Для определения толщины стенки цилиндрической части элемента используется третья теория прочности — наибольших касательных напряжений. Согласно этой теории прочности течение материала при сложнонапряженном состоянии начинается, когда наибольшие окружные напряжения становятся равными напряжениям при достижении текучести материала при одноосном напряженном состоянии. Наибольшие окружные напряжения равны полуразности наибольшего и наименьшего главных напряжений.

Учитывая, что σ_t в цилиндрическом элементе всегда являются наибольшими, а наименьшими — σ_a или σ_r, условие прочности можно записать в виде формулы

$$2\tau_{макс} = \sigma_{макс} - \sigma_{мин} \leqslant \sigma_{доп}, \qquad (24.9)$$

где τ — напряжения.

Подставляя в выражение (24.9) вместо $\sigma_{макс}$ значение σ_t из выражения (24.6) и вместо $\sigma_{мин}$ значение σ_r из выражения (24.8), получаем формулу для определения толщины стенки цилиндрического элемента, м,

$$s = \frac{pD_{вн}}{2\sigma_{доп} - p}. \qquad (24.10)$$

Расчетная формула для определения толщины стенки сосуда, учитывающая его ослабления отверстиями для труб и лючков, принимает вид:

если расчет ведется по внутреннему диаметру, м,

$$s = \frac{pD_{вн}}{2\varphi\sigma_{доп} - p} + C; \qquad (24.11)$$

если расчет ведется по наружному диаметру, м,

$$s = \frac{pD_{н}}{2\varphi\sigma_{доп} + p} + C, \qquad (24.12)$$

где C — прибавки на технологические допуски.

Допустимое давление, МПа, при данной толщине стенки определяется по формулам:

если номинальным является наружный диаметр,

$$p = \frac{2s_{ф}\,\varphi\sigma_{доп}}{D_{н} - s_{ф}}, \qquad (24.13)$$

если номинальным является внутренний диаметр,

$$p = \frac{2s_{ф}\,\varphi\sigma_{доп}}{D_{в} + s_{ф}}, \qquad (24.14)$$

где $s_{ф}$ — фактическая толщина стенки, мм; φ — коэффициент прочности.

За расчетное давление принимается номинальное давление пара на выходе из котла, увеличенное на потерю давления от гидравлического сопротивления в тракте, расположенном между рассчитываемым элементом и выходом пара из котла. Для элементов, содержащих жидкую среду, надо учитывать давление столба жидкости над рассчитываемым элементом. Если сумма потерь и гидростатического давления не превышает 3 % номинального давления, их можно не учитывать.

Коэффициенты прочности сосудов, ослабленных отверстиями для труб, определяются для всех направлений по формулам:

для продольного направления

$$\varphi = (t - d)/t; \qquad (24.15)$$

для поперечного направления

$$\varphi_1 = (t_1 - d)/t_1; \qquad (24.16)$$

для косого направления, приведенного к продольному,

$$\varphi_{пр} = \frac{1 - \frac{d}{a}\sqrt{1 + n^2}}{\sqrt{1 - 0{,}75\left(\frac{n^2}{1 + n^2}\right)}}, \qquad (24.17)$$

здесь d — диаметр отверстия, м; t — расстояние между центрами отверстий в продольном направлении, м; t_1 — расстояние между центрами отверстий в поперечном направлении, м; $n = t'/t$.

В расчет вводится наименьшая из величин φ, $\varphi_{пр}$ или $2\varphi_1$.

Коэффициент прочности стыковых сварных соединений для углеродистой, низколегированной марганцовистой, хромомолибденовой и аустенитной сталей принимается $\varphi = 1$, а для хромомолибденовой и высокохромистой сталей $\varphi = 0{,}85$.

Значение прибавки C к расчетной толщине трубы определяется по формуле

$$C = A(s - C), \qquad (24.18)$$

где значение коэффициента A принимается в зависимости от минусового допуска по толщине стенки трубы и радиуса изгиба и составляет 0,1—0,2. Во всех случаях значение прибавки C должно быть не менее 0,5 мм.

Определенная по формулам (24.11) и (24.12) толщина стенки округляется до ближайшего размера по сортаменту труб.

Допускаемое напряжение определяется по формуле

$$\sigma_{доп} = \eta\sigma^*_{доп}, \qquad (24.19)$$

где $\sigma^*_{доп}$ — номинальное допускаемое напряжение при рабочей температуре металла, Па; η — коэффициент, учитывающий конструктивные и эксплуатационные особенности рассчитываемого элемента.

Номинальные допускаемые напряжения $\sigma^*_{доп}$ для углеродистой и легированной сталей наиболее распространенных марок в зависимости от температуры стенки приведены в [5]. Принятые значения $\sigma^*_{доп}$ получены на основе соответствующих запасов прочности к пределу текучести $\sigma^t_т$, к временному сопротивлению $\sigma^t_в$ и к условному пределу длительной прочности (разрушение через 10^5 ч). Принятый за-

пас прочности по пределу текучести и длительной прочности составляет 1,5 и по временному сопротивлению 2,6.

Расчетная температура стенки, по которой определяется значение номинального допускаемого напряжения, принимается в зависимости от рода и температуры среды, условий обогрева элемента газами и охлаждения рабочей среды. Рекомендации по ее выбору указаны в [5].

При всех случаях расчетная температура стенки не должна приниматься ниже 250 °С. При расчете барабана и коллекторов котла, когда расстояние между опорами барабана более 8 и коллекторов более 6 м, следует проверить напряжения, возникающие при их изгибе

Глава двадцать пятая

АБРАЗИВНЫЙ ИЗНОС, КОРРОЗИЯ, ЗАГРЯЗНЕНИЕ И ОЧИСТКА ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

25.1. АБРАЗИВНЫЙ ИЗНОС

Продукты сгорания твердого топлива выносят из топки значительное количество частиц золы и несгоревшего топлива. Считают, что в мире к 1990 г. при сжигании твердого и жидкого топлива, учитывая современные способы очистки продуктов сгорания, в атмосферу будет выбрасываться до 40 млн. т/год уноса и до 170 млн. м^3/год SO_2.

Средняя концентрация частиц уноса в потоке газов, г/м^3, определяется по формуле

$$\mu = \frac{A^р a_{ун}}{(100 - Г_{ун}) V_г} \frac{273}{\vartheta + 273}, \qquad (25.1)$$

где $A^р$ — содержание золы в рабочей массе топлива, %; $a_{ун}$ — доля золы в продуктах сгорания; $Г_{ун}$ — содержание горючих в уносе, %; $V_г$ — объем продуктов сгорания, м^3/кг; ϑ — температура продуктов сгорания на входе в конвективную поверхность нагрева, °С.

Например, при сжигании АШ в топках с сухим шлакоудалением $\mu = 0{,}14$ г/м^3.

Находящиеся в потоке газов частицы уноса встречают на своем пути трубы поверхностей нагрева. Крупные (инерционные) частицы (размером более 20 мкм) под действием кинетической энергии, возникающей при их движении вместе с газами с относительно высокой скоростью, пробивают

пограничный слой, ударяются о трубы и вызывают их истирание — абразивный износ наружной поверхности.

Золовой износ за промежуток времени τ определяется по формуле

$$I = a\mu w^3 z\tau m, \qquad (25.2)$$

где I — износ, мм или г/м^2, за время τ; $a = (2 \div 9{,}5) \cdot 10^{-9}$ — коэффициент, характеризующий абразивные свойства частиц, мм·с^3/(г·ч); μ — концентрация уноса в потоке газа, г/м^3; w — средняя скорость потока газов, м/с; z — коэффициент, учитывающий вероятность ударов частиц о поверхность; m — коэффициент, учитывающий сопротивляемость металла износу; $m = 1$ для углеродистых труб и $m = 7$ для хромомолибденовых труб.

При длительном истирании толщина стенки труб уменьшается, снижается ее прочность, что может привести к разрыву труб, работающих под давлением. Наибольший местный абразивный износ в шахматном пучке труб поверхности нагрева, мм, характеризуется выражением

$$\delta_{\text{макс}} = amz\beta_{\text{н}}\mu\kappa\,(\beta_w w)^3\,\tau, \qquad (25.3)$$

где $\beta_{\text{н}}$ — коэффициент неравномерности концентрации золы в газоходе, обычно $\beta_{\text{н}} = 1{,}2 \div 1{,}25$; w — средняя скорость потока газов, м/с, в наиболее узком месте; β_w — коэффициент неравномерности поля скоростей в газоходе, $\beta_w = 1{,}2 \div 1{,}4$; τ — длительность работы поверхности нагрева, ч; κ — средняя концентрация частиц в потоке газов.

Из формул (25.2) и (25.3) видно, что износ в основном определяется скоростью потока газов и местной концентрацией крупных частиц в потоке. Наибольшую скорость поток газов имеет в каналах около труб, расположенных у стенок газоходов. Характер распределения концентрации частиц зависит от аэродинамических условий движения потока. Наибольшая концентрация крупных частиц имеет место у задней стенки газохода в местах поворота газов, и поэтому износу наиболее подвержены змеевики экономайзера, расположенные в верхней части конвективной шахты непосредственно за поворотной газовой камерой.

Неравномерность скорости потока газов и концентрации в нем крупных частиц уноса (рис. 25.1) вызывает и неравномерный износ поверхностей нагрева. При поперечном обтекании поверхности нагрева большему износу подвержены шахматные пучки труб, расположенные в зоне наибольшей концентрации крупных частиц уноса. Наибольшему

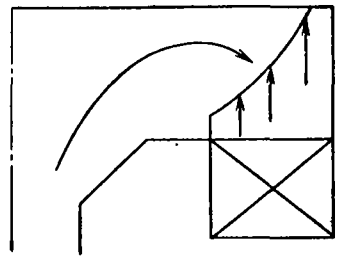


Рис. 25.1. Распределение скоростей продуктов сгорания по ширине газохода и крупных фракций уноса в месте поворота потока газов

износу подвержены участки труб при угле атаки потока 30—50°.

При продольном обтекании абразивный износ возникает на входных участках труб вследствие увеличения в этих местах скорости потока, а также прямого удара частиц уноса о поверхность. Предельно допустимая по условиям абразивного износа скорость газов на входе в первый пакет конвективной шахты (между трубами), м/с, определяется по формуле

$$w_г = \frac{2{,}85\kappa_D}{\beta_н \beta_w R_{90}^{0,2}} \left(\frac{I_{макс}}{a m \tau \mu}\right)^{0,3} \left(\frac{s_1}{s_1 - d}\right)^{0,6}, \qquad (25.4)$$

где β_w, $\beta_н$ — коэффициенты неравномерности полей скоростей газов и концентрации золы (при П-образной компоновке $\beta_w = 1{,}25$; $\beta_н = 1{,}2$; при повороте газов на 180° $\beta_w = 1{,}6$, $\beta_н = 1{,}6$); τ — срок службы труб, ч; $I_{макс}$ — максимально допустимый износ стенки трубы, мм; $\kappa_D = w_г^{ном}/w_г^{ср}$ — коэффициент, равный 1,15 для котлов с $D > 120$ т/ч и 1,3—1,4 для котлов с $D = 50 \div 75$ т/ч; R_{90} — остаток золы на сите 90 мкм, %.

Существенное влияние на износ оказывают абразивные свойства золы и несгоревших частиц топлива. Легкоплавкие зольные частицы оплавляются и меньше истирают трубы. Частицы тугоплавкой золы, а также несгоревшего топлива имеют шероховатую поверхность с острыми кромками, что повышает их абразивные свойства. При жидком шлакоудалении частицы золы оплавлены и имеют меньшие размеры, поэтому износ поверхностей нагрева уменьшается.

Уменьшение износа может быть достигнуто за счет снижения скорости газового потока, а также уменьшения концентрации в нем уноса, в частности, путем применения топок с жидким шлакоудалением. Допустимая скорость продуктов сгорания может быть определена исходя из желае-

мого срока службы труб и допустимой остаточной толщины стенки по условиям ее прочности. Допустимый износ трубы примерно 0,2 мм/год. Скорость газов w, определяемая условиями истирания абразивной золой, при пылеугольном сжигании АШ и $s/d=2{,}5$ составляет 11,5 м/с.

С целью защиты рабочих поверхностей нагрева в местах наиболее интенсивного износа на трубах устанавливают уголки и накладки на гибах змеевиков и приваривают прутки на прямых участках труб. В трубчатых воздухоподогревателях во входных участках, где имеет место наибольший износ, устанавливают вставки длиной 150—200 мм.

25.2. КОРРОЗИЯ МЕТАЛЛА ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛА

В результате физико-химических процессов, возникающих при взаимодействии металла с омывающей его средой, может возникать процесс разрушения металла, который называют *коррозией*. Если коррозионный процесс сопровождается протеканием электрического тока, его называют *электрохимической коррозией*. Сущность электрохимической коррозии состоит в том, что при соприкосновении металла с электролитами создаются условия для возникновения на поверхности обратимых и необратимых электродов, разность потенциалов которых и обусловливает наличие коррозионного тока. Если процесс коррозии подчиняется законам химических гетерогенных реакций и при этом не возникает электрический ток, его называют *химической коррозией*. Для условий работы металла поверхностей нагрева при относительно высокой их температуре характерна электрохимическая коррозия.

25.3. ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНАЯ КОРРОЗИЯ НАРУЖНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

В результате воздействия продуктов сгорания высокой температуры на поверхности металла образуется оксидная пленка. При высокой температуре металла процесс образования окалины усиливается. Наиболее интенсивная высокотемпературная коррозия имеет место при наличии сернистых соединений в продуктах сгорания. В области высоких температур газов при соприкосновении газов с горячими поверхностями нагрева имеет место образование SO_3 из SO_2 при наличии локальных избытков кислорода. В частности, нагретый до высокой температуры металл пароперегревателя служит катализатором окисления SO_2 в SO_3,

при этом наибольшую каталитическую активность имеет пленка окалины Fe_2O_3. Каталитическое воздействие на образование SO_3 оказывает также слой золы при температуре примерно 600 °С. При наличии оксидов серы в газах происходит соединение их со щелочными компонентами золы и образование сульфитов, которые разрушающе действуют на защитную пленку окалины.

Трубки выходных ступеней пароперегревателей наиболее подвержены газовой коррозии. Повреждение трубок пароперегревателей, по-видимому, вызывается окислением SO_2 в SO_3 и образованием при этом сульфидных оксидов железа на поверхности труб, разрушающе действующих на защитную пленку окалины.

Наличие в золе топлива оксида ванадия V_2O_5 также усиливает газовую высокотемпературную коррозию вследствие растворяющего ее действия на защитные пленки окалины. В частности, в минеральных примесях мазута оксид ванадия достигает 70 % в пересчете на V_2O_5. Обычно ванадиевая высокотемпературная коррозия наблюдается на трубках пароперегревателя котлов высокого и сверхвысокого давления и на поверхности стальных неохлаждаемых деталей, находящихся в области высоких температур газов. Опасность ванадиевой коррозии может быть снижена путем увеличения скорости газового потока и мероприятиями по уменьшению отложения золы, защитой трубок, например, графитовыми покрытиями.

25.4. НИЗКОТЕМПЕРАТУРНАЯ КОРРОЗИЯ НАРУЖНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Низкотемпературная коррозия возникает при конденсации на поверхности нагрева водяных паров и образовании жидкой пленки, являющейся электролитом. Конденсация водяных паров возникает при температуре поверхности нагрева ниже точки росы, которая определяется парциальным давлением водяных паров в продуктах сгорания, увеличивающимся с повышением влажности топлива и содержания в нем водорода. Например, точка росы в продуктах сгорания АШ равна 27—28 °С, бурых углей 45—55 °С, мазута 44—45 °С и природного газа 54—55 °С. Наличие в продуктах сгорания SO_2 и SO_3 повышает температуру точки росы до 100—110 °С.

На рис. 25.2 показаны зависимости температуры точки росы от наличия SO_3 и H_2SO_4 в продуктах сгорания.

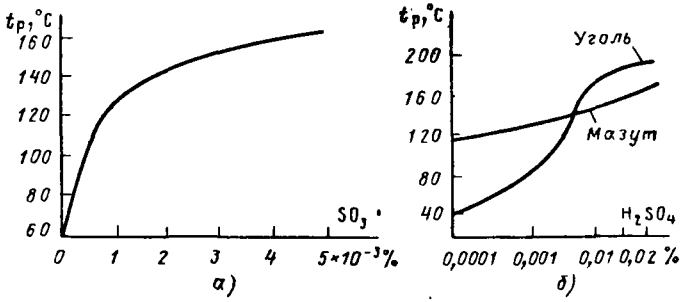


Рис. 25.2. Зависимость температуры точки росы $t_р$ от содержания SO_3 (*а*) и H_2SO_4 (*б*) в продуктах сгорания

Для особо сернистых топлив температура точки росы повышается до 150 °С. При наличии водяных паров и сернистых соединений в продуктах сгорания образуется парообразная система $H_2O—H_2SO_4$. Температура образования жидкой серной кислоты в продуктах сгорания определяется содержанием серы в топливе и при сжигании топлива с $S^п=0{,}012$ % кг/МДж равна 65 °С, а при $S^п=0{,}1 \div 0{,}2$ % кг/МДж она составит 125—140 °С.

Конденсация чистых водяных паров при температуре поверхности ниже точки росы при отсутствии содержания в газах сернистых соединений может вызывать кислородную коррозию в воздухоподогревателе, расположенном в области низких температур, и в результате привести к сквозному разъеданию труб и перетеканию воздуха в газовую среду. Наличие в газах сернистых соединений и конденсация на поверхностях нагрева жидкой пленки, содержащей H_2SO_4, активизируют коррозию.

На рис. 25.3 показаны зависимости скорости коррозии от температуры поверхности и от концентрации H_2SO_4. Наибольшая скорость коррозии $K_{макс}$ имеет место при температуре стенки, близкой к температуре точки росы $t_р$. При $t_{ст} > t_р$ скорость коррозии уменьшается, а при дальнейшем повышении температуры — снова возрастает.

Как видно из рис. 25.3, *а*, имеется область температур стенки, при которой скорость коррозии незначительна и поверхность нагрева может работать длительное время. При работе на твердом сернистом топливе в зоне температур 70—110 °С скорость коррозии не превышает 0,2 мм/год. При сжигании сернистого мазута скорость коррозии существенно выше, чем при сжигании твердого топлива, при этом характеристика $K=f(t_{ст})$ не имеет безопасной зоны.

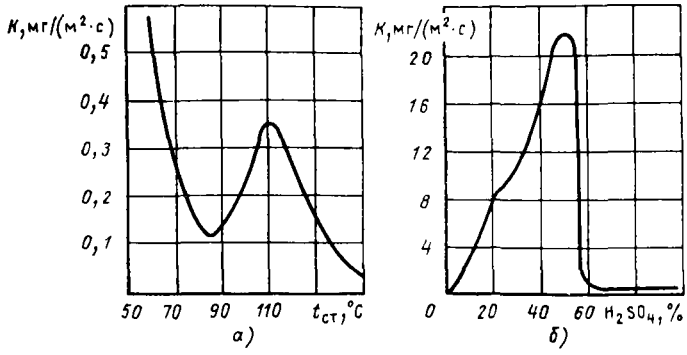


Рис. 25.3. Скорость коррозии углеродистой стали в зависимости от температуры стенки при сжигании мазута (*а*) и от концентрации H_2SO_4 в пленке росы (*б*)

Наиболее активно низкотемпературная коррозия проявляется в воздухоподогревателях, в которых имеют место наиболее низкие температуры греющего и нагреваемого теплоносителей. Температура стенки трубы воздухоподогревателя, °С, исходя из баланса теплоты внутренней и внешней ее поверхности, определяется по формуле

$$t_{ст} = t_в + \frac{t_г - t_в}{1 + \alpha_в/\alpha_г}, \qquad (25.5)$$

где $t_г$ и $t_в$ — температуры продуктов сгорания на выходе из воздухоподогревателя и воздуха на входе в него, °С; $\alpha_в$ и $\alpha_г$ — коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха и газа, Вт/(м²·К).

Из выражения (25.5) следует, что $t_{ст}$ может быть получена выше температуры точки росы за счет увеличения температуры воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, и уменьшения $\alpha_в$. Уменьшение $\alpha_в$, которое возможно за счет снижения скорости воздуха, связано с увеличением необходимой площади поверхности нагрева, а при загрязнении внутренней поверхности труб уносом не повышает $t_{ст}$ и поэтому нецелесообразно. Широко применяемым методом предотвращения коррозии воздухоподогревателя является повышение температуры поступающего в него воздуха обычно путем рециркуляции горячего воздуха в воздухоподогревателе или предварительного подогрева воздуха в паровых подогревателях.

На рис. 25.4 показаны схемы повышения температуры поступающего в воздухоподогреватель воздуха путем ре-

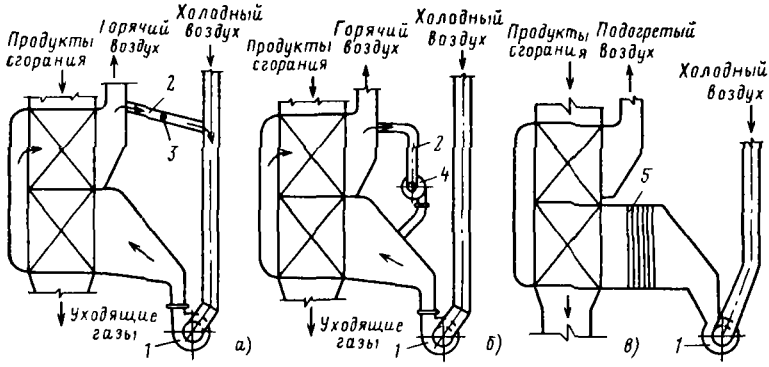


Рис. 25.4. Схемы повышения температуры воздуха, поступающего в воздухоподогреватель:

а, *б* — с применением рециркуляции воздуха; *в* — с паровым калорифером; *а* — регулирование шибером на отводе горячего воздуха; *б* — подачей горячего воздуха на вход воздухоподогревателя специальным вентилятором; *1* — дутьевой вентилятор; *2* — короб рециркуляции; *3* — шибер; *4* — вентилятор подачи горячего воздуха; *5* — паровой калорифер

циркуляции горячего воздуха. Рециркуляция воздуха снижает температурный напор в воздухоподогревателе, повышает температуру уходящих газов и расход электроэнергии на дутье. При применении отдельного вентилятора для рециркуляции воздуха загрузка вентилятора остается неизменной и расход электроэнергии на рециркуляцию воздуха несколько уменьшается.

На рис. 25.4, *в* показана схема подогрева воздуха, поступающего в воздухоподогреватель в паровом подогревателе. Подогреватель устанавливается между напорной стороной дутьевого вентилятора и входной ступенью воздухоподогревателя. Он представляет собой трубчатый теплообменник, внутри труб которого проходит отработавший пар турбины при температуре около 120 °С. Снаружи трубы омываются потоком воздуха. В этом случае расход электроэнергии на дутье меньше, чем при применении рециркуляции, а использование отработавшего пара на подогрев воздуха несколько повышает регенерацию и за счет этого экономичность электростанции. Паровой подогрев воздуха при пропуске постоянного количества пара через подогреватель обеспечивает более высокий подогрев воздуха при пусках и остановках котла, что уменьшает коррозию воздухоподогревателя и при этих режимах. В некоторых установках подогрев воздуха в паровых калориферах осуще-

ствляют за счет пара низкого давления, получаемого в газовых испарителях, установленных за котлом.

Для исключения низкотемпературной коррозии в первом ходе воздухоподогревателя возможно применение в нем эмалированных трубок или изготовление их из некорродирующих материалов. В котлах, работающих на сернистых мазутах, присадка доломита к мазуту, применяемая для предотвращения высокотемпературной коррозии, также снижает и низкотемпературную коррозию в экономайзерах и воздухоподогревателях.

25.5. КОРРОЗИЯ МЕТАЛЛА ВНУТРЕННИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

При электрохимической коррозии в водной среде одновременно происходят окисление металла с переходом его ионов в раствор и накоплением эквивалентного количества электронов в металле и ассимиляция избыточных электронов частицами, находящимися в растворе электролита. Баланс этих реакций и дает токообразующую реакцию, являющуюся причиной коррозионного процесса, в результате которого может возникать твердая фаза продуктов коррозии. Например:

$$2Fe - 4\bar{e} \rightarrow 2Fe^{2+};$$

$$O_2 + 4\bar{e} + 2H_2O \rightarrow 4OH^-;$$

$$2Fe + O_2 + 2H_2O \rightarrow 2Fe^{2+} + 4OH^- \rightarrow 2Fe(OH)_{2тв}.$$

Молекулы воды в указанных уравнениях опущены.

При повышенных температурах металлической стенки определяющее значение имеет химическая коррозия, при которой происходят диффузионные процессы в металлической стенке, в результате чего на ее поверхности образуется защитная пленка.

Химическая коррозия возникает при взаимодействии с металлом агрессивных газов O_2 и CO_2, а также пара при высоких температурах стенкн. Соответственно различают кислородную и пароводяную коррозии.

Реакция окисления металла кислородом протекает по схеме

$$m\text{Me} + \frac{mn}{4} O_2 \rightleftarrows \text{Me}_m O_{mn/2},$$

где m — число взаимодействующих атомов; n — валентность металла; Me — атомы металла.

Состояние равновесия реакции будет иметь место при условии равенства парциального давления кислорода p_0

в газовой фазе и упругости диссоциации оксида $p_д Me_m O_{mn}/2$. Когда $p_{O_2} > p_д Me_m O_{mn}/2$, реакция будет протекать в сторону образования оксида.

При температуре металла например выше 250 °С на его поверхности образуется оксидная пленка в виде плотного слоя, состоящего в основном из Fe_3O_4, препятствующая дальнейшему развитию коррозии. Образованию плотной пленки Fe_3O_4 способствует повышенное значение pH воды. Наличие растворенной в воде CO_2 увеличивает коррозию, поскольку повышается кислотность среды, понижается pH и уменьшается прочность защитной пленки из продуктов коррозии. Для кислородной коррозии характерно появление местных изъязвлений, в том числе в местах соединения отдельных деталей.

Взаимодействие водяного пара с металлом происходит при температурах выше 500 °С путем диффузии. Это взаимодействие является окислительно-восстановительным процессом, при котором происходят следующие реакции:

$$3/4Fe + H_2O \rightleftarrows 1/4Fe_3O_4 + H_2;$$

$$Fe + H_2O \rightleftarrows FeO + H_2.$$

Образующаяся в результате процесса пароводяной коррозии пленка защитных оксидов при температуре ниже 570 °С преимущественно состоит из Fe_3O_4.

В испарительных поверхностях нагрева в результате взаимодействия металла с едким натрием Na(OH) при высокой его концентрации в воде (более 3 %) возникает щелочная коррозия. Разновидностью щелочной коррозии является межкристаллическая коррозия — каустическая хрупкость металла, которая возникает в вальцовочных соединениях под влиянием высоких механических напряжений при наличии высокой щелочности воды. Предотвращение щелочной коррозии достигается уменьшением агрессивных свойств воды путем поддержания в ней в определенном соотношении концентраций гидратной щелочи и других ионов.

25.6. ЗАГРЯЗНЕНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

В процессе работы котла возникает загрязнение внешних поверхностей нагрева. При условии $T_г/T_{пл} < 1$ основная часть уноса за топкой находится в твердом состоянии ($T_г$ — температура газов, $T_{пл}$ — температура плавления золы). На экранах и ширмах топки, работающей на пылевидном твердом топливе, возможны отложения шлака. Эти от-

ложения образуются при температуре газов на выходе из топки более высокой, чем температура размягчения золы, а также в высокотемпературных зонах топки при неудовлетворительной аэродинамической организации топочного процесса в тех случаях, когда расплавленные частицы золы, не успевшие охладиться и затвердеть, набрасываются потоком газов на стенки топок и трубы экранов. Обычно шлакование начинается в промежутках между экранными трубами, а также в застойных зонах и участках топки. Если температура топочной среды в зоне образования шлаковых отложений ниже температуры начала деформации золы t_1, то наружный слой шлака состоит из отвердевших частиц. При повышении температуры наружный слой шлака может оплавляться, что способствует налипанию новых частиц и прогрессирующему шлакованию. При температуре окружающей среды выше точки начала жидкоплавкого состояния t_3 наружный слой шлака будет оплавляться и дальнейшего его нарастания не будет, так как шлак будет стекать со стенок топки. В таком режиме работают ошипованные экраны топок с жидким шлакоудалением.

Шлакование уменьшает тепловосприятие поверхностей нагрева, расположенных в топке, и повышает температуру продуктов сгорания на выходе из топки, что может привести к нарушению нормального гидродинамического режима работы экранов и ширм. В области пароперегревателя, если температура газов ниже t_1, имеют место уплотненные отложения твердых частиц золы. Прочные отложения образуются при наличии в золе топлива свободной извести CaO, которая, соединяясь с SO_2, образует сульфат кальция, связывающий между собой и поверхностью труб частицы золы.

В экономайзере образуются рыхлые сыпучие отложения мелких фракций золы, причем рост загрязняющего слоя сопровождается разрушением его более крупными частицами, в результате чего устанавливается динамическое равновесие и состояние загрязняющего слоя приобретает постоянный характер.

В зоне низких температур могут образовываться липкие связанные отложения. Переход от сыпучих к вязким отложениям в области низких температур, где может иметь место конденсация влаги, по-видимому, связан с тем, что в результате смачивания золы появляющейся серной кислотой образуется гипс — вещество с вяжущими свойствами.

Отложения золы на конвективных поверхностях нагре-

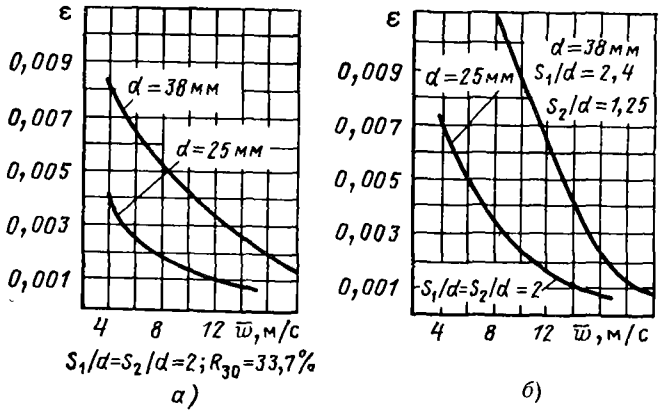


Рис. 25.5. Зависимость коэффициента загрязнения поверхности нагрева от скорости газов:
а — шахматный пучок труб; б — коридорный пучок труб

ва образуются в основном на кормовых поверхностях труб, а при малых скоростях потока — и на лобовых их поверхностях. Более крупные частицы золы оседают на лобовых поверхностях, более мелкие, огибая трубы и попадая в вихревую зону, оседают на кормовых поверхностях.

Количество отложений на конвективных поверхностях нагрева зависит от скорости потока продуктов сгорания, геометрических характеристик поверхности нагрева и физических свойств золы. Число соприкосновений с трубами мелких частиц увеличивается прямо пропорционально скорости потока, а разрушающие действия крупных частиц растут пропорционально кубу этой скорости. В итоге с увеличением скорости потока динамическое равновесие между процессами оседания золы и разрушения осевшего ее слоя наступает при меньших его размерах.

На рис. 25.5 показана зависимость коэффициента загрязнения от скорости потока. Существенно влияют на загрязнение труб их диаметр, шаг между трубами, а также порядок их расположения — коридорный или шахматный. Уменьшение диаметра труб и продольного шага в трубных шахматных пучках значительно уменьшает их загрязнение. В коридорных пучках труб загрязнение больше, чем в шахматных.

Уменьшение размера частиц золы повышает загрязнение конвективных поверхностей нагрева. Однако частицы с размером менее 20 мкм практически не оседают на тру-

бах. Крупные частицы золы оказывают разрушающее влияние на слой отложений золы.

Зольность топлива не влияет на толщину загрязнений; по достижении ими определенных пределов зола больше не осаждается на загрязненных трубах. Толщина липких загрязнений в области низких температур зависит от $A^р$ и характеристик золы и прогрессирует во времени. Вследствие загрязнения конвективных поверхностей нагрева ухудшаются условия теплопередачи и возрастают их аэродинамические сопротивления. В результате повышается температура уходящих газов, увеличиваются потери q_2 и расход электроэнергии на тягу. Для нормальной и надежной работы котлов необходимо поверхности нагрева поддерживать чистыми.

25.7. ОЧИСТКА НАРУЖНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ОТ ЗАГРЯЗНЕНИЙ

В процессе эксплуатации котла для очистки экранных поверхностей нагрева применяют паровую и пароводяную их обдувку, а также вибрационную очистку. Для конвективных поверхностей нагрева используют паровую и пароводяную обдувку, вибрационную, дробевую и акустическую очистку или самообдувку. Наибольшее распространение имеют паровая обдувка и дробевая очистка. Для ширм и вертикальных пароперегревателей наиболее эффективной является вибрационная очистка. Радикальным является применение самообдувающихся поверхностей нагрева с малым диаметром и шагом труб, при которых поверхности нагрева непрерывно поддерживаются чистыми. Эффективность очистки поверхностей нагрева с помощью указанных устройств определяется коэффициентом изменения аэродинамического сопротивления газового тракта котла $\varepsilon = \Delta p_к/\Delta\tau$ и изменения его тепловой мощности $\varphi = \Delta Q/\Delta\tau$, где $\Delta p_к$ — увеличение сопротивления газового тракта котла, Па; ΔQ — уменьшение тепловой мощности котла, кВт; $\Delta\tau$ — период между очистками, ч. Увеличение коэффициентов ε и φ указывает на необходимость уменьшения периода времени между очистками.

Паровая обдувка. Очистка поверхностей нагрева от загрязнения может производиться за счет динамического воздействия струй воды, пара, пароводяной смеси или воздуха. Действенность струй определяется их дальнобойностью. Зависимость относительной скорости струи при данном дав-

лении от относительного ее расстояния применительно к воздуху, пару, пароводяной смеси выражается формулой

$$\frac{w_1}{w_2} = f\left(\frac{l}{d_2}\right), \qquad (25.6)$$

где w_1 и w_2 — скорости на расстоянии l от сопла и на выходе из него; d_2 — выходной диаметр сопла.

Наибольшей дальнобойностью и термическим эффектом, способствующим растрескиванию шлака, обладает струя воды. Однако обдувка водой может вызвать переохлаждение труб экранов и повреждение их металла.

Воздушная струя имеет резкое снижение скорости, создает небольшой динамический напор и эффективна только при давлении не менее 4 МПа. Применение воздушной обдувки затруднено необходимостью установки компрессоров высокой производительности и давления.

Наиболее распространена обдувка с применением насыщенного и перегретого пара. Струя пара имеет небольшую дальнобойность, но при давлении более 3 МПа ее действие достаточно эффективно. Давление у обдуваемой поверхности, Па, определяется по формуле

$$p = w_l^2/2v_l, \qquad (25.7)$$

где w_l, v_l — осевая скорость и удельный объем обдувочной среды на расстоянии l от сопла. При давлении пара 4 МПа перед обдувочным аппаратом давление струи на расстоянии примерно 3 м от сопла составляет более 2000 Па.

Для удаления отложений с поверхности нагрева давление струи должно составлять примерно 200—250 Па для рыхлых золовых отложений; 400—500 Па для уплотненных золовых отложений; 2000 Па для оплавленных шлаковых отложений. Расход обдувочного агента для перегретого и насыщенного пара, кг/с,

$$G = c\,\mu d_к^2 \sqrt{p_1/v_1},$$

где $c=519$ для перегретого пара, $c=493$ для насыщенного пара; $\mu=0{,}95$; $d_к$ — диаметр сопла в критическом сечении, м; p_1 — начальное давление, МПа; v' — начальный удельный объем пара, м^3/кг.

Аппарат для паровой обдувки топочных экранов показан на рис. 25.6. В качестве обдувающего агента в этом устройстве и аппаратах аналогичной конструкции можно использовать пар при давлении до 4 МПа и температуре до 400 °С. Аппарат состоит из обдувочной трубы для подвода

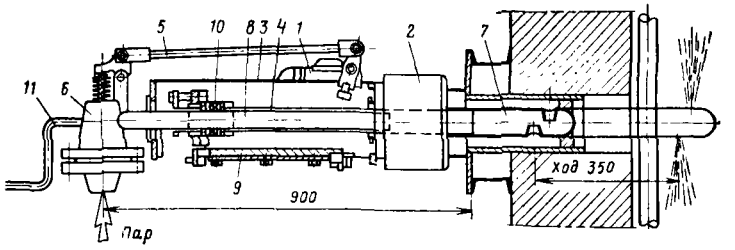


Рис. 25.6. Аппарат для паровой обдувки экранов:

1 — электродвигатель; *2* — редуктор; *3* — корпус; *4* — шпиндель; *5* — рычажный механизм; *6* — клапан; *7* — сопловая головка с двумя соплами; *8* — центральная неподвижная труба; *9* — направляющая; *10* — сальник; *11* — рукоятка

пара и механизма привода. Вначале обдувочной трубе сообщается поступательное движение. Когда сопловая головка вдвигается в топку, труба начинает вращаться. В это время открывается автоматически паровой клапан и пар поступает к двум диаметрально расположенным соплам. После окончания обдувки электродвигатель переключается на обратный ход и сопловая головка возвращается в исходное положение, что предохраняет ее от чрезмерного нагрева. Зона действия обдувочного аппарата до 2,5, а глубина захода в топку до 8 м. На стенках топки обдувочные аппараты размещаются так, чтобы зона их действия охватывала всю поверхность экранов.

Обдувочные аппараты для конвективных поверхностей нагрева имеют многосопловую трубу, не выдвигаются из газохода и только вращаются. Число сопл, расположенных с двух сторон обдувочной трубы, соответствует числу труб в ряду обдуваемой поверхности нагрева.

Для регенеративных воздухоподогревателей применяются обдувочные аппараты с качающейся трубой. Пар или вода подводится к обдувочной трубе, и вытекающая из сопла струя очищает пластины воздухоподогревателя. Обдувочная труба поворачивается на определенный угол так, что струя попадает во все ячейки вращающегося ротора воздухоподогревателя. Для очистки регенеративного воздухоподогревателя котлов, работающих на твердом топливе, в качестве обдувочного агента применяется пар, а котлов, работающих на мазуте, — щелочная вода. Вода хорошо промывает и нейтрализует сернокислотные соединения, имеющиеся в отложениях.

Пароводяная обдувка. Рабочим агентом обдувочного аппарата служит вода котла или питательная вода. Аппа-

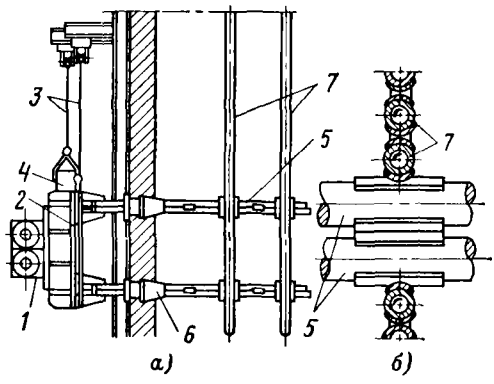


Рис. 25.7. Вибрационное устройство для очистки вертикальных труб: *а* — вид сбоку; *б* — сопряжение виброштанги с обогреваемыми трубами — вид сверху; *1* — вибратор; *2* — плита; *3* — трос; *4* — противовес; *5* — виброштанга; *6* — уплотнение прохода штанги через обмуровку; *7* — труба

рат представляет собой сопла, установленные между трубами экранов. Вода в сопла подается под давлением, и в результате падения давления при прохождении через сопла из нее образуется пароводяная струя, направленная на противоположно расположенные участки экранов, фестонов, ширм. Большая плотность пароводяной смеси и наличие недоиспарившейся в струе воды оказывают эффективное разрушающее действие на отложения шлака, который удаляется в нижнюю часть топки.

Вибрационная очистка. Вибрационная очистка основана на том, что при колебании труб с большой частотой нарушается сцепление отложений с металлом поверхности нагрева. Наиболее эффективна вибрационная очистка свободно подвешенных вертикальных труб — ширм и пароперегревателей. Для вибрационной очистки преимущественно применяют электромагнитные вибраторы (рис. 25.7). Трубы пароперегревателей и ширм прикрепляют к тяге, которая выходит за пределы обмуровки и соединяется с вибратором. Тяга охлаждается водой, и место ее прохода через обмуровку уплотнено. Электромагнитный вибратор состоит из корпуса с якорем и каркаса с сердечником, закрепленных пружинами. Вибрация очищаемых труб осуществляется за счет ударов по тяге с частотой 3000 ударов в минуту, амплитуда колебаний 0,3—0,4 мм.

Дробеочистка. Дробеочистка применяется для очистки конвективных поверхностей нагрева при наличии на них

уплотненных и связанных отложений. Очистка происходит в результате использования кинетической энергии падающих на очищаемые поверхности чугунных дробинок диаметром 3—5 мм. Схема устройства для дробеочистки показана на рис. 25.8. В верхней части конвективной шахты котла помещаются разбрасыватели, которые равномерно распределяют дробь по сечению газохода. При падении дробь сбивает осевшую на трубах золу, а затем вместе с ней собирается в бункерах, расположенных под шахтой. Из бункеров дробь вместе с золой попадает в сборный бункер, из которого питатель подает их в трубопровод, где масса золы с дробью подхватывается воздухом и выносится в дробеуловитель, из которого дробь по рукавам вновь подается в разбрасыватели, а воздух вместе с частицами золы направляется в циклон, где происходит их разделение. Из циклона воздух сбрасывается в газоход перед дымососом, а зола, осевшая в циклоне, удаляется в систему золоудаления котельной установки.

Транспорт дроби осуществляется по всасывающей (рис. 25.8, *а*) или нагнетательной (рис. 25.8, *б*) схеме. При всасывающей схеме разрежение в системе создается паровым эжектором или вакуум-насосом. При нагнетательной схеме транспортирующий воздух подается в инжектор от компрессора. Для транспорта дроби необходима скорость воздуха 40—50 м/с.

Расход дроби через систему, кг/с, определяется по формуле

$$G_{\text{др}} = g_{\text{др}} F_{\text{г}}/(n\tau), \qquad (25.8)$$

где $g_{\text{др}} \approx 100 \div 200$ кг/м^2 — удельный расход дроби на 1 м^2 сечения газохода; $F_{\text{г}}$ — площадь сечения газохода шахты в плане, м^2; n — количество пневмолиний; принимается, что одна пневмолиния обслуживает два разбрасывателя, каждый из которых обслуживает сечение по газоходу, равное 2,5×2,5 м; τ — продолжительность периода очистки, с. Обычно $\tau = 20 \div 60$ с.

Импульсная очистка. Основана на ударном воздействии волны газов. Устройство для импульсной очистки представляет собой камеру, внутренняя полость которой сообщается с газоходами котла, в которых расположены конвективные поверхности нагрева. В камеру горения периодически подается смесь горючих газов с окислителем, которая воспламеняется искрой. При взрыве смеси в камере повышается давление и образующиеся волны газов очищают поверхности нагрева от загрязнений.

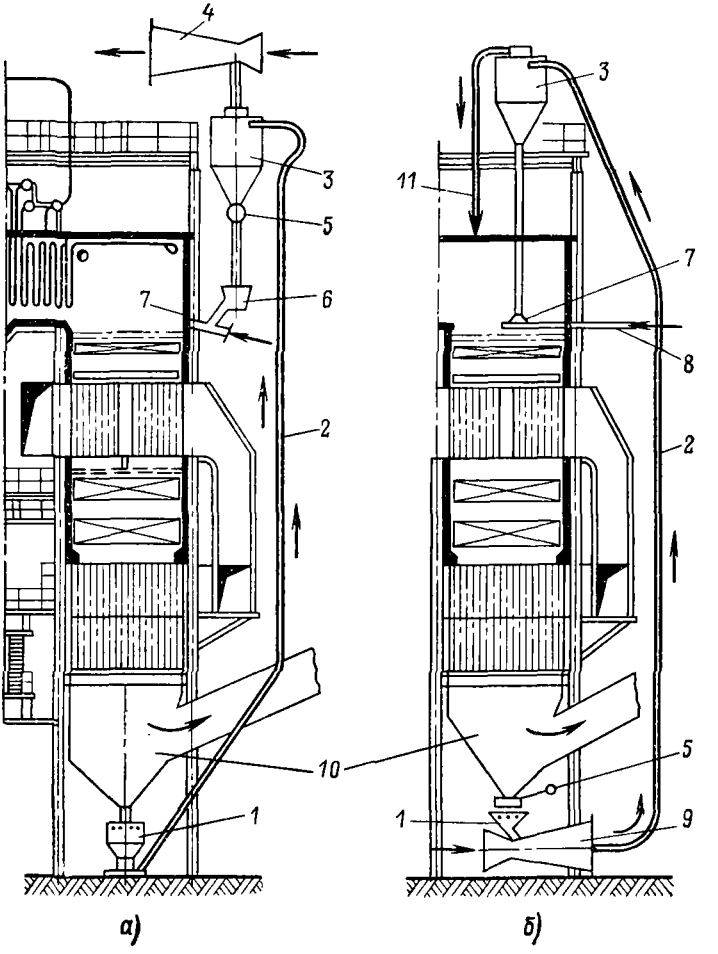


Рис. 25.8. Схемы дробеочистиых установок:

а — установка под разрежением с пневматическим забрасывателем дроби; *б* — установка под давлением с верхним забросом дроби; *1* — бункер для дроби; *2* — трубопровод для подачи дроби; *3* — дробеуловитель-циклон; *4* — эжектор; *5* — автоматнческий клапан-мигалка; *6* — тарельчатый пнтатель; *7* — разбрасыватель дроби; *8* — подвод охлаждающей воды; *9* — инжектор; *10* — выход продуктов сгорания; *11* — выход воздуха из пылеуловнтеля

Глава двадцать шестая

ЗАЩИТА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ ОТ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ПРИ РАБОТЕ КОТЛОВ

26.1. СОДЕРЖАНИЕ ВРЕДНЫХ ПРИМЕСЕЙ В ПРОДУКТАХ СГОРАНИЯ

В продуктах сгорания органического топлива в котельных и промышленных установках содержатся твердые частицы золы и несгоревшего топлива, оксиды серы (SO_2, SO_3), азота (NO_x) и ванадия (V_2O_5). При неполном сгорании топлива в дымовых газах содержатся оксиды углерода (CO) и углеводороды типа CH_4, C_2H_4 и бенз(а)пирен $C_{20}H_{12}$. Многие из газообразных веществ разрушаются в атмосфере в течение часов и суток. Аэрозольные твердые частицы [сажа, пятиоксид ванадия, бенз(а)пирен] могут накапливаться на поверхности земли и участвуют в приземной циркуляции атмосферы.

Загрязнение вредными примесями атмосферы, земли и воды ухудшает санитарно-гигиеническое состояние городов, поселков, полей, лесов, водоемов, оказывая вредное действие на организм человека и растительность, ухудшает качество продукции предприятий, увеличивает износ механизмов и разрушает строительные конструкции зданий и сооружений. По степени воздействия на человека вредные вещества разделяются на классы. К чрезвычайно опасным относятся V_2O_5 и бенз(а)пирен. Первое соединение образуется в небольшом количестве при сжигании мазута. Бенз(а)пирен может появляться при сжигании любого топлива при недостатке кислорода, а также выделяться при разложении сажи. Высокоопасными являются NO_2 и SO_3. Оксиды азота NO_x образуются в зоне высоких температур факела при 1600 °С. Выход NO_3 составляет примерно 10 %. SO_3 образуется на конечном этапе горения топлива из SO_2 при избытке кислорода и за счет катализа на отложениях в пароперегревателе. Его выход составляет 2—5 % SO_2. В зоне низкотемпературных поверхностей нагрева SO_3 преобразуется в пары H_2SO_4 и расходуется в процессе низкотемпературной коррозии. Степень опасности воздействия вредного вещества на живой организм определяется отношением его концентрации к предельно допустимой (ПДК), мг/м^3, в воздухе на уровне дыхания человека: $k_i = c_i/\text{ПДК}$. Значение k_i должно быть меньше 1. При одновременном содержании в воздухе нескольких вредных веществ степень опасности оценивают путем сложения токсичных кратностей

Таблица 26.1. **Предельно допустимые концентрации некоторых вредных веществ в воздухе, мг/м³**

Вещество	Формула	В населенных пунктах	
		максимальная разовая	среднесуточная
Двуокись азота	NO_2	0,085	0,085
Оксид азота	NO	0,25	0,25
Серный ангидрид	SO_3	0,30	0,10
Сернистый ангидрид	SO_2	0,50	0,050
Оксид углерода	CO	3,0	1,00
Бенз(а)пирен	$C_{20}H_{12}$	—	$1 \cdot 10^{-6}$
Пятиокись ванадия	V_2O_5	—	0,002
Сажа	—	0,15	0,05
Пыль (золовые частицы)	—	0,50	0,15
Сероводород	H_2S	0,008	0,008

по формуле

$$\frac{c_{NO_2}}{ПДК_{(NO_2)}} + \frac{c_{NO}}{ПКД_{(NO)}} + \frac{c_{SO_2}}{ПДК_{(SO_2)}} + \frac{c_{SO_3}}{ПДК_{(SO_3)}} + \frac{c_{CO}}{ПДК_{(CO)}} < 1.$$

Для выброса твердых частиц

$$\frac{c_{зл}}{ПДК_{(зл)}} + \frac{c_c}{ПДК_{(c)}} + \frac{c_{V_2O_5}}{ПДК_{(V_2O_5)}} < 1,$$

где индексы «зл» и «с» — золовые и сажистые элементы. Предельно допустимые концентрации некоторых веществ приведены в табл. 26.1.

Одной из актуальных современных задач является обеспечение чистоты воздушного бассейна. Для этого необходима очистка продуктов сгорания топлива, удаляемых из котлов после их охлаждения в атмосферу, от вредных веществ. В СССР установлена обязательная очистка продуктов сгорания от твердых частиц золы и несгоревшего топлива и проводится интенсивная работа по изысканию целесообразных способов очистки газов от оксидов серы и азота.

26.2. ЗОЛОУЛАВЛИВАНИЕ

Количество частиц золы и несгоревшего топлива в продуктах сгорания зависит от вида и характеристики топлива, способов пылеприготовления, сжигания и конструкции топки. Часть золы топлива и несгоревших его частиц осаждается в топке и в газоходах котла. В котлах с топками

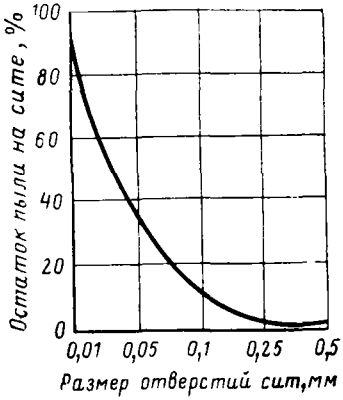


Рис. 26.1. Гранулометрический состав уноса при факельном сжигании донецкого и кузнецкого угля

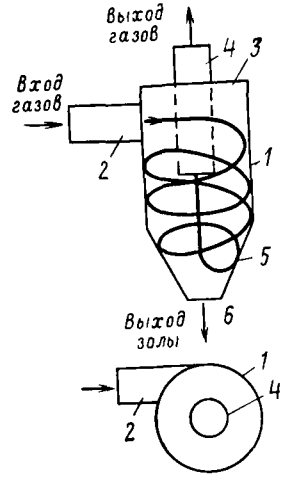


Рис. 26.2. Схема действия циклона:

1 — корпус циклона; *2* — входной патрубок; *3* — крышка; *4* — выходной патрубок; *5* — конусная часть корпуса; *6* — выход золы

для слоевого сжигания топлива вместе с продуктами сгорания удаляется до 10—15 % золы топлива. При факельном сжигании пылеугольного топлива и жидком шлакоудалении унос золы продуктами сгорания составляет 30—40, а при топках с сухим шлакоудалением достигает 75—85 %. Гранулометрический состав уноса показан на рис. 26.1. Удельное содержание золы в уходящих газах составляет, например, при работе котла на АШ и сухом шлакоудалении до 20, а при использовании бурых углей — до 40 г/м^3, что значительно превышает допустимые концентрации твердых частиц в газах, установленные санитарно-техническими нормами. В котельных установках для очистки продуктов сгорания от твердых частиц применяют следующие устройства:

1) *механические инерционные золоуловители,* в которых частицы уноса отделяются от газов под влиянием сил инерции при вращательном вихревом движении потока газов, — циклоны различных конструкций, в том числе с омываемыми водой стенками и решетками;

2) *электрофильтры,* очистка газов в которых основана на ионизации газовой среды и притяжении заряженных частиц уноса к электродам;

3) *комбинированные золоуловители,* состоящие из последовательно установленных золоуловителей различной конструкции, например циклон и электрофильтр.

Основной характеристикой золоуловителей являются коэффициенты очистки (коэффициенты обеспыливания) газов, общий $\eta_{оч}$ и фракционный $\eta^{ф}_{оч}$:

$$\eta_{оч} = \frac{G_{ул}}{G_{вх}}; \qquad (26.1)$$

$$\eta^{ф}_{оч} = \frac{G^{ф}_{ул}}{G^{ф}_{вх}}, \qquad (26.1а)$$

где $G_{ул}$, $G^{ф}_{ул}$, $G_{вх}$, $G^{ф}_{вх}$ — общая масса уловленных частиц уноса, масса данной его фракции, общая масса частиц уноса, входящих в золоуловитель, и масса данной его фракции, входящей в золоуловитель.

Коэффициенты обеспыливания зависят от характеристик уноса и режимов работы котла.

Важными показателями золоуловителей являются добавочный расход электроэнергии на тягу, вызываемый аэродинамическим сопротивлением золоуловителя, удельный расход воды на очистку газов при мокрых золоуловителях, а также стоимость золоуловителя.

Инерционные золоуловители-циклоны применяются различной конструкции. На рис. 26.2 показана схема действия простейшего циклона. Запыленный поток газов подводится в циклон тангенциально, выход газов осуществляется через трубу, расположенную в центре циклона. Под воздействием центробежной силы $F_{ц} = mw_{г}^{2}/r_{ц}$ твердые частицы отбрасываются к стенкам циклона, теряют скорость и выпадают в бункер. Эффективность обеспыливания в циклоне повышается с увеличением окружной скорости газов $w_{г}$, увеличением массы частицы m и уменьшением радиуса циклона $r_{ц}$.

В простейших циклонах скорость газов, отнесенная к его сечению, принимается примерно равной 3,5, на входе 20—25 и на выходе 12—15 м/с. Аэродинамическое сопротивление циклона, Па,

$$\Delta p_{ц} = \xi w_{г}^{2} \rho_{г}/2, \qquad (26.2)$$

где $\xi = 10 \div 12$ — суммарный коэффициент сопротивления; $\rho_{г}$ — плотность газов, кг/м^3.

Простейшие циклоны используют в котельных установ-

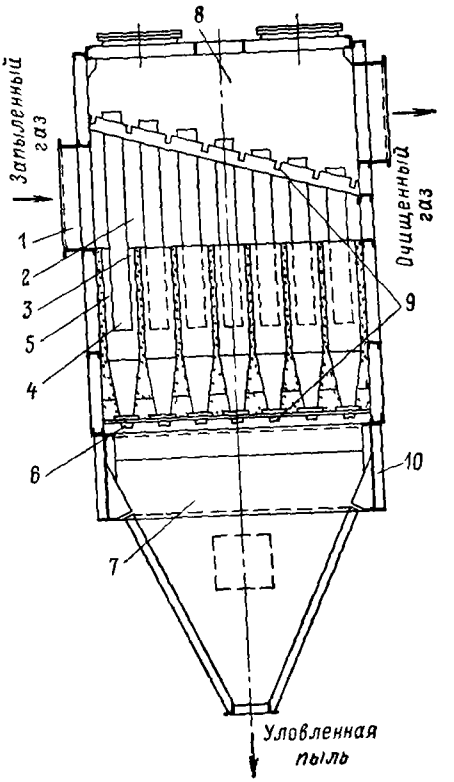


Рис 26 3 Схема батарейиого циклона

1 — входной патрубок, *2* — распределнтельная камера, *3* — циклонные элементы, *4* — выхлопные трубы, *5* — направляющие аппараты *6* — пылеотводящие отверстия, *7* — сборный бункер *8* — камера очищенного газа, *9* — опорные решетки, *10* — опорный пояс

ках малой мощности при слоевом сжигании топлива Согласно ГОСТ установлена шкала диаметров циклона от 200 до 3000 мм. Цилиндрические циклоны НИИОГаз применяют с диаметром до 2000 мм.

Для повышения эффективности работы инерционного золоуловителя, а также для уменьшения его габаритов применяют *батарейные циклоны,* состоящие из большого числа параллельно включенных циклонных элементов малого диаметра. Схема батарейного циклона показана на рис. 26.3. Максимально допустимая запыленность газов при входе в батарейный циклон зависит от диаметра и конструкции элемента При диаметре элемента 250 мм она составляет 100 г/м^3 при «винтовой» насадке и 75 г/м^3 при насадке в виде «розетки». При диаметре элемента 150 мм — соответственно 50 и 35 г/м^3. Температура газов в циклоне до-

пустима не более 450 °С. Эффективность пылеулавливаиия в батарейном циклоне в процессе эксплуатации котла и при наличии вторичного уноса отсепарированной пыли из бункера значительно уменьшается при отклонениях скорости газов от расчетной. Потеря давления в батарейном циклоне при обычно принятых скоростях газа 3,5—4,75 м/с и номинальной нагрузке составляет 500—700 Па. При очистке газов в котлах со слоевыми топками $\eta_{оч}=80\div90\%$, а при пылеугольном сжигании топлива $\eta_{оч}=65\div70\%$.

Батарейные циклоны применяют в котельных установках с производительностью до 320 т/ч. Промышленностью СССР выпускаются батарейные циклоны типа БЦ, состоящие из одной, двух, четырех и шести секций с числом элементов от 25 до 792 шт. Число элементов циклона может быть приближенно определено по формуле

$$n = 0{,}91\frac{V}{d^2}\sqrt{\frac{\xi\rho_г}{\Delta p}}, \qquad (26.3)$$

где V — объем газов в единицу времени, м³/с; d — диаметр элемента, м; ξ — общий коэффициент сопротивления, для элемента $d=250$ мм с винтовым направляющим аппаратом $\xi=85$; Δp — сопротивление элемента циклона, Па; $\rho_г$ — плотность газа, кг/м³.

С целью повышения коэффициента улавливания пыли применяют *«мокрые» циклонные золоуловители,* в которых орошаются водой стенки циклона и поток газов.

На рис. 26.4, *а* показана схема центробежного скруббера-золоуловителя ЦС-ВТИ, в котором орошаются водой его стенки. Такие золоуловители изготовляют диаметром от 600—1700 мм и производительностью 1,1—11 м³/с. Расход воды на орошение стенок составляет 0,2—0,9, на промывку бункера 0,85 кг/с. Перепад давлений в золоуловителе 650—800 Па.

На рис. 26.4, *б* показана схема мокропруткового золоуловителя МП-ВТИ, в котором на входе газов в золоуловитель имеется прутковая орошаемая водой решетка. Золоуловители применяют диаметром от 2300 до 3300 мм, производительностью от 18 до 38,2 м³/с. Расход воды составляет 2,9—4,1 кг/с, перепад давлений 650—800 Па. В усовершенствованных золоуловителях вместо трубной решетки применены трубы Вентури, служащие для коагуляции частиц золы. Степень очистки в мокропрутковом золоуловителе достигает $\eta_{оч}=92\%$. Мокрые золоуловители могут использоваться при содержании серы в топливе менее 0,3 %

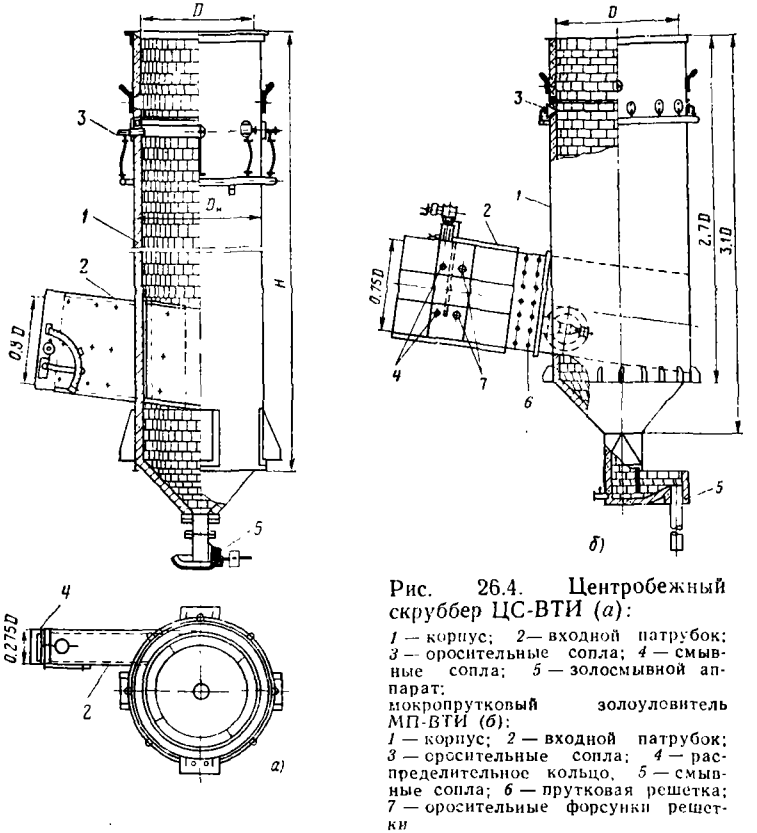


Рис. 26.4. Центробежный скруббер ЦС-ВТИ (*а*):
1 — корпус; *2* — входной патрубок; *3* — оросительные сопла; *4* — смывные сопла; *5* — золосмывной аппарат;
мокропрутковый золоуловитель МП-ВТИ (*б*):
1 — корпус; *2* — входной патрубок; *3* — распределительное кольцо, *4* — смывные сопла; *5* — прутковая решетка; *6* — оросительные форсунки решетки

на 1 МДж/кг и содержании свободной щелочи в золе менее 12 %. Жесткость воды, подаваемой на орошение, должна быть не выше 15 мг-экв/кг. Основным преимуществом мокрых золоуловителей является исключение вторичного уноса уловленной пыли, что повышает их КПД. Мокрые золоуловители в эксплуатации сложнее и менее надежны, чем батарейные циклоны, и их применение ограничивается предельным содержанием серы в топливе и щелочностью золы. Помимо этого при применении таких золоуловителей необходима очистка загрязненной воды.

В процессе очистки газов в мокрых золоуловителях происходят их насыщение парами воды, увеличение объема и частичное охлаждение. Влагосодержание газов при полном их насыщении водяными парами в золоуловителе, г/м^3,

определяется по формуле

$$d_{\text{н}} = \frac{804}{\rho_{\text{г}}} \frac{p_{\text{н}}}{p - p_{\text{н}}}, \qquad (26.4)$$

где $\rho_{\text{г}}$ — плотность продуктов сгорания при 0° С; $p_{\text{н}}$ — парциальное давление водяного пара в газе при полном его насыщении, Па; p — полное давление влажного газа, Па.

Относительное увеличение объема продуктов сгорания в золоуловителе составляет

$$\Delta V_{\text{г}} = \frac{V'_{\text{г}}\left(\frac{d_{\text{н}} - d_{\text{г}}}{804}\right)}{V'_{\text{г}}} 100, \qquad (26.5)$$

где $V'_{\text{г}}$ — объем продуктов сгорания до золоуловителя, м³/кг; $d_{\text{н}}$ и $d_{\text{г}}$ — влагосодержание газов после и до золоуловителя, г/м³.

Температура продуктов сгорания после золоуловителя может быть определена из уравнения теплового баланса продуктов сгорания до и после золоуловителя:

$$V'_{\text{г}} c'_{\text{г}} t'_{\text{г}} = V'_{\text{г}} c''_{\text{г}} t''_{\text{г}} + \frac{d_{\text{н}} - d_{\text{г}}}{804} r + g t'', \qquad (26.6)$$

где $V'_{\text{г}}$ — объем продуктов сгорания до золоуловителя, м³/кг; $c'_{\text{г}}$ и $c''_{\text{г}}$ — теплоемкости продуктов сгорания до золоуловителя и после него, кДж/м·К; $t'_{\text{г}}$, $t''_{\text{г}}$ — температуры продуктов сгорания до золоуловителя и после него, °С; r — теплота парообразования, кДж/кг; g — удельный расход воды в золоуловителе, кг/м³.

Очистка газов в *рукавных фильтрах* происходит за счет фильтрации газов через ткань и электростатического взаимодействия между частицами уноса и тканью. Газы подаются снаружи рукавов фильтра, проходят через поры ткани и удаляются из внутренней полости рукавов очищенными от уноса. Частицы уноса, осажденные на поверхности ткани, периодически удаляются в золовой бункер путем продувки рукавов сжатым воздухом.

Скорость фильтрации газов составляет 2—3,5 м/мин. Необходимая площадь поверхности ткани рукавов 50—70 м² на 1 м³ газов. Тканевые фильтры применяют за рубежом для очистки газов от котлов, работающих на угле производительностью до 90 т/ч.

Очистка газов в *электрофильтрах* основана на том, что вследствие коронного разряда между двумя электродами,

к которым подведен пульсирующий электрический ток высокого напряжения до 60 кВ, проходящий через электрофильтр поток газов заполняется отрицательными ионами, которые под действием сил электрического поля движутся от коронирующего к осадительному электроду. При этом находящиеся в газе частицы адсорбируются и увлекаются к осадительным электродам. Отдав заряд, частица падает в карман, а затем в золовой бункер. Накапливающийся на осадительных электродах унос периодически стряхивается специальными устройствами в бункере, из которых затем удаляется. Коронирующие электроды выполняют в виде металлических стержней, ленточно-игольчатыми или в виде стержней штыкового сечения. Осадительные электроды делают из труб или пластин. Применяют электрофильтры с горизонтальным и вертикальным потоком газов. Для котельных установок преимущественно используют горизонтальные электрофильтры с пластинчатыми электродами. В зависимости от числа последовательно расположенных электродов различают одно-, двух- и четырехпольные электрофильтры.

Схема конструкции горизонтального двухпольного электрофильтра показана на рис. 26.5. Оптимальная скорость

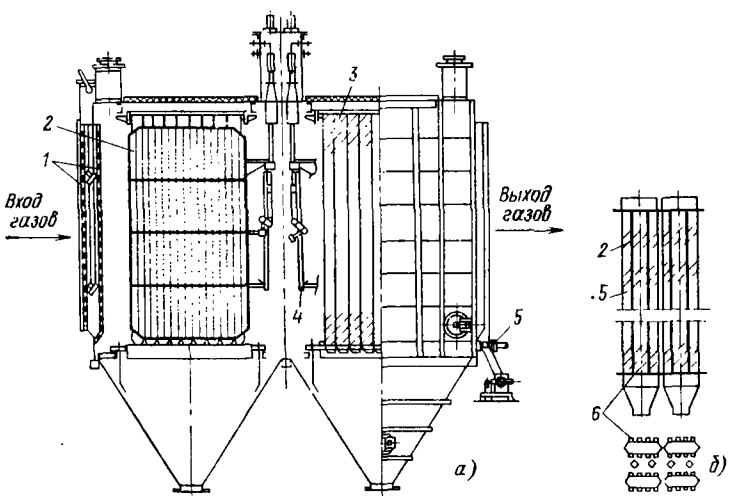


Рис. 26.5. Горизонтальный пластинчатый двухпольный электрофильтр: *а* — общий вид; *б* — элементы электрофильтра; *1* — газораспределительная решетка; *2* — коронирующие электроды; *3* — осадительные электроды; *4* — механизм встряхивания коронирующих электродов; *5* — механизм встряхивания осадительных электродов; *6* — карманы осадительных электродов

газов в электрофильтре 1,5—1,7 м/с. При этом аэродинамическое сопротивление электрофильтра составляет 200—300 Па. Расход электроэнергии на очистку газов составляет 0,1—0,15 *кВт·ч на 1000 м³ газа*. Температура газов перед электрофильтром должна быть не более 200 °С. Степень очистки газов в электрофильтре зависит от скорости газов, длины электродов и расстояния между ними, а также характеристик пыли. В применяемых конструкциях электрофильтров улавливается большая часть пыли с размерами частиц более 10 мкм; коэффициент очистки $\eta_{оч} = 96 \div 97$ %.

Комбинированный золоуловитель обычно состоит из батарейного циклона в качестве первой ступени очистки и электрофильтра с горизонтальным или вертикальным ходом газов, объединенных в один агрегат. В батарейном циклоне происходит улавливание крупных частиц уноса, что улучшает работу электрофильтра. Коэффициент очистки в комбинированных золоуловителях достигает $\eta_{оч} = 98$ %.

26.3. СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗОЛОУЛОВИТЕЛЕЙ

В табл. 26.2 приведены примерные данные, характеризующие золоуловители различной конструкции.

Циклоны НИИОГаз и батарейные циклоны преимущественно применяют в котлах малой и средней мощности — *до 160 т/ч при слоевом и факельном сжигании топлива*. Мокропрутковые золоуловители используют при небольшом

Таблица 26.2. **Характеристики золоуловителей**

Характеристика золоуловителей	Коэффициент очистки, %	Сопротивление золоуловителя, Па	Расход электроэнергии на 1000 м³/ч газа, кВт/ч	Капитальные затраты на очистку 1000 м³/ч газа, % по отношению к батарейному циклону
Циклон НИИОГаз	80	450	0,93	145
Батарейный циклон	80	500	1,0	100
Мокропрутковый золоуловитель МП-ВТИ	92	800	1,3	67
Электрофильтр горизонтальный трехпольный	97	150—200	0,93	390
Комбинированный золоуловитель, батарейный циклон и электрофильтр	98	600	1,3	450

содержании серы в топливе и повышенных требованиях к очистке газов. Наиболее сложные и дорогие золоуловители — электрофильтры и комбинированные золоуловители — батарейные циклоны с электрофильтрами применяют в котельных установках большой мощности при высоких требованиях к очистке продуктов сгорания, удаляемых в атмосферу.

26.4. ОЧИСТКА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ОТ ОКСИДОВ СЕРЫ

В продуктах сгорания, удаляемых в атмосферу из котлов, работающих на топливах, содержащих органическую и колчеданную серу, имеются оксиды серы. В основном они находятся в виде SO_2 и в небольшом количестве, до 1—2 %, в виде SO_3. Механизм образования SO_2 и SO_3 при сжигании топлива рассмотрен ранее.

Количество оксидов серы в газах, кг/ч, определяется по формуле

$$M_{SO_2} = \frac{B_р S^р_{о+к} + k m_{SO_2}}{10^2 m_S}, \qquad (26.7)$$

где $B_р$ — расчетный расход топлива, кг/ч; $S^р_{о+к}$ — содержание горючей серы в рабочей массе топлива, %; m_{SO_2} и m_S — молекулярные массы сернистого ангидрида и серы.

Содержание SO_2 в продуктах сгорания топлива относительно мало. Например, для мазута при содержании в нем серы $S^р_{о+к} = 5$ % оно составляет примерно 0,3 %. Относительно малая концентрация оксидов серы в продуктах сгорания значительно затрудняет решение вопроса их очистки. Система очистки газов от оксидов серы должна обеспечивать достаточно полное их удаление из газов, возможность использования получаемых в процессе сероочистки конечных продуктов и существенно не удорожать себестоимость вырабатываемого пара. Возможно применение следующих методов очистки газов от SO_2 и SO_3:

1) абсорбция жидкими растворами различных веществ;

2) адсорбция с применением в качестве адсорбента твердого вещества;

3) поглощение SO_2 и SO_3 различными веществами с образованием при этом других соединений.

Указанные методы очистки обычно комбинируют. Например, адсорбция и абсорбция часто сопровождаются переводом сорбированного газа в другое соединение. При не-

которых методах очистки регенерация поглощенного SO_2 не производится, например при известковом способе очистки, при котором образовавшийся в результате реакции поглощения SO_2 сернокислый кальций $CaSO_4$ является конечным продуктом очистки. Различают *методы мокрой* и *сухой* очистки газов.

Известны *две группы методов мокрой очистки.* Первая основана на осуществлении процессов, при которых сначала происходит удаление SO_2 за счет его физического растворения в различных поглотителях, затем поглощенный SO_2 выделяется из растворителя путем его нагрева или отгоняется под вакуумом, а растворитель может быть снова использован для очистки. Наиболее удобным и дешевым поглотителем является вода, однако она малоэффективна при низких концентрациях SO_2, и поэтому приходится применять более эффективные и дорогие поглотители. В поглотительных растворах используются различные соединения щелочноземельных металлов (ксилетин, высшие спирты и др.).

Во второй группе методов мокрой очистки, более распространенной, в качестве поглотителя применяют водные растворы или взвеси веществ, переводящие оксиды серы в сульфиты и сульфаты. При этом одним из наиболее эффективных абсорбентов оказался аммиак. В такой сероулавливающей установке аммиак вступает во взаимодействие с сернистым ангидридом с образованием сульфита аммония:

$$2NH_3 + SO_2 + H_2O = (NH_3)_2SO_3, \qquad (26.8)$$

а сульфит аммония затем поглощает SO_2 с образованием при этом бисульфита аммония:

$$(NH_3)_2SO_3 + SO_2 + H_2O = 2NH_4HSO_3. \qquad (26.9)$$

Образовавшийся раствор бисульфита аммония может быть затем переработан в товарную продукцию.

Технологическая схема осуществленного в промышленном масштабе метода мокрой очистки продуктов сгорания показана на рис. 26.6. В этой установке для удаления SO_2 из газов используется щелочная вода, в которую добавляется дополнительно небольшое количество щелочи в виде водной взвеси мела. Продукты сгорания поступают в абсорбер при температуре 120 °С. Вода с добавкой щелочи орошает насадку абсорбера и стекает противоточно по отношению к движущемуся вверх потоку газов. Из абсорбера вода подается в отстойник. Перед отстойником в воду

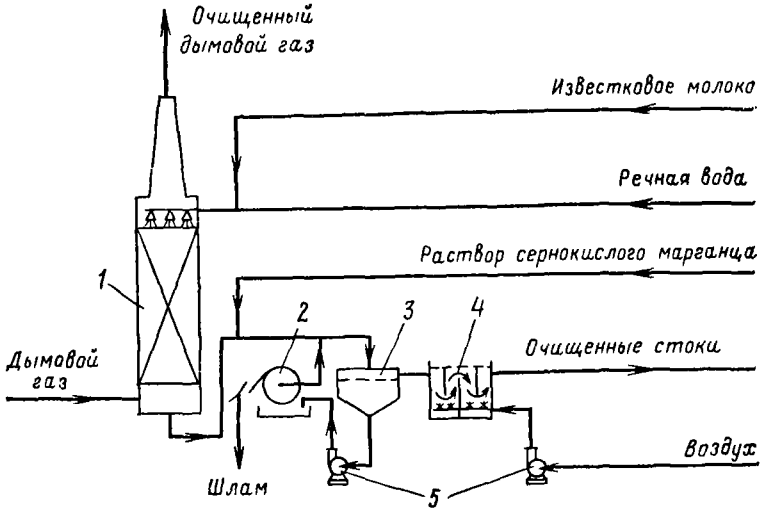


Рис. 26.6. Пример принципиальной технологической схемы мокрой очистки газов от оксидов серы:
1 — абсорбер; *2* — фильтр; *3* — отстойник; *4* — аэраторы; *5* — насос

добавляется раствор сернокислого марганца или гидрооксида железа и марганца, которые являются катализаторами в процессе окисления SO_2 с образованием сульфата кальция. Окисление SO_2 непосредственно в абсорбере нежелательно, так как приводит к уменьшению растворяющейся способности воды.

Процесс окисления производится в аэраторе, куда подается воздух. Шлам из отстойника задерживается в фильтре, а сбросная вода добавляется к основному потоку воды, направляемому в отстойник. Товарных продуктов при этом методе очистки газа не получается.

Существенными недостатками всех мокрых методов очистки являются насыщение очищенных газов водяными парами и снижение их температуры, в результате чего потоки газа опускаются вблизи места их выброса, где концентрация SO_2 может стать больше, чем при выбросе неочищенного газа.

Для осуществления таких систем требуется громоздкая и сложная аппаратура, выполняемая из нержавеющей стали. В настоящее время основные работы по очистке газов ведутся в области разработки и совершенствования методов сухой очистки.

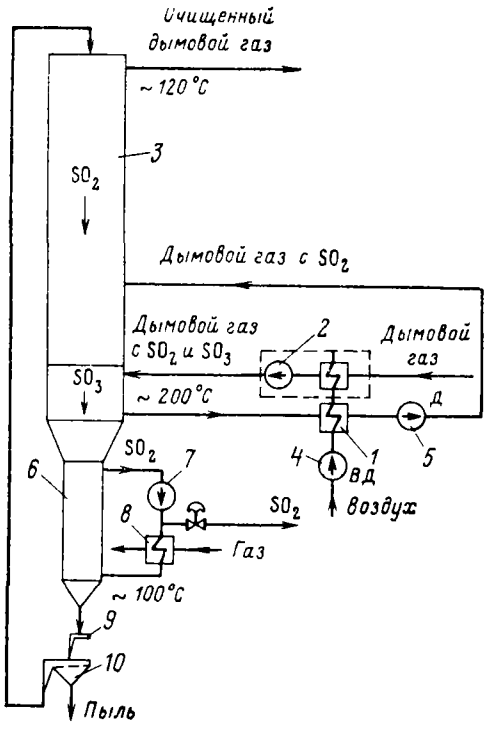


Рис. 26.7. Пример принципиальной технологической схемы очистки газов от оксидов серы адсорбционным способом с применением полукокса:

1 — воздухоподогреватель; *2* — дымосос; *3* — адсорбер; *4* — вентилятор; *5* — вентилятор высокого давления; *6* — десорбер; *7* — циркуляционная воздуходувка; *8* — подогреватель газа; *9* — выпуск адсорбента; *10* — сито

Методы сухой очистки основаны на способности неорганических солей металлов, в основном оксидов и карбонатов, при высокой температуре адсорбировать оксиды серы с образованием сульфитов и сульфатов этих металлов. В присутствии кислорода окисление происходит практически до образования сульфатов. Адсорбентами могут быть оксиды алюминия, марганца, железа, калия, натрия и др.

Адсорбционный метод улавливания. В качестве адсорбента при повышенной температуре может быть использован активированный уголь. Сорбирующая способность угля снижается по мере его работы. Восстановление ее возможно обработкой угля при температуре примерно 600 °С. Сорбированный активированным углем SO_2 частично окисляется до SO_3 и при наличии водяного пара образует серную кислоту. Установка должна выполняться из кислотоупорного материала, что требует больших затрат на ее сооружение.

На рис. 26.7 показана схема установки, в которой в качестве адсорбента применен полукокс твердого топлива, очищенной от серы. В газах, покидающих десорбер, содержание CO_2 составляет 10—15 % начального. Установка подвергается сильной коррозии в области температур ниже температуры точки росы.

Описанные и другие предложенные методы мокрой и сухой очистки продуктов сгорания топлива от оксидов серы, удаляемых в атмосферу из котлов, не получили еще широкого промышленного применения вследствие больших капитальных затрат, необходимых для их сооружения, а также значительных расходов на эксплуатацию.

В настоящее время основными мероприятиями для предотвращения загрязнения атмосферы оксидами серы являются методы очистки газа непосредственно в процессе сжигания топлива, а также уменьшения концентрации SO_2 и SO_3 в приземном слое воздуха путем рассеивания продуктов сгорания за счет удаления их в атмосферу высокими трубами.

26.5. ОЧИСТКА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ОТ ОКСИДОВ АЗОТА

В процессе сжигания топлива образуются оксиды азота. Реакция образования оксидов азота имеет цепной механизм и протекает с поглощением теплоты, например: $N_2+O_2=2NO-90$ кДж/моль. Зависимость равновесной концентрации оксида азота $(NO)_р$ и времени ее установлений от температуры показана на рис. 26.8.

Уменьшение температуры горения резко снижает равновесную концентрацию оксида азота и одновременно увеличивает время, необходимое для достижения этой концентрации. В котлах при температурах в топке 1400—1500 °С время пребывания газов в факеле в 100 раз меньше необходимого для достижения равновесной концентрации, и концентрация образующейся оксида азота составляет центрация образующейся оксида азота составляет $NO= =(0{,}05\div 0{,}15)p_{NO}$, где p_{NO} — парциальное давление оксида азота. Избыток воздуха ускоряет реакцию, но одновременно его увеличение снижает температуру горения, что замедляет реакцию. При малых избытках воздуха более существенно влияние первого фактора, при больших — второго. Влияет на сохранение оксида азота скорость охлаждения газов (скорость закалки). Вследствие обратимости реакции оксиды азота в газах сохраняются

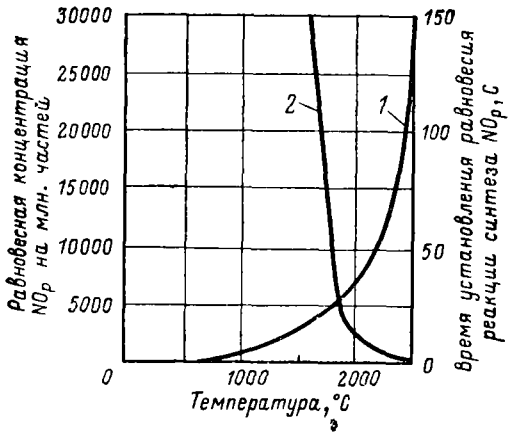


Рис. 26.8. Зависимость равновесной концентрации оксида азота и времени ее установления от температуры:
1 — равновесная концентрация $NO_р$; *2* — время установления концентрации $NO_р$

при быстром их охлаждении. Например, при $\alpha=1{,}3$ для сохранения NO в количестве 0,6 скорость закалки составляет примерно 6 К/с.

Охлажденный оксид азота вступает в реакцию с атмосферным кислородом, в результате чего образуется NO_2. Реакция зависит от концентрации реагентов и с уменьшением NO замедляется, при этом в атмосферном воздухе сохраняется NO. При дальнейшем охлаждении (ниже 140 °С) часть NO_2 переходит в N_2O_4, доля которой увеличивается по мере охлаждения. При некоторых условиях образуется N_2O_2. Таким образом, в атмосферном воздухе могут образовываться и существовать одновременно различные оксиды азота при преобладающем содержании NO_2 и N_2O_4. Содержание оксидов азота в продуктах сгорания, уходящих из котлов, изменяется в широких пределах (в пересчете на NO от 0,015 до 0,15 %) и зависит от мощности котла, характеристики топлива и организации процесса горения.

Зависимость содержания оксидов азота от коэффициента избытка воздуха показана на рис. 26.9.

В котельных установках очистка продуктов сгорания от оксидов азота пока практически не применяется. Наиболее реальным путем снижения содержания оксидов азота и бенз(а)пирена в продуктах сгорания, удаляемых в ат-

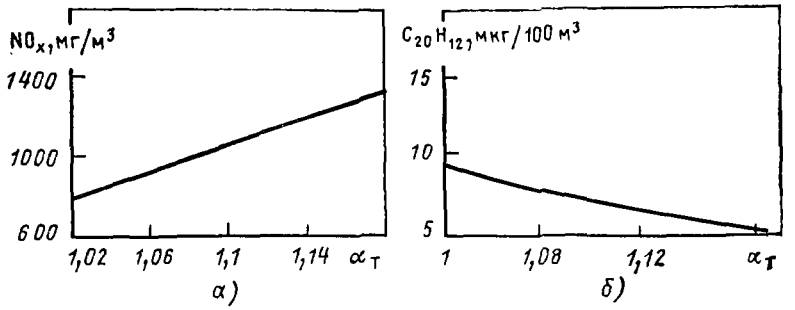


Рис. 26.9. Зависимость выхода NO_x (*а*) и $C_{20}H_{12}$ (*б*) от коэффициента избытка воздуха

мосферу, является снижение температуры горения и коэффициента избытка воздуха в области ядра факела в топке. Организация процесса сжигания топлива, обеспечивающая такие условия, рассмотрена в гл. 8.

Сокращение выбросов в атмосферу оксидов азота дымовыми газами принципиально может быть осуществлено по следующим основным направлениям:

1) применение технологии сжигания топлива, предотвращающей значительное окисление азота воздуха и топлива, в частности использование для горения в качестве окислителя кислорода;

2) применение жидких или твердых сорбентов, поглощающих из дымовых газов с последующей регенерацией и получением товарных форм связанного азота;

3) каталитическое разложение оксида азота на элементарный азот и кислород.

Второе и третье направления используются при производстве азотной кислоты и характеризуются большими капитальными и эксплуатационными затратами. Щелочая абсорбция включает химическое связывание азота по реакциям типа

$$2NO_2 + Na_2CO_3 = NaNO_2 + NaNO_3 + CO_2. \quad (26.10)$$

При этом поглощению азота должно предшествовать окисление NO до NO_2, что при концентрациях $N < 0{,}05\ \%$ требует огромных объемов абсорбционных колонн. Принципиальная технологическая схема каталитически-абсорбционной очистки дымовых газов от монооксида азота показана на рис. 26.10.

Внедрение адсорбционных методов очистки дымовых

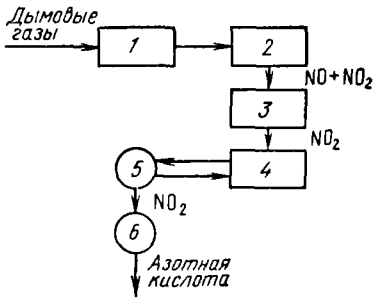


Рис. 26.10. Принципиальная схема адсорбционной очистки газов от оксидов азота:

1 — охлаждение газов; *2* — сушка газов; *3* — каталитическое окисление NO в NO_2 в кипящем слое; *4* — подача сорбента; *5* — десорбция NO_2; *6* — производство азотной кислоты

газов сопряжено с большими трудностями. При температурах уходящих газов из котлов катастрофически падают поглотительные емкости сорбентов. Малые парциальные давления NO_x требуют огромных реакторных емкостей. Сложной задачей является также регенерация реагента, так как выделяющийся NO_2 должен иметь высокую концентрацию, иначе возникает проблема очистки используемого для регенерации сорбента воздуха.

Практически уменьшения выбросов оксидов азота в атмосферу котлами наиболее реально в настоящее время достичь путем применения рациональной технологии сжигания топлива.

Глава двадцать седьмая

ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

27.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Топливным хозяйством называют систему устройств и механизмов, предназначенных для приема, хранения, перемещения и первичной обработки топлива перед его сжиганием. Система и состав топливного хозяйства, а также условия его работы определяются видом, свойствами топлива, способом сжигания, расходом и способом доставки топлива, а также территориальным расположением котельных установок.

Топливное хозяйство должно обеспечивать бесперебойную подачу топлива к котлам и удовлетворять следующим основным требованиям: все процессы, связанные с подачей, разгрузкой и хранением, подготовкой к сжиганию и транспортом топлива, должны быть механизированы и по воз-

можности автоматизированы. Потери топлива должны быть минимальными, и его химические и физические характеристики не должны ухудшаться; первоначальные затраты и эксплуатационные расходы на топливное хозяйство должны быть небольшими.

При использовании для котлов твердого и жидкого топлива в системе топливного хозяйства осуществляются следующие операции: прием поступающего топлива; доставка топлива от места приема к котлам или на склад, а также со склада к котлам; хранение запаса топлива на складе в количестве, необходимом для бесперебойного топливоснабжения котлов при возможных задержках доставки топлива внешним транспортом; первичная обработка топлива, учет прибывающего и расходуемого топлива. При газообразном топливе хранение его запаса не предусматривается и функции топливного хозяйства сводятся к приему газа, подаче его к котлам и учету расхода. На промышленных предприятиях обычно сооружается общее топливное хозяйство, которое используется для снабжения топливом всех потребителей, в том числе и котельных установок.

27.2. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Твердое топливо от места добычи к котельным установкам обычно доставляется железнодорожным транспортом в «саморазгружающихся» вагонах грузоподъемностью от 60 до 125 т. Разгрузка и обработка вагонов с топливом согласно нормам МПС должны производиться в течение не более 2—3 ч.

В зимний период времени влажные твердые топлива: фрезерный торф, бурые угли, отходы мокрого обогащения угля и пр. — смерзаются в вагонах за время их транспортировки, что затрудняет разгрузку вагонов. Вследствие этого в системе топливного хозяйства при работе с влажным топливом возникает необходимость в применении специальных устройств для облегчения разгрузки вагонов. В качестве таких устройств применяют разогрев топлива в вагонах перед выгрузкой, который осуществляется в специальных тепляках продуктами сгорания топлива с температурой 100—180 °С примерно в течение 1,5 ч, а также механические разрыхлители.

В общем случае топливное хозяйство включает следующие устройства и механизмы: устройства для взвешива-

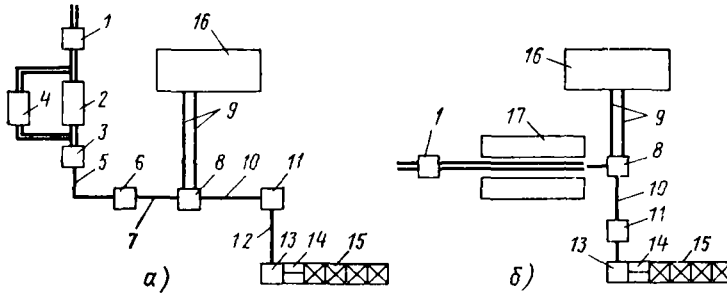


Рис 27 1 Структурная схема топливного хозяйства при твердом топливе

а — с приемным устройством и вагоноопрокидывателем, *б* — с безъемкостным разгрузочным устройством, *1* — вагонные весы, *2* — приемное устройство с вагоноопрокидывателем, *3* — дробилки I ступени дробления, *4* — сарай для размораживания вагонов с топливом, *5* — ленточные конвейеры на узел пересыпки, *6* — узел пересыпки, *7* — конвейеры на узел деления потока топлива, *8* — узел деления потока топлива, *9* — конвейеры на склад топлива и со склада на узел пересыпки, *10* — конвейеры к дробильным установкам, *11* — дробильные установки; *12* — конвейеры на бункерную галерею, *13* — узел пересыпки на горизонтальные конвейеры, *14* — ленточные весы, *15* — бункера сырого топлнва котлов, *16* — склад топлива, *17* — безъемкостное разгрузочное устройство

ния прибывающего топлива; устройства для размораживания или разрыхления топлива в вагонах; приемно-разгрузочные устройства; базисный и расходный склады топлива; механизмы для механизации работ на складе; механизмы для подачи топлива от приемно-разгрузочного устройства на склад и в систему подачи топлива к котлам; механизмы для подачи топлива к помещению дробилок; дробильные устройства; механизмы для подачи топлива к бункерам котлов; устройства взвешивания расходуемого топлива.

Принципиальная схема топливного хозяйства показана на рис. 27.1. Вагоны с топливом взвешиваются на весах и направляются в размораживающие устройства и далее в приемно-разгрузочное устройство, где топливо выгружается из вагонов в бункера, траншеи или на площадки. Из приемно-разгрузочного устройства топливо транспортными механизмами подается на склад или в дробильную установку. В дробильную установку топливо подается также и со склада. После дробления топливо транспортными механизмами подается через весы в бункера котлов.

В зависимости от конкретных условий состав и схема топливного хозяйства могут значительно видоизменяться. На промышленном предприятии с одним общим топливным складом топливо разгружается на складе и подается к котлам вагонами. Механизмы, связывающие склад топлива

с приемным устройством, при этом не требуются. При слоевом сжигании сортированных углей и кускового торфа отпадает необходимость в дробильном устройстве и связанных с ним механизмах. Во всех этих и аналогичных случаях система топливного хозяйства существенно упрощается.

27.3. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ МАЗУТА

Мазут используется в качестве основного и единственного вида топлива; резервного и аварийного топлива, когда основным топливом является газ; растопочного топлива, когда основным является сжигаемое в пылевидном виде твердое топливо. Доставка мазута к котельным установкам обычно осуществляется железнодорожным транспортом в цистернах. К установкам, находящимся на нефтеперерабатывающих заводах или на небольшом расстоянии от них, мазут подается по трубопроводам.

Мазутное хозяйство при доставке мазута железнодорожным транспортом состоит из следующих сооружений и устройств: сливной эстакады с промежуточной емкостью; мазутонасосной с насосами для перекачки мазута; мазутохранилища с железобетонными или металлическими резервуарами; систем мазутопроводов между емкостями мазута, мазутонасосной и котельными установками; устройств для подогрева мазута и очистки сточных вод; установок для приема, хранения и ввода в мазут жидких присадок; систем пожаротушения.

Структурная схема мазутного хозяйства показана на рис. 27.2. Приемное устройство мазутного хозяйства предусматривается для приема цистерн вместимостью 50—60 т. Длина фронта слива мазута самотеком в приемные лотки должна обеспечивать слив суточного расхода мазута при разгрузке маршрута цистерн в три ставки. Время разогрева и слива цистерн 6—9 ч. Разогрев мазута в цистернах обычно осуществляется непосредственно насыщенным паром с давлением 0,6—1,2 МПа. При таком способе разогрева происходит значительное обводнение мазута — до 8 % и имеет место значительный расход пара — до 100 кг/т. Лотки для слива мазута обогреваются паровыми трубчатыми подогревателями. Приемная промежуточная емкость основного мазутного хозяйства принимает не менее 20 % вместимости цистерн, устанавливаемых в одну ставку под разгрузку. Приемная емкость растопочного мазутного хозяйства должна быть вместимостью не менее 120 м^3. В приемных емко-

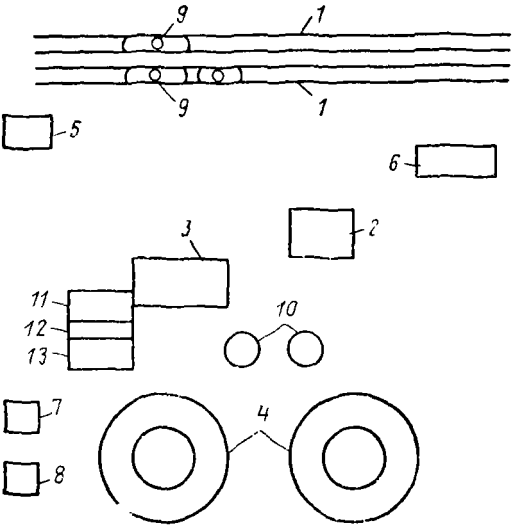


Рис 27 2 Структурная схема мазутного хозяйства

1 — железнодорожная эстакада, *2* — емкость промежуточная, *3* — мазутонасосная; *4* — резервуары железобетонные, *5* — установка для приема жидких присадок, *6* — резервуар воды для пожаротушения, *7* — нефтеуловитель, *8* — станция очистки сточных вод, *9* — цистерна с мазутом, *10* — промежуточные мазутные баки, *11* — бытовые помещения, *12* — КИП, *13* — щитовая

стях предусматривается установка змеевиковых поверхностных подогревателей, обогреваемых насыщенным паром с давлением до 1,2 МПа.

Количество и подача насосов, перекачивающих мазут из приемных емкостей в мазутохранилище, выбирают из условий минимального остатка мазута в лотках и промежуточных емкостях со сливом его из цистерны примерно за 5 ч. Вместимость мазутохранилищ выбирается в зависимости от способа доставки мазута, назначения мазутного хозяйства и расхода мазута. При доставке мазута по железной дороге для основного мазутного хозяйства промышленных ТЭЦ вместимость мазутохранилища принимается равной пятнадцатисуточному, при резервном мазутохозяйстве — десятисуточному, а при доставке мазута по трубопроводам — трехсуточному расходу. Когда мазут — резервное топливо для котлов, работающих на газе, вместимость мазутохранилища рассчитывается на десятисуточный, а когда он является аварийным топливом — на пятисуточный расход.

27.4. ГАЗОСНАБЖЕНИЕ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Природный газ подается к потребителям от места добычи по магистральным газопроводам. Газопроводы от магистральных газопроводов и газораспределительных станций (ГРС) до потребителей разделяются на распределительные вводы и внутризаводские газопроводы, в том числе газопроводы к котельным установкам. Распределительные газопроводы служат для подачи газа к вводам его на отдельные предприятия или к группам зданий. Вводами называются газопроводы, соединяющие распределительные газопроводы с газопроводами, расположенными на территории предприятий и котельных установок.

По давлению газа газопроводы разделяются на газопроводы низкого давления — до 0,005 МПа; среднего давления — от 0,005 до 0,3 МПа; высокого давления — от 0,3 до 1,2 МПа.

Очищенный от механических примесей, одорированный и редуцированный до давления 0,6—1,2 МПа газ от ГРС по распределительным газопроводам направляется в местные газорегулировочные пункты (ГРП) или газорегуляторные установки (ГРУ) предприятий или котельных установок, в которых давление газа снижается и поддерживается постоянным в пределах от 0,005 до 0,3 МПа.

К устройству газовых сетей предъявляются требования, регламентированные Правилами безопасности в газовом хозяйстве.

Надземные газопроводы могут прокладываться по наружным стенам зданий и по отдельно стоящим колоннам при соблюдении правил пожарной безопасности. ГРП или ГРУ должны находиться вблизи от основного потребителя газа. Для уменьшения шума от редуцирования газа ГРП и ГРУ размещаются обычно в отдельном помещении. Помещение ГРП и ГРУ оборудуется устройствами вентиляции, отопления и освещения. Освещение должно быть выполнено во взрывозащитном исполнении. Температура в помещении ГРП и ГРУ должна быть не ниже +5 °С.

На рис. 27.3 показана схема ГРП, расположенного в отдельном помещении. Пропускная способность ГРП определяется производительностью регуляторов давления. На ГРП устанавливают предохранительный запорный клапан, регулятор давления, фильтр волосяной, диафрагмы для учета расхода газа, измерительные приборы, запорную арматуру газопроводов. На рис. 27.4 показана схема газо-

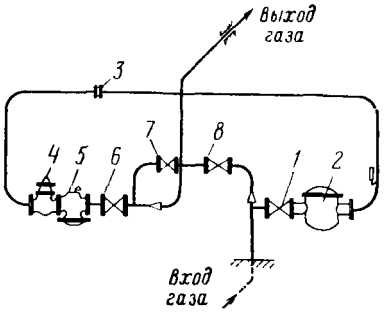


Рис. 27.3. Схема газорегуляторного пункта:

1, 6, 8 — запорные задвижки; *2* — фильтр для очистки газа; *3* — диафрагма расходомера; *4* — предохранительный запорный клапан; *5* — регулятор давления; *7* — клапан

проводов природного газа в пределах помещения котельной. Газопроводы к котлам прокладывают в виде тупиковых ответвлений от магистрали. Для быстрого прекращения подачи газа на газопроводе применяют отключающее устройство с электроприводом. Газопроводы снабжаются свечой, отводящей газ при продувке газопроводов в атмосферу.

В случаях использования для котлов доменного и коксового газа система газоснабжения принципиально не отличается от описанной выше. Для котельных установок промышленных предприятий, получающих очищенный доменный или коксовый газ от общего заводского газопровода, должен быть предусмотрен индивидуальный ГРП, в котором осуществляются дросселирование и поддержание постоянного давления газа.

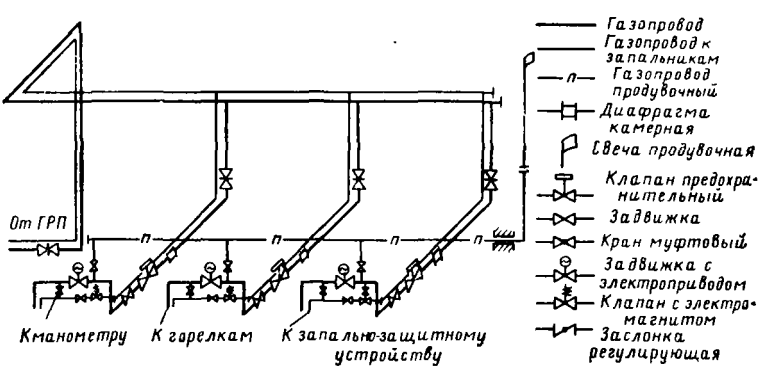


Рис. 27.4. Схема газопроводов в помещении котельной

Глава двадцать восьмая
ШЛАКОЗОЛОУДАЛЕНИЕ

28.1. ВЫХОД И ХАРАКТЕРИСТИКИ ШЛАКА И ЗОЛЫ

В результате сжигания твердого топлива содержащаяся в нем зола частично остается в топке в виде шлака, а частично уносится продуктами сгорания. Золовой унос частично оседает в газоходах котла и улавливается в золоуловителе, частично удаляется вместе с дымовыми газами в атмосферу. В шлаке и уносе имеются частицы несгоревшего топлива. Шлак, удаляемый из топки, представляет собой крупные куски сплавленной стекловидной или хрупкой губчатой массы, а унос, осаждающийся в газоходах и золоуловителе, — сыпучую подвижную смесь частиц золы и несгоревшего топлива. Зола и шлак — ценное сырье для производства строительных материалов. Шлаки могут быть использованы как добавка к цементу при производстве силикатного и алюмосиликатного кирпичей, шлакоблоков, камнелитейных изделий, огнеупоров, шлаковой ваты и др.

Количество шлака и золы, которое необходимо удалять из котлов большой производительности, работающих на многозольном топливе, составляет сотни тонн в сутки. Поэтому шлакозолоудаление является трудоемким процессом. Некоторые операции шлакозолоудаления, если они выполняются вручную, опасны и вредны для персонала.

К системам шлакозолоудаления предъявляются следующие основные требования: безопасность работы и обеспечение нормальных санитарно-гигиенических условий труда для персонала; минимальные расходы на удаление шлака и золы, в частности расходы электроэнергии и воды; возможность дальнейшего использования шлаков и золы.

Процесс шлакозолоудаления можно разделить на две стадии: очистка шлаковых и зольных бункеров котла и золоуловителей от содержимого и транспорт шлака и золы. Последняя операция разделяется на транспорт шлака и золы от котлов за пределы котельной и их дальнейший транспорт на золоотвалы или к потребителям.

Общее количество шлака и золы, удаляемое из котлов, кг/ч, составляет

$$G_{\text{зш}} = 0{,}01 B_{\text{р}} \left(\text{А}^{\text{р}} + q_4 \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{32{,}7 \cdot 10^3} \right) \left(1 - \frac{\eta_{\text{зу}}}{100} \right), \qquad (28.1)$$

Таблица 28.1. **Распределение количеств шлака и золы**

Конструкция топки	Выход шлака, % общего количества шлака и золы	Количество золы, оседающей в газоходах котла, % общего количества шлака и золы	Количество золы, выносимой дымовыми газами из котла, % общего количества шлака и золы
Топки для слоевого сжигания топлива	80	5—10	10—15
Топки для пылеугольного сжигания топлива с сухим шлакоудалением	15—25	10—15	60—75
Топки для пылеугольного сжигания топлива с жидким шлакоудалением	40—55	5—10	35—55

где $B_р$ — расход топлива, кг/ч; $A^р$ — зольность топлива, %; q_4 — потеря теплоты с механическим недожогом, %; $Q^р_н$ — теплота сгорания топлива, кДж/кг; $\eta_{зу}$ — КПД золоуловителя, %.

Соотношение количества шлака и золы определяется способом сжигания топлива и конструкцией топочного устройства и характеризуется примерными данными, приведенными в табл. 28.1.

В зависимости от вида сжигаемого топлива плотность шлака составляет 2,2—2,6, а золы —2,0—2,5 т/м^3.

Более 50 % шлака имеют размеры частиц более 3 мм. Основная масса золы (до 85 %) состоит из частиц размером 0,01—0,5 мм.

Для удаления шлака и золы из топок, золовых бункеров котлов и золоуловителей и далее из помещения котлов на золоотвал применяют *механическую, пневматическую* и *гидравлическую системы шлакозолоудаления.*

28.2. МЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ШЛАКОЗОЛОУДАЛЕНИЯ

При механической системе шлакоудаления выгрузка шлака из бункеров осуществляется скребковыми транспортерами или шнеками, а золы — клапанами-мигалками или вращающимися лопастными затворами.

Шлак и зола сбрасываются в приемный канал, расположенный в золовом помещении, и далее с помощью скрепера, горизонтально-вертикального подъемника или други-

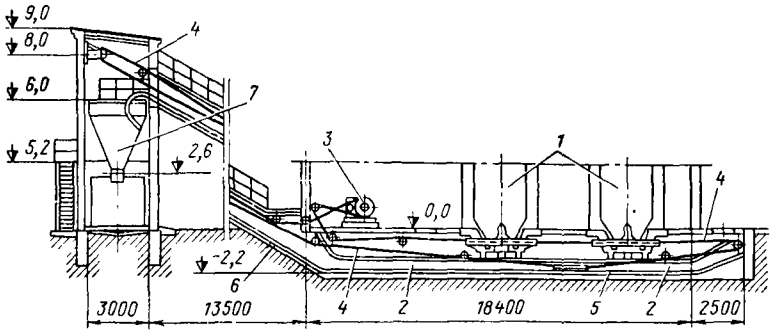


Рис. 28.1. Схема шлакозолоудаления со скрепером:
1 — бункер шлака котла; *2* — скреперный канал; *3* — лебедка; *4* — натяжной трос; *5* — ковш; *6* — эстакада; *7* — сборный бункер для шлака и золы

ми механизмами подаются в сборный бункер, находящийся за пределами котлов. Транспорт шлака и золы на золоотвал или на завод для переработки осуществляется автомашинами или железнодорожными вагонами. На рис. 28.1 показана система механического шлакозолоудаления со скрепером.

Механические системы шлакозолоудаления не требуют больших затрат электроэнергии и воды, которые составляют 2—3 кВт·ч/т и 0,2—0,5 м^3/т, однако не обеспечивают удаления больших масс шлака и золы и не решают вопроса внешнего их транспорта. Вследствие этого механические системы шлакозолоудаления применяются только для котельных установок малой мощности.

28.3. ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ШЛАКОЗОЛОУДАЛЕНИЯ

Пневматический транспорт шлака и золы основан на способности потока газов при достаточной скорости перемещать сыпучие материалы. Пневмошлакозолоудаление может быть осуществлено по *нагнетательной и всасывающей схемам*. В первом случае система находится под давлением, во втором — под разрежением. Применяют обычно системы, осуществляемые по всасывающей схеме, при которых в качестве транспортирующего агента используется воздух и вся система находится под разрежением, создаваемым паровыми эжекторами или вакуум-насосами.

На рис. 28.2 показана схема пневматической системы шлакозолоудаления, работающей под разрежением, созда-

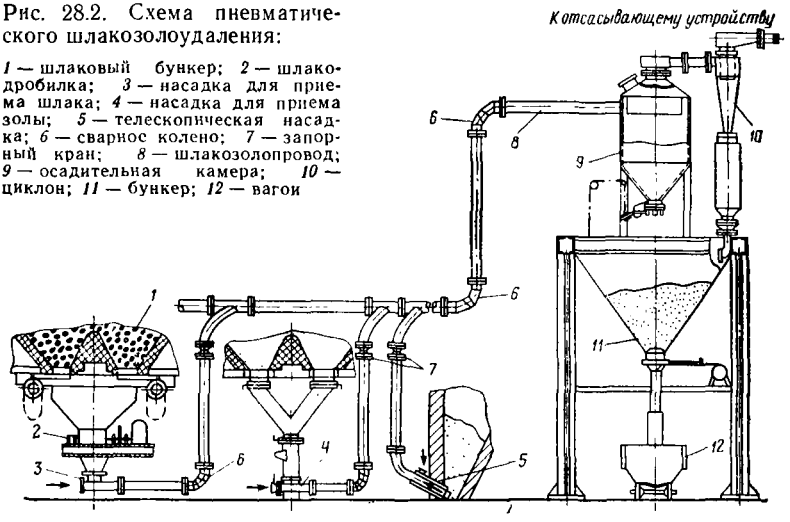


Рис. 28.2. Схема пневматического шлакозолоудаления:

ваемым паровыми эжекторами. Шлак после измельчения до размеров меньше 35 мм в валковых дробилках, установленных под каждым шлаковым бункером, и зола из золовых бункеров поступают во всасывающие насадки, подхватываются воздухом, поступающим через насадки в систему, и транспортируются по трубопроводам в циклон, где происходит отделение золы и шлака от воздуха. Из циклона зола и шлак поступают в сборный бункер и далее в железнодорожные вагоны или автомашины, которыми вывозятся на золоотвал или для переработки. Воздух из циклона отсасывается через пылеуловитель паровыми эжекторами и вместе с паром сбрасывается в дымовую трубу.

Концентрация золы и шлака, взвешенных в воздухе, не должна превышать 4—7 кг/кг. Диаметр золопроводов обычно выбирают 90—120 мм. Скорость потока при транспорте шлакозоловой смеси должна быть более 25 м/с. При транспорте одной золы скорость принимают не менее 12 м/с. При этом разрежение, создаваемое эжекторами или вакуум-насосами, должно быть 30—40 кПа. Расход пара эжекторами составляет 0,8—1 кг/кг транспортируемой массы шлака и золы. Расход энергии на дробление шлака 0,8 кВт·ч/т.

Транспорт шлака и золы может производиться на расстояние до 200 м при подъеме их до 30 м. Достоинствами систем пневмошлакозолоудаления являются простота устрой-

ства и обслуживания, возможность непосредственного использования получаемых в сухом виде шлака и золы для различных целей, а также отсутствие загрязненных сточных вод. Недостатками системы являются быстрый износ шлакозолопроводов, а также ограниченный радиус действия, что определяет необходимость дополнительного применения внешнего колесного транспорта.

Пневмошлакозолоудаление применяют для котельных установок малой производительности при нецелесообразности устройства гидрозолоудаления, а также в случае необходимости получения сухого шлака и золы по условиям их дальнейшего использования. В котельных установках большой производительности пневматический транспорт золы применяют в сочетании с гидрозолоудалением.

28.4. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ШЛАКОЗОЛОУДАЛЕНИЯ

В гидравлических системах шлакозолоудаления в качестве транспортирующего агента используется вода. Транспорт шлака и золы в помещении котлов производится в каналах без давления, и системы различаются способом внешнего транспорта смеси воды, шлака и золы (гидромассы) на золоотвал. Применяют преимущественно следующие системы внешнего транспорта гидромассы: совместный транспорт гидромассы шлака и золы по общим трубопроводам на золоотвал, раздельный транспорт гидромассы шлака и гидромассы золы по индивидуальным трубопроводам. При совместном транспорте для перекачки гидромассы применяют эжектирующие гидроаппараты или багерные насосы, а иногда гидропневматические эрлифт-насосы. При раздельном транспорте для перекачки гидромассы шлака применяют гидроаппараты или багерные насосы, а гидромассы золы — шламовые насосы.

На рис. 28.3 показана схема совместного шлакогидроудаления с багерными насосами. Из топки шлак выпадает в шлакосмывную шахту, где производится непрерывное охлаждение его водой. Накапливающийся в шахте шлак периодически смывается водой, подаваемой под давлением через сопло; смесь шлака и воды через решетку поступает в каналы гидрошлакозолоудаления. Зола из бункеров под газоходами котла и золоуловителя через золосмывные или золоспускные устройства также направляется в каналы гидрошлакоудаления.

В каналы подается дополнительно вода под давлением

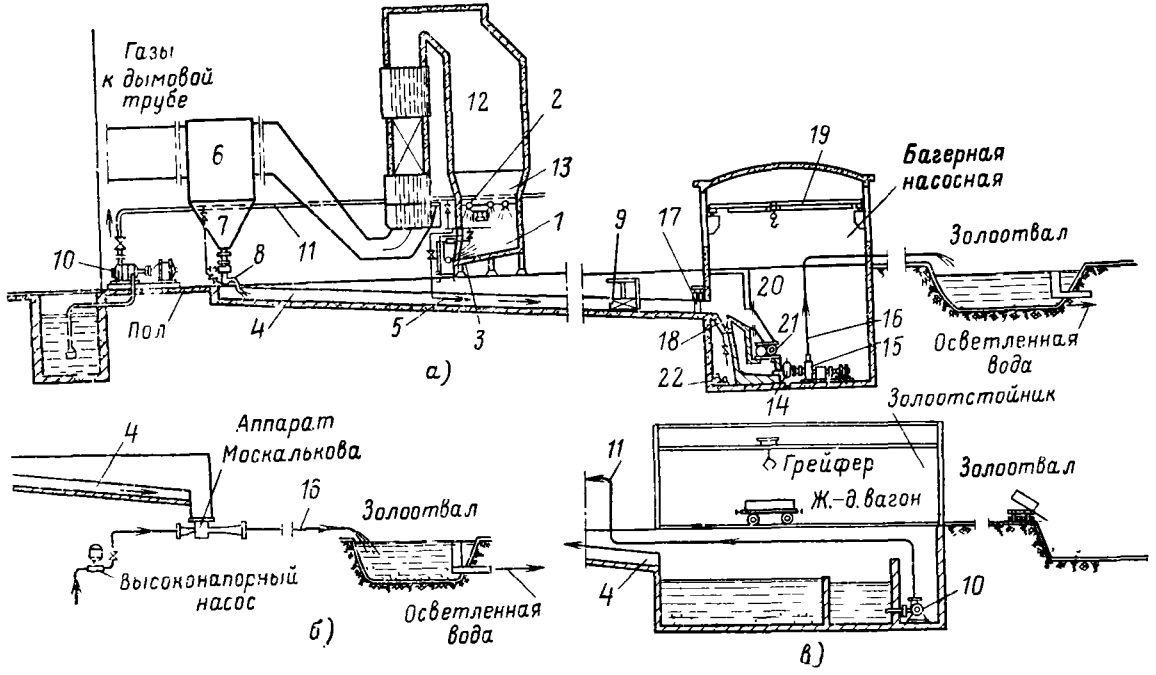


Рис. 28.3. Схемы гидрошлакоудаления

а — с багерными насосами; *б* — с гидроаппаратами; *в* — золоотстойник; *1* — шахта шлакосмывная, *2* — брызгально-оросительное устройство; *3* — смывное сопло, *4* — канал, *5* — побудительное сопло; *6* — золоуловитель; *7* — бункер золы; *8* — золосмывной аппарат; *9* — переключающий шибер; *10* — смывной насос; *11* — трубопровод смывной воды; *12* — топка котла; *13* — шлаковый бункер; *14* — вторичный металлоуловитель; *15* — багерный насос, *16* — трубы; *17* — шибер; *18* — предварительный металлоуловитель; *19* — кран; *20* — решетка; *21* — дробилка; *22* — дренажный насос

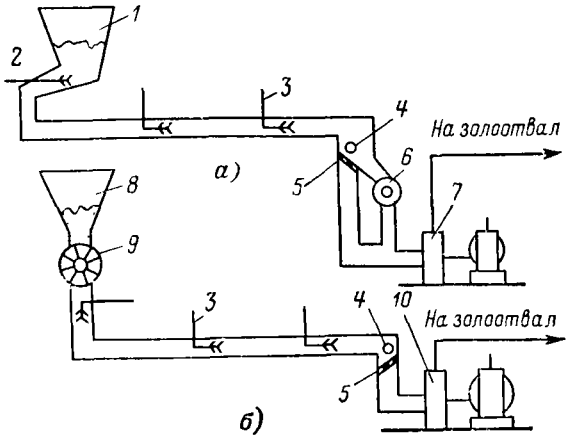


Рис. 28.4. Схема раздельного гидрошлакозолоудаления с багерными и шламовыми насосами:

а — система шлакоудаления; *б* — система золоудаления; *1* — шлакосмывная шахта; *2* — шлакосмывное сопло; *3* — побудительные сопла в канале; *4* — металлоуловитель; *5* — решетка; *6* — шлакодробилка; *7* — багерный насос; *8* — золовый бункер; *9* — шлюзовой питатель золы; *10* — шламовый насос

через побудительные сопла. Гидромасса самотеком поступает из каналов в приемные бункера багерной насосной. В верхней части бункеров установлены решетки, через которые проходят зола и мелкий шлак; крупные же куски шлака размером более 60 мм задерживаются на решетке и направляются в валковые дробилки, а после дробления вместе с остальной гидромассой поступают через металлоуловитель в багерные насосы. Багерными насосами гидромасса по трубопроводам подается на золоотвал.

На рис. 28.4 показаны схемы раздельного гидрошлакозолоудаления с багерными и шламовыми насосами. Такие системы отличаются применением индивидуальных каналов, насосов и трубопроводов для раздельного транспорта шлака и золы. Для транспорта золы от золовых бункеров до самотечных каналов системы, находящихся в помещении котлов, применяют пневматический транспорт. При совместной системе гидрошлакозолоудаления удельный расход электроэнергии составляет 30—60 кВт·ч/т, расход воды — 15—20 т/т, при раздельной системе — соответственно 20—30 кВт·ч/т и 12—20 т/т.

Глава двадцать девятая

СТАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОВ

29.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В процессе эксплуатации котла его производительность может изменяться в пределах, определяемых режимом работы потребителей. Могут меняться также температура питательной воды и воздушный режим топки. Каждому режиму работы котла соответствуют определенные значения параметров теплоносителей по водопаровому и газовому трактам, тепловых потерь и КПД.

Одной из задач персонала является поддержание оптимального режима котла при данных условиях его работы, который соответствует максимально возможному значению КПД котла нетто. В связи с этим возникает необходимость определения влияния статических характеристик котла — нагрузки, температуры питательной воды, воздушного режима топки и характеристики топлива — на показатели его работы при изменении значений перечисленных параметров.

В кратковременные периоды перехода работы котла от одного режима к другому изменение количества теплоты, а также запаздывание в системе его регулирования вызывают нарушение материального и энергетического балансов котла и изменение параметров, характеризующих его работу. Нарушение стационарного режима работы котла в переходные периоды может вызываться внутренними (для котла) возмущениями, а именно уменьшением относительного тепловыделения в топке и изменением ее воздушного режима и режима подачи воды, и внешними возмущениями — изменением потребления пара и температуры питательной воды.

Зависимости параметров от времени, характеризующие работу котла в переходный период, называют его *динамическими характеристиками.*

29.2. СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Зависимость параметров от нагрузки. Производительность котла может меняться в широких пределах — от 50 до 100 % номинальной. Кратковременно возможны и более низкие нагрузки. Для барабанных котлов при длительной работе снижение нагрузки ниже 20—30 % номинальной мо-

жет лимитироваться условиями циркуляции. Этот фактор не имеет значения для котлов прямоточных и с многократной принудительной циркуляцией, которые могут работать при любой малой нагрузке. Нагрузка может лимитироваться также и условиями сжигания топлива. При факельном сжигании пыли топлив с малым выходом летучих — антрацитов и тощих углей устойчивый процесс горения возможен при нагрузке более 50 %.

Устойчивый процесс горения твердого топлива в слое мазута и газа возможен при любой нагрузке. Всякое изменение нагрузки котла вызывает перераспределение соотношения теплоты, передаваемой радиационным и конвективным поверхностям нагрева. Увеличение нагрузки и соответственно тепловыделения в топке при неизменных характеристике топлива, воздушном режиме топки и температуре питательной воды снижает долю теплоты, передаваемой экранам в топке, и увеличивает долю теплоты, воспринимаемой конвективным пароперегревателем, экономайзером и воздухоподогревателем. Такое перераспределение тепловосприятия объясняется повышением температуры на выходе из топки и далее по газовому тракту, а также увеличением скорости газов в конвективных поверхностях нагрева. Удельная тепловая нагрузка экранов возрастает незначительно. В результате увеличения температурного напора и скорости газов в конвективных поверхностях нагрева повышаются температура перегрева пара, температура подогрева воды в экономайзере и воздуха в воздухоподогревателе. Повышается и температура уходящих продуктов сгорания, и как следствие этого возрастает потеря с уходящими газами. С ростом нагрузки сопротивления парового, газового и воздушного трактов возрастает примерно пропорционально квадрату увеличения нагрузки.

Уменьшение нагрузки снижает температуру на выходе из топки и скорость продуктов сгорания в конвективных поверхностях нагрева. В результате, несмотря на относительно большие удельные поверхности нагрева, снижаются температура перегрева пара, температура подогрева воды в экономайзере, температура подогрева воздуха и температура уходящих газов, а также уменьшаются сопротивления пароводяного и газовоздушного трактов. Тепловые характеристики котла в зависимости от нагрузки показаны на рис. 29.1, *а*.

Зависимость параметров от воздушного режима топки. Изменение воздушного режима топки, характеризуемого

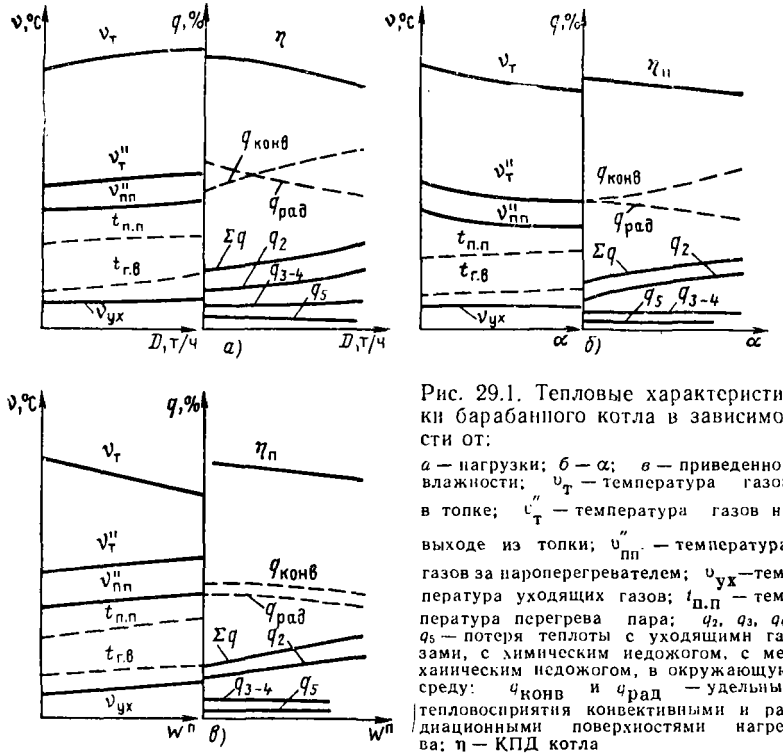


Рис. 29.1. Тепловые характеристики барабанного котла в зависимости от:

а — нагрузки; *б* — α; *в* — приведенной влажности; $\upsilon_т$ — температура газов в топке; $\upsilon''_т$ — температура газов на выходе из топки; $\upsilon''_{пп}$ — температура газов за пароперегревателем; $\upsilon_{ух}$ — температура уходящих газов; $t_{п.п}$ — температура перегрева пара; q_2, q_3, q_4, q_5 — потеря теплоты с уходящими газами, с химическим недожогом, с механическим недожогом, в окружающую среду: $q_{конв}$ и $q_{рад}$ — удельные тепловосприятия конвективными и радиационными поверхностями нагрева; η — КПД котла

значением α, также влияет на распределение теплоты, передаваемой продуктами сгорания экранам и конвективным поверхностям нагрева.

Увеличение α при неизменных нагрузке, характеристике топлива и температуре питательной воды несколько повышает температуру продуктов сгорания на выходе из топки за счет увеличения тепловыделения в топке, которое необходимо для сохранения требуемой нагрузки, а также снижения теоретической температуры горения топлива, вследствие чего уменьшается удельное тепловосприятие экранов в топке.

Повышение температуры продуктов сгорания в конвективных поверхностях нагрева и увеличение их объема и скорости в газоходах приводят к увеличению температуры перегрева пара в конвективном пароперегревателе, повышают температуру подогрева воды в экономайзере и воздуха

в воздухоподогревателе. Потери от химического и механического недожога при практически применяемых значениях $\alpha > 1{,}1$ остаются неизменными и составляют не более 1 %. Потери с уходящими газами возрастают в основном за счет увеличения их объема. Увеличение объема и температуры уходящих газов приводит к повышению потери теплоты с уходящими газами и снижению КПД брутто котла. Тепловые характеристики котла при различных α приведены на рис. 29.1, *б*.

Зависимость параметров от температуры питательной воды. Существенно влияет на работу котла температура питательной воды, которая может изменяться в процессе эксплуатации в зависимости от режима работы турбин. Уменьшение температуры питательной воды при заданной нагрузке и неизменных прочих условиях определяет необходимость увеличения тепловыделения в топке, т. е. расхода топлива, и вследствие этого перераспределения передачи теплоты поверхностям нагрева котла. Температура перегрева пара в конвективном пароперегревателе возрастает за счет повышения температуры продуктов сгорания и их скорости, увеличивается температура подогрева воды и воздуха. Повышаются температура уходящих газов и их объем. Соответственно возрастает потеря с уходящими газами.

Зависимость параметров от характеристики топлива. В процессе длительной эксплуатации могут изменяться характеристики твердого топлива и, соответственно, режим работы котла. При повышении зольности топлива снижаются его теплота сгорания, объемы продуктов сгорания и воздуха, расходуемого на горение топлива. При неизменном расходе топлива тепловыделение в топке уменьшится. Тепловосприятие радиационных поверхностей нагрева и температура на выходе из топки снижаются. Доля теплоты, передаваемой радиацией, увеличивается, а уменьшение объема продуктов сгорания и их температуры вызывает уменьшение конвективного тепловосприятия. Температура перегрева пара практически остается неизменной, так как одновременно уменьшаются тепловосприятие пароперегревателя и паропроизводительность котла. Подогрев воздуха несколько снижается. Температура уходящих газов понижается, и КПД брутто немного увеличивается.

Уменьшение общего тепловосприятия поверхностей нагрева приводит к снижению производительности котла, и для поддержания ее на прежнем уровне необходимо увеличить расход топлива. Увеличение расхода топлива при

повышенной его зольности повышает излучение факела и может усилить шлакование топки. Увеличивается также интенсивность загрязнения конвективных поверхностей нагрева. Практически КПД котла понижается.

При увеличении влажности топлива теоретическая температура сгорания снижается, и при постоянном расходе топлива это вызывает заметное уменьшение температуры продуктов сгорания по всем газоходам. Однако объем газов увеличивается, поэтому потери теплоты с уходящими газами растут, КПД и производительность котла снижаются. При восстановлении производительности за счет увеличения расхода топлива потери теплоты с уходящими газами еще больше увеличиваются, и КПД уменьшается. Температура перегрева пара, а также температура нагрева воды в экономайзере и воздуха в воздухоподогревателе увеличиваются.

Зависимость тепловых характеристик котла от приведенной влажности топлива при неизменной его производительности показана на рис. 29.1, *в*.

Зависимость параметров от совместного изменения ряда условий его работы. При одновременном изменении ряда условий работы против номинальных режим котла подвергается различным воздействиям, влияния которых могут складываться или взаимно компенсироваться. При анализе совмещенных изменений режимов в первую очередь необходимо выяснить их влияние на температуру перегретого пара и КПД котла.

Одновременное понижение нагрузки и температуры питательной воды приводит к снижению температуры перегрева пара, но при значительном уменьшении температуры воды температура перегретого пара может даже несколько повыситься. На КПД котла оказывают влияние нагрузки котла, изменение же температуры питательной воды на нем практически не отражается.

При одновременном увеличении производительности и влажности топлива температура перегрева пара быстро возрастает. При снижении нагрузки и повышении влажности топлива температура перегретого пара может повыситься или снизиться в зависимости от степени отклонения этих параметров от их номинального значения. Коэффициент полезного действия котла может сохранить свое значение, повыситься или снизиться также в зависимости от относительного изменения параметров.

Статические характеристики обычно определяются путем проведения серий тепловых испытаний котлов при раз-

личных режимах работы. На основе статических характеристик строят режимную карту работы котла, которая используется эксплуатационным персоналом для оперативного контроля за его работой.

29.3. НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ПРОЦЕССЫ В КОТЛАХ

Как отмечалось выше, в период перехода от одного режима к другому аккумулированная в металле и рабочих средах теплота и запаздывание регулирования вызывают кратковременное нарушение материального и энергетического балансов котла и соответственно происходит изменение параметров, характеризующих его работу.

В барабанном котле гидравлическая связь между поверхностями нагрева, в которых находится рабочая среда в различных состояниях, осуществляется барабаном. Изменение уровня воды в барабане возможно в определенных небольших пределах во избежание нарушения нормальной циркуляции и вызываемых этим аварий. Допустимое изменение подачи питательной воды в переходный период и нарушение при этом материального баланса котла практически не влияют на тепловосприятие в экономайзере, и количество теплоты, вносимой питательной водой в испарительную систему, не изменяется. При неизменном тепловыделении в топке паропроизводительность котла и температура перегрева пара не изменяются. Возмущение по каналу подачи питательной воды вызывает только изменение уровня питательной воды в барабане (рис. 29.2, *а*).

Изменение тепловыделения в топке и нарушение энергетического баланса в переходный период приводят к измене-

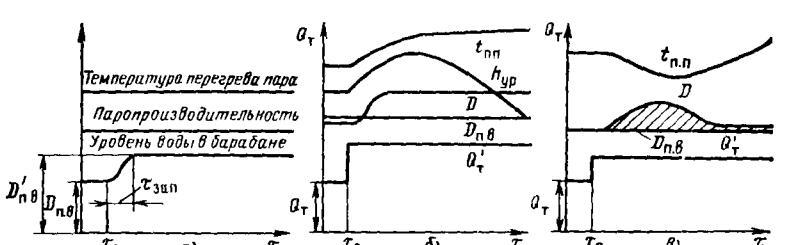


Рис. 29.2. Тепловые характеристики котла в переходный период:

а — при изменении подачи питательной воды; *б* — при изменении тепловыделения в топке (для барабанного котла); *в* — при изменении тепловыделения в топке (для прямоточного котла)

нию тепловосприятия всех поверхностей нагрева котла. При увеличении тепловыделения в топке повышается паропроизводительность котла. Температура перегрева пара может увеличиваться или уменьшаться в зависимости от соотношения конвективных и радиационных поверхностей нагрева пароперегревателя. При конвективном пароперегревателе увеличение нагрузки на 10 % повышает температуру пара на 5—10 °С.

При неизменной подаче питательной воды уровень воды в барабане изменяется вследствие вытеснения ее паром из труб испарительной поверхности нагрева. При повышении тепловосприятия поверхностей нагрева в первый момент уровень воды в барабане повышается, а затем начинает снижаться.

Зависимость изменения параметров, характеризующих работу котла в переходный период при увеличении тепловыделения в топке, показана на рис. 29.2, *б*.

В прямоточном котле нет фиксированных конструктивных границ между экономайзерами, испарительными и пароперегревательными поверхностями нагрева. При изменении количества подаваемой питательной воды или тепловыделения в топке границы между отдельными элементами поверхности нагрева перемещаются. При повышении тепловой нагрузки и неизменной подаче питательной воды длина экономайзерной и испарительной частей труб поверхности нагрева уменьшается, а перегревательной части — увеличивается, что вызывает повышение температуры перегрева пара. Увеличение тепловой нагрузки на 10 % повышает температуру пара на 100 °С. При неизменном тепловосприятии и увеличении подачи питательной воды температура перегрева пара снижается. Уменьшение расхода воды на 10 % увеличивает температуру пара на 110 °С. Таким образом, в прямоточном котле небольшое отклонение в переходный период тепловой нагрузки или расхода воды приводит к значительному изменению температуры перегрева пара.

Расход пара при изменении тепловой нагрузки остается постоянным или изменяется соответственно с изменением расхода воды. Вследствие изменения границ поверхностей нагрева изменяются масса среды, заполняющей трубы, и соответственно массовый расход пара, который будет больше или меньше расхода питательной воды в данный момент на значение изменения массы среды в трубах. Характер изменения расхода пара при возмущении по каналу тепловой нагрузки показан на рис. 29.2, *в*, где заштрихован-

ная площадка характеризует увеличение выработки пара, равное значению переменной массы среды в трубах.

В переходный период в барабанном и прямоточном котлах изменяется теплота, аккумулированная в среде, заполняющей трубы, а также в металле котла. Средой и металлом воспринимается или освобождается количество теплоты, определяемое по формуле

$$Q_{ак} = \Sigma (G_м c_м + G_{ср} c_{ср}) \theta - \Sigma (G_м c_м + G_{ср} c_{ср}) \theta_0, \quad (29.1)$$

где $G_м$ и $G_{ср}$ — массы металла и среды до возмущения и после, кг; $c_м$, $c_{ср}$ — теплоемкости металла и среды до возмущения и после, кДж/(кг·К); θ_0, θ — температуры металла и среды до возмущения и после, К.

Одновременно изменяется и масса среды, заполняющая котел.

Количество теплоты и массы вещества котла называется *аккумулирующей емкостью*. Влияние аккумулирующей емкости проявляется различно. При повышении давления часть теплоты расходуется на нагрев среды и металла до новой температуры насыщения. При понижении давления происходит отдача аккумулируемой теплоты, которая идет на парообразование, причем выделяющийся из воды пар идет на приращение паропроизводительности котла в данный момент.

Аккумулированная емкость среды зависит от ее объема и давления в котле. В барабанных котлах аккумулированная емкость среды в 3—4 раза больше, чем в прямоточных.

29.4. ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛА

Динамической характеристикой котла называют зависимость изменения во времени параметров, характеризующих его работу при нанесении возмущения той или иной входной величине. Динамические характеристики могут быть получены экспериментальным или аналитическим путем. При определении переходных характеристик — кривых разгона — объект приводится в состояние равновесия при выбранных значениях входной и выходной величин и некоторое время для стабилизации объекта работа ведется при этом режиме. Далее при помощи регулирующего органа быстро изменяют входную величину на 8—10 % ее номинального значения. Опыт ведется до тех пор, пока не установится новое значение выходной величины.

Если построение кривых разгона невозможно вследствие

больших отклонений параметров, используется метод импульсных возмущений — прямоугольный импульс и прямоугольной волновой импульс. При этом построение импульсных временных характеристик $k(\Delta t)$ по кривым разгона осуществляется методом графического дифференцирования. В некоторых случаях для определения динамических характеристик объекта применяется статистический метод.

Аналитические методы определения динамических характеристик объектов основаны на составлении их дифференциальных уравнений, которые базируются на использовании физических законов сохранения массы, энергии и количества движения. Таким путем удается получить нелинейное уравнение динамической характеристики, однако решить его аналитически не удается. Следующим этапом является линеаризация уравнения, т. е. переход к линейной математической модели объекта. Линеаризацию обычно проводят разложением нелинейных зависимостей в ряд Тейлора в приближении исходного стационарного режима с сохранением только линейной части разложения и последующим вычитанием уравнений статики. Полученная таким образом линейная модель объекта справедлива при малых отклонениях от исходного стационарного режима. Решение уравнения при ступенчатом или импульсном изменении входных величин позволяет получить переходные функции — кривые разгона или импульсные временные характеристики объекта. Решение часто приводит к области изображений Лапласа или Фурье. В этом случае получаются передаточные функции или амплитудно-фазовые характеристики. Для выявления динамической характеристики котла аналитическим путем необходимо построение его математической модели.

29.5. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОТЛА

Для выполнения тепловых расчетов котла на ЭВМ в процессе разработки его конструкции, а также определения динамических характеристик его работы необходимо составление математической модели котла. Задача построения математической модели котла в общем случае сводится к определению операторов системы, определяющих изменение выходных величин при произвольном изменении входного воздействия. В случае аналитических расчетов при построении математической модели сложного объекта, каким является котел, не удается получить передаточные функции,

связывающие непосредственно входные и выходные параметры, и приходится расчленять котел на отдельные технологические участки, передаточные функции которых известны либо могут быть определены расчетным путем. Затем строят модель в виде совокупности отдельных участков, которые соединяются в соответствии со структурной схемой котла. Элементы котла являются объектами с сосредоточенными и распределенными параметрами, передаточные функции которых определяются на основе дифференциальных уравнений, приведенных далее.

Объекты с сосредоточенными параметрами. При составлении дифференциальных уравнений объектов с сосредоточенными параметрами обычно исходят из уравнений материального и теплового балансов. Согласно материальному балансу изменение массы вещества в замкнутом объеме в единицу времени равно алгебраической сумме входящих и выходящих материальных потоков:

$$\sum_{i=1}^{i=k} D_i - \sum_{j=1}^{j=r} D_j = \frac{dG}{d\tau}, \qquad (29.2)$$

где D_i ($i=1, 2, ..., k$)—массовый расход входящего i-го потока; D_j ($j=1, 2, ..., r$)—массовый расход выходящего j-го потока; G — масса вещества в рассматриваемом объеме; τ—время.

Аналогично изменение энтальпии какого-либо вещества в единицу времени

$$\sum_{i=1}^{i=k} Q_i - \sum_{j=1}^{j=r} Q_j = \frac{dH}{d\tau}, \qquad (29.3)$$

где Q_i ($i=1, 2,..., k$)—i-й входящий поток теплоты; Q_j ($j=1, 2, ..., r$)—j-й выходящий поток теплоты; H — энтальпия вещества.

Конкретные приемы составления дифференциальных уравнений применительно к участкам котла приведены в [6].

Участки с распределенными параметрами. К таким участкам относятся поверхности нагрева с однофазной и двухфазной средой.

При аналитическом исследовании обычно поток среды в них принимается одномерным и с постоянными физическими параметрами по сечению трубы. Изменением кинетической и потенциальной энергии среды можно пренебречь,

поскольку эти величины малы по сравнению с изменением теплоты. Тогда основные уравнения для рабочей среды будут такими:

уравнение энергии

$$F\rho w\frac{\partial h}{\partial y}+F\rho\frac{\partial h}{\partial \tau}=q_2; \tag{29.4}$$

уравнение сплошности

$$\frac{\partial \rho w}{\partial y}+\frac{\partial \rho}{\partial \tau}=0; \tag{29.5}$$

уравнение движения

$$\frac{\partial p}{\partial y}+w\rho\frac{\partial w}{\partial y}+\rho\frac{\partial w}{\partial \tau}+\frac{\xi w^2}{d_2}\rho+k\rho g=0; \tag{29.6}$$

уравнение состояния

$$h=f_t(\theta, p);\quad \rho=f_\rho(\theta, p), \tag{29.7}$$

где F — площадь поперечного сечения потока среды; ρ — плотность среды; w — скорость среды; h — энтальпия среды; q_2 — тепловой поток через внутреннюю поверхность единицы длины участка; τ — время; p — давление среды; g — ускорение свободного падения; ξ — коэффициент трения; k — коэффициент наклона трубы; d_2 — внутренний диаметр трубы.

На основе математических моделей элементов котла с сосредоточенными и распределенными параметрами — экономайзера, циркуляционного контура и парового трак-

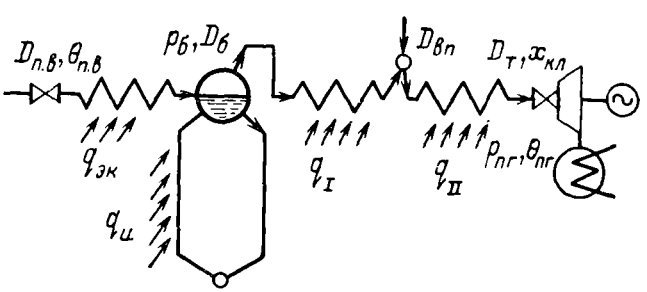


Рис. 29.3. Технологическая схема барабанного котла:

$\theta_{п.в}$ — температура питательной воды; $D_{вп}$ — расход воды на впрыск; $x_{кл}$ — положение регулирующих клапанов; $p_{пг}$, $\theta_{пг}$ — давление и температура пара на выходе из котла; $D_т$ — расход пара на турбину; $p_б$ — давление пара в барабане; $q_{эк}$, $q_ц$, q_I, q_{II} — подводы теплоты к соответствующим поверхностям нагрева

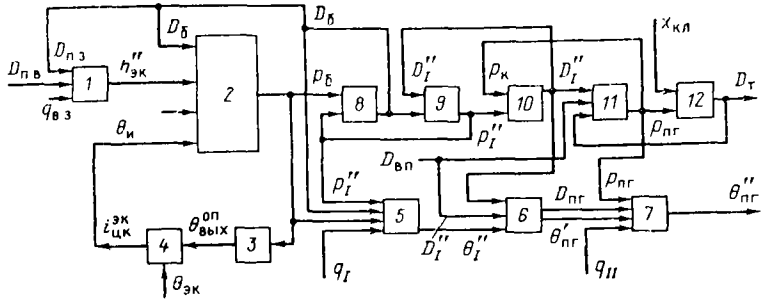


Рис. 29.4. Структурная схема математической модели барабанного энергетического котла:

1 — экономайзер; *2* — барабан с испарительным участком подъемных труб; *3* — опускные трубы; *4* — экономайзерный участок подъемных труб; *5* — пароперегреватель I ступени; *6* — коллектор впрыска; *7* — пароперегреватель II ступени; *8* — сопротивление пароперегревателя I ступени; *9* — емкость пароперегревателя I ступени; *10* — сопротивление пароперегревателя II ступени; *11* — емкость пароперегревателя II ступени; *12* — турбина

та — далее составляют схему математической модели котла и на ее основе — алгоритм его теплового расчета [6].

Для иллюстрации на рис. 29.3 показана технологическая схема барабанного котла, а на рис. 29.4 — структурная схема его математической модели.

При нестационарном теплообмене уравнения дополняют граничными условиями, определяемыми конкретными условиями работы рассматриваемого участка. Передаточные функции получают путем решения приведенных уравнений в области изображений Лапласа после перехода к отклонениям переменных и линеаризации уравнений. При решении уравнений обычно принимают следующие упрощения: тепловой поток постоянен по длине труб; изменение расхода и давления среды происходит одновременно по всей длине труб; коэффициент теплоотдачи α_2 принимают средним по длине и зависящим от расхода среды: $\alpha_2 = f(G)$; теплоемкость среды принимают постоянной и равной средней по длине труб.

Глава тридцатая

ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОТЛОВ

30.1. ОРГАНИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ КОТЛАМИ

Организацией управления называют структуру связей между объектом управления, обслуживающим персоналом и устройствами для контроля и управления объектом. Система управления котла должна обеспечивать его работу с заданными оптимальными технико-экономическими показателями. Решение этой задачи определяется совершенством комплекса оборудования котельной установки, а также квалификацией и опытом персонала.

Управление котельными установками применяется *индивидуальное, групповое* и *централизованное*. При индивидуальной системе управления каждый котел обслуживается дежурным с одним-двумя помощниками, которые выполняют все необходимые операции. Установка подачи в котел питательной воды, система топливоподачи и золоудаления имеют свой дежурный персонал. В котельных установках малой мощности обязанности этого персонала выполняют дежурные, обслуживающие котлы. При групповом и централизованном управлении дежурный и его помощники обслуживают группу или все котельные установки данного объекта. Для обслуживания котельных установок средней и большой мощности кроме дежурных имеются также обходчики, которые контролируют работу элементов оборудования на месте их установки. При эксплуатации котельных установок малой и средней мощности преимущественно применяют частичную централизацию, т. е. индивидуальную и групповую системы управления. При этом необходимые устройства и приборы сосредоточивают на щитах управления, которые размещают на уровне основной площадки обслуживания котлов, а также на щитах управления питательной установки, системы топливоподачи, золоудаления — на местах установки этого оборудования.

Развитие централизации управления на мощных электростанциях привело к обслуживанию всего оборудования блока котел — турбина, дежурным персоналом с одного щита управления и исключению цеховой структуры административного разделения электростанции.

В современных котельных установках система управления включает следующие технические устройства — подсистемы:

1) информационную;
2) сигнализации;
3) дистанционного и автоматического управления;
4) автоматического регулирования;
5) технологической защиты и блокировок.

Информационная подсистема обеспечивает непрерывный сбор, обработку и представление информации о работе и состоянии оборудования и ходе технологического процесса, получение информации вспомогательного характера, необходимой для изучения установки, а также для составления технической отчетности и расчета показателей работы котла. Эта подсистема включает первичные и вторичные приборы и устройства для представления информации.

Подсистема сигнализации включает устройства, представляющие персоналу информацию о нарушениях в режиме технологического процесса или работы агрегатов при помощи светового или звукового сигналов. Сигнализация имеет функции привлечения внимания персонала к нарушению режимов работы агрегата или к аварийной ситуации и должна обеспечить понимание причины происходящего и исключить возможность ошибочных действий персонала. Технологическая сигнализация служит для предупреждения персонала о недопустимых отклонениях параметров; аварийная сигнализация дает представление о работе или останове механизмов.

Подсистема дистанционного и автоматического управления осуществляет дискретное воздействие на электрифицированные приводы механизмов и запорно-регулирующих органов. На современных котлах дистанционное управление достигает высокой степени централизации. Наиболее широко применяется индивидуальное дистанционное управление для каждого электропривода.

Подсистема автоматического регулирования является одной из важнейших частей системы управления, так как она создает основу для автоматизации процессов, происходящих в котельной установке, и является высшей ступенью системы управления. Автоматическое регулирование повышает экономичность и надежность работы котельной установки, повышает производительность и облегчает условия труда персонала. Автоматическое регулирование выполняет следующие основные функции: стабилизирует и поддерживает параметры на заданном уровне (например, уровень воды в барабане, температуру перегрева пара и т. п.); поддерживает соответствие между зависимыми величинами

(например, соотношение топливо — воздух в процессе горения); изменяет регулируемую величину во времени по определенному закону (например, режим горения во время разогрева агрегата); поддерживает оптимальное значение регулируемой величины, так называемой функции оптимизации (например, режим процесса горения). Функции автоматического регулирования выполняют регуляторы различного типа. Наиболее распространена электронная система регулирования.

Подсистема технологической защиты и блокировки применяется для защиты от повреждений и предупреждения аварий. Устройство защит действует при глубоких нарушениях технологического процесса или неисправностях оборудования, грозящих вызвать аварийную ситуацию. При этом автоматически осуществляются отключение отдельных неисправных элементов оборудования, снижение нагрузки или остановка агрегата. В качестве технических средств защиты используют обычные контрольно-измерительные приборы, имеющие контактную систему и работающие в комплекте с датчиками температуры, давления, расхода и т. п.

Степень оснащения рассмотренными подсистемами котельных установок определяется их назначением (производственные и отопительные котельные установки, котлы электростанций), мощностью и условиями работы. Общей тенденцией развития автоматизации котельных установок является переход от автоматизации отдельных процессов и операций к полной, комплексной их автоматизации, что особенно наглядно проявляется на мощных современных электростанциях.

30.2. ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОТЛОВ

Эксплуатация котлов должна обеспечивать надежную и экономичную выработку пара требуемых параметров и безопасные условия труда персонала. Для выполнения этих требований эксплуатация должна вестись в точном соответствии с законоположениями, правилами, нормами и руководящими указаниями, в частности, в соответствии с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации паровых котлов» Госгортехнадзора, «Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей», «Правилами технической эксплуатации теплоиспользующих установок и тепловых сетей» и др.

На основе указанных материалов для каждой котельной

установки должны быть составлены должностные и технологические инструкции по обслуживанию оборудования, ремонту, технике безопасности, предупреждению и ликвидации аварий и т. п. Должны быть составлены технические паспорта на оборудование, исполнительные, оперативные и технологические схемы трубопроводов различного назначения и схемы электрических соединений. Знание инструкций, режимных карт работы котла и указанных материалов является обязательным для персонала, и только при этом условии он может быть допущен к работе. Знания персонала должны систематически проверяться.

Эксплуатация котлов проводится по производственным заданиям, составляемым по планам и графикам выработки пара, расхода топлива, расхода электроэнергии на собственные нужды. Обязательно ведется оперативный журнал, в который заносят распоряжения руководителей и записи дежурного персонала о работе оборудования, а также ремонтную книгу, в которую записывают сведения о замеченных дефектах оборудования и мероприятиях по их устранению. Должны вестись первичная отчетность, состоящая из *суточных ведомостей по работе агрегатов и записей* регистрирующих приборов, и вторичная отчетность, включающая обобщенные данные по котлам за определенный период. Каждому котлу присваивается свой номер, все коммуникации окрашиваются в определенный условный цвет, установленный ГОСТ. Установка котлов в помещении должна соответствовать правилам Госгортехнадзора, требованиям техники безопасности, санитарно-техническим нормам, требованиям пожарной безопасности и пр. Эксплуатация котла разделяется на периоды: подготовка и пуск в работу; обслуживание во время работы; останов работающего агрегата; содержание в нерабочем состоянии; ремонт агрегата. При ремонте агрегат находится в ведении ремонтного персонала, во все остальные периоды — в ведении дежурного персонала.

Подготовка и пуск в работу. Порядок пуска и останова котла устанавливается инструкцией. Перед растопкой производят его наружный осмотр, чтобы убедиться в исправности всех элементов оборудования и готовности к пуску. В частности, необходимо проверить исправность оборудования систем пылеприготовления, газового и мазутного оборудования топки, поверхностей нагрева, обмуровки, системы золоулавливания и золоудаления, дымососов и вентиляторов, насосов, арматуры, гарнитуры системы автоматизации

и пр. После монтажа или капитального ремонта должны быть произведены щелочение и промывка поверхностей нагрева. Перед растопкой все воздушные краны должны быть открыты, а все продувочные и спускные устройства закрыты, за исключением клапанов для продувки пароперегревателя и системы рециркуляции воды в экономайзере. Наполнение котла производится питательной деаэрированной водой с температурой в начале заполнения (60—70) °С и в конце—не выше 100 °С.

Неравномерный прогрев барабана котла при быстром заполнении его горячей водой может вызвать опасные температурные напряжения внутри его стенок.

Максимальные тангенциальные и осевые напряжения на внутренней поверхности барабана, Па, определяют по формуле

$$\sigma_t^{\text{макс}} = \frac{\alpha E}{2(1-\mu)} \Delta t \left(\frac{1}{\ln \beta} - \frac{\beta^2}{\beta^2 - 1} \right), \qquad (30.1)$$

где α — коэффициент термического расширения стали, равный $12 \cdot 10^{-6}$ мм/(мм·К); E — модуль упругости стали, равный $(2—2{,}1) \cdot 10^4$ Па; Δt — разность температур поверхностей стенки, °С; μ — коэффициент Пуассона (0,25—0,33); β — отношение наружного диаметра барабана к внутреннему.

Во избежание возникновений больших внутренних напряжений в металле барабана заполнение котла водой должно проводиться при среднем давлении в течение 1—1,5 ч и при высоком давлении в течение 1,5—2,5 ч. Заполнять котел водой следует до низшей отметки водоуказательного стекла, так как при начале испарения уровень ее повысится. Газоходы котла перед растопкой должны быть провентилированы в течение 10—15 мин за счет естественной тяги или включения в работу дымососа. После заполнения водой котла, вентиляции газоходов и продувки газопроводов зажигают газовые горелки, растопочные мазутные форсунки или слой топлива на решетке. Одновременно наблюдают за плотностью котла по уровню воды в водоуказательном стекле. При повышении давления после того, как из воздушников и предохранительных клапанов начнет выходить пар, следует их закрыть. Продувка водоуказательных приборов производится при давлении 0,05—0,1 МПа. При наличии обходного газохода продукты сгорания пропускают помимо экономайзера. При отсутствии такой возможности должна быть включена линия рециркуляции воды. Во избе-

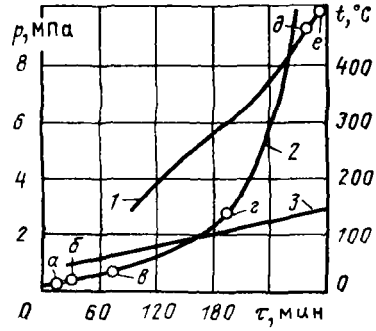


Рис. 30.1. Примерный график растопки барабанного котла высокого давления:

1 — давление пара; *2* — температура пара; *3* — температура уходящих газов; *а* — включение растопочных мазутных форсунок; *б* — пуск вентилятора; *в* — включение дымососа мельничного вентилятора и питателя пыли; *г* — открытие паровой задвижки на пароперегревателе; *д* — включение котла в магистраль; *е* — прием нагрузки

жание коррозии воздухоподогревателя вентиляторы должны включаться при температуре продуктов сгорания за ним не менее 120 °С или воздух должен пропускаться помимо него. Топочная камера должна прогреваться равномерно, для чего следует одновременно симметрично включать несколько горелок или форсунок. Растопка барабанного котла среднего давления должна производиться в течение 2—4 ч, высокого давления — в течение 4—5 ч, прямоточного котла — в течение 1—2 ч. Включение котла, если он работает на общий паропровод среднего давления, следует производить при давлении на 0,05—0,1 МПа, а высокого давления —на 0,2—0,3 МПа меньшем, чем в общем паропроводе. На рис. 30.1 показан график растопки барабанного котла высокого давления.

Обслуживание во время работы. Ведение режима работы котла должно производиться персоналом по режимной карте, в которой указывают рекомендуемые технологические и экономические показатели его работы при различных нагрузках: давление и температура пара и питательной воды, содержание RO_2 в газах, температуры газов и разрежения по газовому тракту; коэффициенты избытка воздуха и его давления по воздушному тракту и пр.

Наблюдаемые отступления от рекомендуемых режимов должны устраняться автоматически или воздействием персонала на регулирующие и запорные органы с помощью устройств дистанционного управления или на месте их установки. Производительность установки нужно регулировать таким образом, чтобы обеспечивался нормальный режим работы топки, исключающий ее интенсивное шлакование и тепловой перекос. На электростанциях согласно ПТЭ допускаемое колебание давления пара составляет ± (0,3—

0,5) МПа, температура перегретого пара равна ± (10—15) °С при номинальном ее значении 440 °С и ± (5—10) °С при номинальных ее значениях (540—570) °С.

Регулирование температуры пара в некоторых пределах может производиться изменением положения факела в топке или коэффициента избытка воздуха. Наружные загрязнения поверхностей нагрева устраняют с помощью имеющихся устройств (обдувочных, вибрационных и дробевых) по разработанному графику. Контроль за состоянием загрязнений поверхностей нагрева осуществляется по температуре газов и сопротивлению газового тракта.

Необходимо следить за исправностью всего оборудования и не реже 1 раза в смену проверять исправность действия манометров, предохранительных клапанов и водоуказательных приборов. Оборудование должно поддерживаться чистым. Особое внимание должно быть обращено на устранение скоплений угольной пыли в помещении.

Останов котла. Производится по графику примерно в следующей последовательности: прекращается подача топлива из пылесистем, срабатывается пылевидное топливо в бункере; при слоевом сжигании прекращается подача топлива и дожигаются остатки его на решетке; отключается подача газа к горелкам и мазута в форсунки. После прекращения горения в топке отключают котел от паровой магистрали и открывают продувку пароперегревателя на 40—50 мин; медленно, в течение 4—6 ч, расхолаживают котел, после этого вентилируют газоходы с помощью естественной тяги, а также продувают котел. Через 8—10 ч после останова повторяют продувку и при необходимости ускорения охлаждения пускают дымосос; через 18—24 ч после останова при температуре воды 70—80 °С допускается медленный спуск ее из котла. В период останова наблюдают за уровнем воды в барабане и при необходимости подпитывают водой котел.

При нарушении нормальной работы котла вследствие неисправностей, которые могут вызвать аварию, а также в случаях аварии котел должен быть немедленно остановлен. Последовательность операций при аварийном останове котла остается такой же, как и при плановом.

В частности, необходимо остановить котел в случаях повышения давления сверх допустимого, если оно продолжает увеличиваться, несмотря на принятые меры; упуска воды из барабана и переполнения его водой; прекращения действия всех водоуказательных приборов, манометров или

питательных насосов; обнаружения существенных ненормальностей в работе котла — шума, ударов, стуков, вибрации, разрушения кладки и разогрева каркаса, горения топлива в газоходах и т. п. При аварийном останове котел должен быть немедленно отключен от паровой магистрали.

При необходимости останова котла на длительный срок (более 10 суток) он должен быть предохранен от коррозии, возникающей вследствие воздействия кислорода и влаги воздуха. Преимущественно применяют следующие способы защиты: «сухой» способ, при котором внутри барабана и поверхностей нагрева поддерживается отсутствие влаги в заполняющем их воздухе с помощью влагопоглотителей (хлористый кальций в количестве 1 кг/м^2, известь — 2 кг/м^2 и т. п.); «мокрый» способ, при котором котел заполняется щелочным раствором (при наполнении питательной водой с содержанием 2 кг/м^3 едкого натра, 5 кг/м^3 тринатрийфосфата или 10 кг/м^3 кальцинированной соды); способ «Избыточного давления», при котором за счет подвода пара от других котлов или периодического разогрева путем сжигания топлива в котле поддерживается давление выше атмосферного, что предотвращает доступ в него воздуха. Выбор способа защиты определяется местными условиями.

Ремонт котла. В процессе работы происходит неравномерный износ элементов и частей котла, вследствие чего необходимо систематически производить его ремонт: капитальный — через каждые 2—3 года, а текущий 1—2 года. По мере совершенствования оборудования и его эксплуатации период времени между ремонтами увеличивается.

Основными задачами ремонта котла и его вспомогательного оборудования являются устранение причин, вызывающих аварии или неполадки; смена изношенных или восстановление поврежденных деталей; проведение мероприятий по повышению надежности и экономичности работы агрегата и увеличению срока службы деталей и механизмов. Все ремонтные работы должны выполняться в соответствии со специальными инструкциями и указаниями.

Время, затрачиваемое на выполнение ремонта, различно и зависит от характеристики оборудования и объема выполняемых работ. Для котлов с давлением от 4 до 10 МПа простой в капитальном ремонте в зависимости от мощности допускается 14—20, котлов высокого давления — 18—20, а сверхвысокого давления и большой мощности — до 40 сут.

До ремонта должны быть выполнены все подготовительные работы и, в частности, составлены подробные ведомости дефектов, выявленных в результате наружного и внутреннего осмотров оборудования, а также разработан сетевой график производства работ.

Надзор за котлами. Надзор за котлами с целью предотвращения аварий осуществляется Госгортехнадзором путем их освидетельствования в установленные сроки. Существуют три вида освидетельствования: наружный осмотр, внутренний осмотр и гидравлическое испытание. Наружный осмотр осуществляется инспекторами без остановки котла не реже 1 раза в год. При наружном осмотре обследуются общее состояние агрегата и помещение, в котором он установлен, обращается внимание на состояние обмуровки, топки, паропроводов, арматуры и пр. Контролируется знание персоналом правил технической эксплуатации и инструкций. Внутренний осмотр производится не реже 1 раза в 4 года. Кроме общего состояния оборудования и его эксплуатации, проверяют состояние стенок барабанов и поверхностей нагрева, плотность газоходов и пр. Гидравлическое испытание котла производят 1 раз в 8 лет. Перед гидравлическим испытанием проводят внутренний осмотр котла и освобождают от изоляции все швы барабанов, коллекторов штуцеров, фланцев и т. п.

Результаты освидетельствования котла заносят в его паспорт, в котором должны быть описание установки, чертежи, заводские акты, результаты испытаний и данные завода на ее основные элементы. При неудовлетворительном состоянии установки инспектор Госгортехнадзора имеет право запретить ее дальнейшую эксплуатацию.

30.3. ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Основные показатели работы котельных установок могут быть разделены на *технологические*, определяющие функциональные зависимости рабочих процессов, *экономические* и *режимные*. Последние показатели определяются по данным технической и экономической отчетности. Их анализ позволяет установить отклонения от заданных нормативов и их причины, выявлять и использовать резервы производства и возможности повышения рентабельности работы котлов. Технологические показатели, характеризующие рабочие процессы в котлах, рассмотрены ранее.

Основными показателями тепловой экономичности ко-

тельных установок за данный период времени являются КПД, удельный расход условного топлива на выработку пара, а также удельный расход электроэнергии и теплоты на собственные нужды котла.

Различают КПД брутто, %,

$$\eta_{бр} = \frac{Q^{бр}_{выр}}{BQ^{р}_{н}} 100 \qquad (30.2)$$

и КПД нетто, %,

$$\eta_{н} = \frac{Q^{бр}_{выр} - q_{э}}{BQ^{р}_{н}}, \qquad (30.3)$$

где B — расход топлива, т/мес или т/год; $Q^{р}_{н}$ — теплота сгорания топлива, кДж/кг; $Q^{бр}_{выр}$ — количество теплоты, переданной пару в котле, МДж/мес или МДж/год; $q_{э}$ — количество теплоты топлива, затрачиваемой на потребляемую котлом электроэнергию и теплоту, МДж/мес или МДж/год; для котлов высокого давления, работающих на газе и мазуте, составляет (4—5) %, а при работе на пылевидном топливе (5,5—8) %.

Коэффициент полезного действия котла определяется в основном его конструктивной характеристикой, режимом работы, видом топлива и качеством обслуживания.

Для современных котлов средней и большой мощности, работающих на пылевидном топливе, $\eta_{бр} = (88 \div 92)$ %, а при работе на газе и мазуте $\eta_{бр} = (90 \div 94)$ %.

Удельный расход условного топлива на тонну выработанного пара данных параметров, т/т,

$$b_{бр} = \frac{BQ^{р}_{н}}{D \cdot 29{,}4} 10^{-3}, \qquad (30.4)$$

где D — количество выработанного пара, т/мес или т/год.

Минимальный расход топлива котельной будет при условии равенства относительных приростов расхода топлива по всем параллельно работающим котлам:

$$\frac{dB_1}{dD_1} = \frac{dB_2}{dD_2} = \ldots = \frac{dB_n}{dD_n}.$$

Для выявления относительного прироста топлива необходимо иметь расходную (тепловую) характеристику котлов $B = f(D)$ и зависимость $\eta_{н} = f(D)$.

Основными показателями режима работы котлов являются годовой *коэффициент рабочего времени и коэффициенты, характеризующие нагрузку котлов.* Годовой коэффициент рабочего времени, %,

$$\eta_{\text{г}} = \frac{\tau_{\text{раб}}}{8760} 100, \qquad (30.5)$$

где $\tau_{\text{раб}}$ — число часов работы котла в году.

Полная продолжительность готовности агрегата к несению нагрузки, ч,

$$\tau_{\text{год}} = \tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{рез}},$$

где $\tau_{\text{рез}}$ — продолжительность нахождения агрегата в резерве, ч.

Показателями, характеризующими режимы нагрузки котла, являются:

1) коэффициент использования тепловой мощности котлов, %,

$$\kappa_{\text{и}} = \frac{\Sigma D}{\Sigma D_{\text{ном}}\,\tau} 100, \qquad (30.6)$$

где ΣD — фактическая выработка пара котлами, т/год; $\varepsilon D_{\text{ном}}$ — номинальная производительность котлов, т/ч; τ — фактическое время работы котлов, ч;

2) число часов использования установленной производительности котлов, т. е. число непрерывной работы котлов при полной их производительности, при которой могла бы быть получена годовая выработка пара, ч,

$$\tau_{\text{ном}} = \Sigma D / \Sigma D_{\text{ном}}. \qquad (30.7)$$

Использование установленной производительности котлов определяется графиком нагрузки, резервной производительностью, надежностью установленного оборудования и пр. Большое число часов использования характеризует более постоянный режим работы, меньшее число остановов агрегатов и продолжительности простоя их в ремонте или резерве. С увеличением числа часов использования установленной производительности экономичность котлов возрастает. Снижение экономичности работы при увеличении числа часов использования указывает на работу агрегатов с нагрузкой выше экономичной или ухудшение их состояния.

Важнейшим и итоговым показателем, комплексно отражающим технический уровень состояния оборудования и эксплуатации котлов, является *себестоимость отпускае-*

мого пара. Затраты на выработку пара разделяют на *переменные,* зависящие от количества вырабатываемого пара, и *постоянные,* мало от него зависящие. Переменные расходы складываются из расходов на топливо, электроэнергию, воду и вспомогательные материалы, постоянные — из заработной платы с начислениями, амортизации зданий, сооружений и оборудования, затрат на текущий ремонт и прочих расходов.

Основной частью себестоимости пара является топливная составляющая, которая может доходить до 70 %. Затраты на электроэнергию должны учитывать весь ее расход, начиная с системы топливоподачи. Учитываются стоимость воды на питание котлов и его очистку, стоимость воды на охлаждение элементов оборудования, стоимость смазочных и обтирочных материалов, шаров и бил для мельниц и дробилок и пр.

По затратам на заработную плату учитываются все расходы на содержание всего персонала, за исключением занятого ремонтом (ремонты относятся на счет амортизационных отчислений). Эти расходы зависят от степени механизации и автоматизации котельных установок. Слагающая заработной платы снижается с увеличением числа часов использования номинальной производительности агрегатов.

Амортизационные расходы складываются из отчислений от стоимости зданий, сооружений и оборудования. Слагающая себестоимости по амортизационным отчислениям составляет 6—12 %. Слагающие себестоимости на текущий ремонт и прочие расходы составляют в сумме до 10—15 % стоимости пара и уменьшаются с увеличением числа часов использования оборудования. Основными направлениями снижения себестоимости пара являются:

1) снижение удельного расхода топлива за счет повышения КПД агрегатов и исключения потерь топлива;

2) уменьшение расхода энергии на собственные нужды котлов путем устранения вредных сопротивлений в системе пылеприготовления, пароводяного и газовоздушного трактов, а также поддержания оптимального режима работы оборудования;

3) уменьшение численности обслуживающего персонала за счет комплексной механизации и автоматизации всех процессов;

4) уменьшение первоначальной стоимости котельных установок за счет уменьшения количества агрегатов при боль-

шей их единичной мощности, изготовления агрегатов на заводе укрупненными блоками, применения сборных строительных конструкций зданий и сооружений и т. п.

30.4. ДАЛЬНЕЙШЕЕ РАЗВИТИЕ КОТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Развитие котельной техники имеет следующие основные направления:

1) увеличение единичной мощности агрегатов и повышение параметров пара, что снижает капитальные затраты и уменьшает удельный расход топлива на выработку электроэнергии в паротурбинных установках, а при использовании пара как теплоносителя интенсифицирует технологические процессы;

2) специализация котлов по назначению, в том числе для технологических агрегатов, а также по топливу, что дает возможность обеспечить оптимальные технико-экономические показатели их работы в данных конкретных условиях;

3) применение более качественных и новых материалов при изготовлении котлов, совершенствование и модульная унификация элементов котлов и вспомогательного оборудования, что повышает надежность их работы и уменьшает капитальные затраты на оборудование;

4) применение рациональных конструкций топочных устройств и процессов сжигания топлива, систем пылеприготовления и тягодутьевых установок, что снижает тепловые потери котлов и расходы электроэнергии на собственные нужды;

5) использование более совершенных систем золоуловителей и установок для очистки продуктов сгорания от оксидов серы и азота, что дает возможность уменьшить вредные выбросы в атмосферу;

6) повышение тепловой экономичности котельных установок за счет использования скрытой теплоты парообразования при снижении температуры уходящих газов;

7) дальнейшее развитие применения систем с ЭВМ для комплексной автоматизации работы котлов, что способствует повышению их надежности и экономичности работы;

8) применение в дальнейшем кислорода при сжигании топлива, что интенсифицирует процессы горения и теплообмена, снижает расходы металла на котлы и повышает их тепловую экономичность.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ ЗНАНИЙ ДИСЦИПЛИНЫ «КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ»

ВВЕДЕНИЕ

1. Принципиальная технологическая схема котельной установки.
2. Общая схема котла, его элементы и их назначение.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

1. Источники теплоты для котельных установок промышленных предприятий.
2. Органическое топливо. Пересчеты состава с одной массы на другую. Низшая и высшая теплота сгорания. Условное топливо. Приведенные характеристики топлива.
3. Продукты полного и неполного сгорания топлив. Методика определения расхода окислителя и выхода продуктов сгорания.
4. Коэффициент избытка (расхода) воздуха и способы его определения.
5. Основное уравнение горения (баланс кислорода) и его использование для практических целей.
6. Методика построения, значение и использование H, t-диаграммы.
7. Материальные балансы рабочих веществ в котле.

ГЛАВА ВТОРАЯ

1. Общее уравнение теплового баланса котла.
2. Теплота, полезно затраченная на производство пара (горячей воды), и КПД котла (по прямому и обратному балансам).
3. Потеря теплоты с уходящими газами, ее зависимость от режимных и конструктивных условий. Технико-экономическое определение $q_{у.г}$.
4. Потеря теплоты от химической неполноты сгорания; ее зависимость от условий работы и конструктивного выполнения топки.
5. Потеря теплоты от механической неполноты сгорания, ее зависимость от режимных и конструктивных параметров топки. Золовой баланс, применение его при определении $q_{м.н}$.
6. Потери теплоты от наружного охлаждения.
7. Потери физической теплоты со шлаками.
8. Потребление энергии на собственные нужды. Энергетический баланс и КПД котельной установки.
9. Влияние неустановившегося теплового состояния на КПД котла.
10. Изменение КПД котла при переменных нагрузках. Эксергетический баланс котла, определение составляющих. Отличие теплового баланса от эксергетического.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

1 Классификация топочных устройств и их характеристики
2 Кинетическая, диффузионная и промежуточная области горения топлива Время сгорания топлив, зависимость его от условий протекания процесса
3 Схемы горения газообразного, жидкого и твердого топлив Аэродинамические характеристики процессов горения Возможности интенсификации процесса горения
4 Основные показатели работы топочных устройств

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

1 Схемы сжигания газообразного топлива и их влияние на длину и характеристику факела, устойчивость пламени
2 Классификация и схемы горелок для сжигания газа
3 Особенности сжигания газа с высокой и низкой теплотой сгорания Топки для сжигания газообразного топлива
4 Основы расчета горелок и топок для сжигания газообразного топлива

ГЛАВА ПЯТАЯ

1 Механизм сжигания жидкого топлива
2 Способы распыливания жидкого топлива
3 Форсунки и топки для жидкого топлива, их сравнительная эффективность
4 Присадки к мазуту и их назначение

ГЛАВА ШЕСТАЯ

1 Классификация слоевых топок
2 Структура горящего слоя топлива, газообразование в слое
3 Общность и различие процессов полного горения и газификации твердого топлива
4 Полумеханические и механические топки Схема зажигания и горения слоя твердого топлива на цепной решетке, назначение позонного дутья
5 Шахтно-цепные топки, процесс горения в них
6 Топки с кипящим слоем, особенности, преимущества
7 Области применения слоевых топок и их характеристики.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

1 Преимущества и недостатки сжигания твердого топлива в пылевидном состоянии
2 Системы пылеприготовления, области применения
3 Характеристика угольной пыли Технико-экономический выбор оптимальной тонкости помола топлива
4 Характеристика мельниц для размола угля, их сравнительная эффективность, область применения

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

1 Схемы зажигания пылевоздушной смеси Пылеугольные горелки Аэродинамика топочной камеры
2 Топки с твердым шлакоудалением.
3 Топки с жидким шлакоудалением
4 Циклонные и вихревые топки, особенности их работы

5. Пути снижения содержания оксидов азота и серы в продуктах сгорания.
6. Расчетные характеристики топок для сжигания угольной пыли.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

1. Передача теплоты от продуктов сгорания к рабочему телу.
2. Теплообмен в топке котла и его особенности. Тепловой баланс топки. Теоретическая температура горения топлива и критерии теплообмена.
3. Лучевоспринимающая поверхность нагрева топки. Характеристика экранов.
4. Выбор температуры газов в конце топки при сжигании газа, жидкого топлива и угля.
5. Расчет конвективных поверхностей нагрева котла.
6. Коэффициент теплопередачи в конвективных поверхностях нагрева котла, влияние загрязнений.
7. Интенсификация теплообмена в радиационных и конвективных поверхностях нагрева котла.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

1. Температура стенки поверхности нагрева котла. Условия, определяющие надежную работу металла.
2. Выбор скорости пароводяной смеси в котле и зависимость ее от нагрузки.
3. Структуры потока пароводяной смеси.
4. Уравнение движения пароводяной смеси в котле.
5. Схемы организации движения воды и пароводяной смеси в котлах. Классификация котлов.
6. Условия, определяющие движение воды и пароводяной смеси в котлах с естественной циркуляцией. Предельные значения давления, при которых возможна естественная циркуляция. Кратность циркуляции.
7. Схема расчета циркуляции. Застой и опрокидывание циркуляции. Нивелирная и парообразующая высота циркуляционного контура.
8. Особенности принудительного движения пароводяной смеси. Распределение рабочего вещества по параллельно включенным трубам котла. Шайбование труб.
9. Особенности гидродинамики водогрейных котлов и экономайзера.
10. Гидродинамические схемы пароперегревателей. Изменение давления в коллекторах пароперегревателей.

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

1. Схемы газовоздушного тракта котла и область их применения.
2. Аэродинамические сопротивления при движении газов и воздуха в котле. Самотяга.
3. Выбор вентилятора и дымососа для котельной установки и способы их регулирования.

ГЛАВА ДВЕНАДЦАТАЯ

1. Образование накипей и требования к питательной воде.
2. Системы подготовки питательной воды.
3. Водный режим и продувка котла.
4. Сепарация пара.

ГЛАВА ТРИНАДЦАТАЯ

1. Тепловосприятие в котле. Перераспределение размеров элементов котла от параметров пара.
2. Температура газов на выходе из топки и ее влияние на распределение тепловосприятия в радиационных и конвективных поверхностях котла.
3. Предельное значение подогрева воздуха при одноступенчатом экономайзере и воздухоподогревателе.
4. Влияние температуры уходящих газов на размеры конвективных поверхностей котла и расход энергии на тягу и дутье.

ГЛАВА ЧЕТЫРНАДЦАТАЯ

1. Схемы современных котлов.
2. Особенности котлов низкого и высокого давления.
3. Прямоточные котлы при высоком и сверхвысоком давлении, их преимущества и недостатки.

ГЛАВА ПЯТНАДЦАТАЯ

1. Особенности и преимущества низконапорных и высоконапорных котлов. Схема парогазовой установки.
2. Котлы непрямого действия и с неводяными теплоносителями, особенности работы, область применения.
3. Передвижные котлы, электрокотлы. Возможные области применения.

ГЛАВА ШЕСТНАДЦАТАЯ

1. Особенности работы и конструкции водогрейных котлов.
2. Комбинированные пароводогрейные котлы, эффективность, область применения.

ГЛАВА СЕМНАДЦАТАЯ

1. Особенности и эффективность котлов на отходящих производственных газах.
2. Конвективные и радиационно-конвективные котлы-утилизаторы. Водотрубные и газотрубные котлы.
3. Котлы для использования теплоты технологического продукта.

ГЛАВА ВОСЕМНАДЦАТАЯ

1. Отличие энерготехнологического теплоиспользования от использования вторичных энергоресурсов теплотехнологических установок.
2. Примеры энерготехнологических агрегатов для высокотемпературных и низкотемпературных процессов.

ГЛАВА ДЕВЯТНАДЦАТАЯ

1. Технологические схемы АЭС, характеристики применяемых энергоносителей.
2. Особенности парогенераторов АЭС, конструктивные схемы.

ГЛАВА ДВАДЦАТАЯ

1. Испарительные поверхности нагрева котлов.
2. Конструкции экранов топки. Особенности схем экранов прямоточных котлов.
3. Схемы движения пара и газов в конвективных пароперегревателях.

4. Особенности конструкций радиационных и ширмовых пароперегревателей.
5. Расположение пароперегревателя в газовом тракте.
6. Назначение и способы регулирования температуры перегрева пара.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ПЕРВАЯ

1. Некипящие и кипящие экономайзеры.
2. Схемы включения экономайзеров.
3. Влияние подогрева воздуха на работу топки и распределение тепловосприятия по поверхностям нагрева котла.
4. Преимущества и недостатки рекуперативных и регенеративных воздухоподогревателей.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ВТОРАЯ

1. Цели теплового расчета котла. Конструктивный и поверочный тепловой расчет.
2. Основы теплового расчета котла на ЭВМ.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ТРЕТЬЯ

1. Назначение и требования к обмуровке котла.
2. Конструкции обмуровок и каркаса. Основы теплового расчета обмуровки.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ЧЕТВЕРТАЯ

1. Условия работы и выбор металла котла.
2. Расчет на прочность элементов котла.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ПЯТАЯ.

1. Износ труб котла.
2. Высокотемпературная и низконапорная коррозия наружных поверхностей нагрева котла, способы защиты.
3. Коррозия внутренних поверхностей нагрева котла.
4. Наружное загрязнение поверхностей нагрева котла. Способы очистки и их эффективность.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ШЕСТАЯ

1. Содержание вредных примесей в продуктах сгорания.
2. Типы золоуловителей.
3. Условия образования оксидов азота и уменьшения их в газах.
4. Способы очистки газов от оксидов серы.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ СЕДЬМАЯ

1. Требования к топливному хозяйству котельных.
2. Схемы топливного хозяйства при работе котла на твердом топливе, мазуте и газе.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ВОСЬМАЯ

1. Выход и характеристики шлака и золы.
2. Системы шлакозолоудаления.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ДЕВЯТАЯ

1. Статические и динамические характеристики котла и их зависимости от нагрузки, влажности топлива и температуры питательной воды.

2 Характеристики работы барабанного и прямоточного котлов в переходный период и в нестационаром режиме. Математическая модель работы котлов

ГЛАВА ТРИДЦАТАЯ

1 Системы управления работой котельных установок и необходимые для этого устройства автоматизации
2 Требования к эксплуатации котлов Порядок подготовки и пуска в работу котла Обслуживание котла во время работы Останов котла Ремонт котла
3 Распределение нагрузки между параллельно работающими котлами
4 Показатели, характеризующие работу котлов
5 Перспектива развития котельных установок

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Тепловой** расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) М Энергия, 1973

2 **Аэродинамический** расчет котельных устаиовок (Нормативный метод) М Энергия, 1977

3 **Гидравлический** расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) М Энергия 1978

4 **Расчет** и проектирование пылеприготовительных установок котельных агрегатов (Нормативный метод) М Энергия, 1973

5 **Нормы** расчета элементов паровых котлов на прочность М Энергия, 1966

6 **Тепловые** и атомные электрические станции Справочник/ Под общ ред В А Григорьева и В М Зорина М Энергоиздат, 1982

7 **Промышленная** теплоэнергетика и теплотехника Справочник/ Под общ ред В А Григорьева и В М Зорина, М Энергоатомиздат, 1983

8 **Теплотехнический** справочник/ Под ред В Н Юренева, П Д Лебедева М Энергия, т 1, 1975, т 2, 1976

9 **Котлы** малой и средней мощности и топочные устройства Отраслевой каталог 15 83 М НИИЭИнформэнергомаш, 1983

10 **Хзмалян Д. М., Каган Я. А.** Теория горения и топочные устройства М Энергия, 1976

11 **Спейшер В. А., Горбаненко А. Д.** Повышение эффективности использования газа и мазута в энергетических установках М Энергоиздат, 1982

12 **Летин Л. А., Роддатис К. Ф.** Среднеходные и тихоходные мельницы М Энергоиздат, 1981

13 **Внуков А. К** Теплохимические процессы в газовом тракте паровых котлов М Энергоиздат, 1981

14 **Рассохин Н. Г** Парогенераторные установки атомных электростанций М Атомиздат, 1980

15 **Бузников Е Ф., Роддатис К. Ф., Берзиньш Э Я.** Производственные и отопительные котельные М Энергоатомиздат, 1984

16 **Аитикайи П А** Металлы и расчет на прочность котлов и трубопроводов М Энергия, 1980

17. **Госгортехнадзор СССР.** Сборник правил и руководящих материалов по котлонадзору М Недра 1972

18 **Правила** технической эксплуатации станций и сетей. М : Энергия, 1977

19 **Рихтер Л. А., Волков Э. П., Покровский В. И.** Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов тепловых электростанций. М Энергоиздат, 1981

20 **Ковалев А. П., Лелеев Н. С., Виленский Т. В.** Парогенераторы М Энергоатомиздат, 1985

21. **Виленский Т. В., Хзмалян Д. М.** Динамика горения пылевидного топлива М. Энергия, 1977.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Абразивный износ 441
Аккумуляция теплоты 37
Амбразура 163
Атомная электростанция 370
Аэродинамика газовоздушного тракта 254

Баланс кислорода воздуха 27
— котла материальный 32
— — тепловой 32
— — — обратный 57
— — — прямой 40
— — эксергетический 57

Виброочистка 456
Видимая объемная плотность тепловыделения 77
Влажность подсушенной пыли, выбор 139
— топливный 137
Водный режим котла 266
Воздух вторичный 160
— первичный 160
Воздухоподогреватель регенеративный 410
— рекуперативный 407
Выбор избытка воздуха в топке 45
— температуры уходящих газов 45

Гидродинамика котла 211
Гидрошлакозолоудаление 487
Горелки для газообразного топлива 86, 88
— — сжигания газа совместно с другими топливами 89, 162
— — твердого топлива 157, 158, 159
— топок с молотковыми мельницами 163

Движущий напор естественной циркуляции 223
Допускаемая концентрация вредных примесей в воздухе 179, 459
Дробеочистка 456
Дробление топлива 134
Дымовая труба, аэродинамика 262
Дымосос, регулирование 263

Естественная тяга 254
— циркуляция 223

Жидкое шлакоудаление 171
Жидкометаллический теплоноситель 327, 379

Зажигательный пояс 169
Застой циркуляции 233
Зерновая характеристика пыли 140
Золовой баланс 53
Золоулавливание, золошлакоудаление 460, 484

Избыток воздуха 23, 29
Испарительная поверхность нагрева 381
Источники теплоты для промышленных котлов 14

Каркас котла 422
Компенсаторы 409
Конвективные поверхности нагрева 381, 389, 402, 407
Котлы водогрейные 333
— высоконапорные 323
— низконапорные 325
— пароводогрейные 341
— передвижные 329
— прямоточные 319
— с естественной циркуляцией 308, 314
— — многократной принудительной циркуляцией 322
— — неводяными теплоносителями 326
— электрические 331
— энерготехнологических агрегатов 363
Коэффициент избытка воздуха 29, 156
— полезного действия котла 43
— размолоспособности топлива 141
— тепловой эффективности 187
Кратность циркуляции 228

Лучевоспринимающая поверхность экрана 190

Масса топлива, пересчет 16
Математическая модель горения угольной пыли 179
Мельницы для размола топлива 142

Надежность циркуляции, проверка 235
Накипи образование 267
Напряжение парового пространства барабана котла 284

Недожог топлива 37, 49, 51

Области реагирования при горении топлива 66
Обмуровка котла 424
Опрокидывание циркуляции 233
Острое дутье 124
Очистка газов от оксидов серы и азота 469, 473
— поверхностей нагрева 453

Пароперегреватели 387
Полезно затраченная теплота 41
Потеря теплоты на охлаждение панелей, балок 56
— — от механической неполноты сгорания 51
— — — наружного охлаждения 54
— — — неустановившегося теплового состояния 56
— — — химической неполноты сгорания 49
— — с уходящими газами 43
— — — физическим теплом шлака 55
— эксергии 59
Присадки к топливу 109, 480
Продувка котла 274
Продукты сгорания, состав 23
— — энтальпия 30
Пылеприготовление 133

Работоспособность теплоты 58
Распыливание мазута 98
Растопка котла 89, 505
Расход воздуха действительный 23
— — теоретический 22
Расчет элементов котла на прочность 436
— котла тепловой конструкторский 413
— — — поверочный 413, 418
— циркуляции 227
Регулирование температуры пара 395

Самотяга 257
Секционное дутье 122
Сепарационные устройства 286
Системы пылеприготовления 135
Собственные нужды котла 43
Ступенчатое испарение 276
Сухое (гранулированное) шлакоудаление 168
Сушка топлива 137

Температура газов на выходе из топки 156
— — уходящих, выбор 45
Теплов я и гидравлическая неравномерность в трубах 330
— схема котла 291, 299
Тепловой расчет обмуровки 429
Теплота сгорания топлива 15, 17
— — — жидкого 107
— — — твердого 119, 121, 131, 168, 171, 173
Топливное хозяйство 476

Угольная пыль и ее свойства 133, 140
Условное топливо 18

Фестон 12
Форсунки для жидкого топлива 98, 100, 102
Фосфатирование 279

Характеристика золоуловителей 468
Холодная воронка 169

Цепные решетки 121
Циклонные топки 96, 111, 173
Циркуляция естественная 223
— принудительная 239, 245, 248, 250

Чистый отсек 277

Шлакосниматель 120, 121

Шлакоудаление жидкое 171, 174
— твердое 121, 168

Экономайзер 402
Экраны 12, 169
Энерготехнологические агрегаты 361

Ядерный реактор 371

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Введение 5

Глава первая **Материальный баланс рабочих веществ в котле** 14

1 1. Источники энергии для котельных установок промышленных предприятий 14
1 2 Материальный баланс процесса горения топлива . . 19
1 3. Материальный баланс нагреваемой среды 32

Глава вторая **Тепловой и эксергетический балансы котла** 32

2 1. Общее уравнение теплового баланса 32
2 2 Теплота, полезно затраченная на производство пара Расход топлива и КПД котла 41
2 3 Потеря теплоты с уходящими газами 43
2 4 Потеря теплоты от химической неполноты сгорания . 49
2 5 Потеря теплоты от механической неполноты сгорания . 51
2 6 Потеря теплоты от наружного охлаждения 54
2 7 Потеря с физической теплотой шлаков Потеря теплоты с охлаждающими панелями, балками и другими конструкциями 55
2 8 Потеря теплоты от неустановившегося теплового состояния котла 56
2 9 Зависимость КПД котла от нагрузки 57
2 10 Эксергетический баланс котла 57

Глава третья **Классификация топочных процессов и топок для сжигания топлив** 62

3 1 Классификация топок и общие характеристики процессов 62
3 2 Показатели работы топочных устройств 76

Глава четвертая **Сжигание газообразного топлива** . . 78

4 1 Общие положения 78
4 2 Топки, классификация горелок для газообразного топлива 83
4 3 Сжигание газообразного топлива с низкой теплотой сгорания 86
4 4 Сжигание газообразного топлива с высокой теплотой сгорания 87
4 5 Сжигание газа совместно с другими видами топлива 89
4 6 Вопросы эксплуатации газовых топок Предотвращение образования и уменьшение вредных выбросов . . . 89
4 7 Особенности расчета газовых горелок и топок . . . 91

Глава пятая **Сжигание жидкого топлива** 95

5 1. Общие положения 95

5 2 Схемы распыливания жидкого топлива Мазутные форсунки 98
5 3 Комбинированные газомазутные горелки . 106
5 4 Топки для сжигания жидкого топлива и газомазутные предтопки. Вопросы эксплуатации 107

Глава шестая **Сжигание твердого топлива в слое** . . . 111

6 1. Классификация слоевых топок 111
6 2. Характеристики процесса горения твердого топлива в плотном слое 112
6 3 Топки для сжигания твердого топлива в плотном слое 116
6 3 1. Немеханизированные и полумеханические топки . . 116
6 3 2 Механические топки с цепными решетками . . . 119
6 4 Топки с кипящим слоем 125
6 5 Выбор слоевых топок и основы их расчета 131

Глава седьмая. **Пылеприготовление** 133

7.1. Особенности сжигания твердого топлива в пылевидном состоянии 133
7.2. Основные схемы пылеприготовления 134
7 3 Сушка топлива 137
7.4 Размол топлива 140
7 5 Выбор мельничного устройства и системы пылеприготовления 152

Глава восьмая **Сжигание угольной пыли в топках котлов** 153

8 1. Особенности горения угольной пыли 153
8 2. Пылеугольные горелки 157
8 3. Расположение горелок на стенках топочной камеры . 165
8 4. Топки для факельного сжигания угольной пыли с гранулированным шлакоудалением 168
8 5 Топки для факельного сжигания угольной пыли с жидким шлакоудалением 171
8 6. Циклонные и вихревые топки 173
8.7 Снижение содержания оксидов азота и серы в продуктах сгорания 177
8 8 Математическая модель горения угольной пыли . . 179
8 9 Выбор и расчетные характеристики топок для сжигания угольной пыли 181

Глава девятая. **Теплообмен в элементах котла** . . . 182

9 1. Общие положения 182
9 2. Теплообмен в топке 183
9 3. Расчет теплообмена в топке 186
9 4. Теплообмен в конвективных поверхностях нагрева . . 196
9 5. Расчет теплообмена в конвективных поверхностях нагрева 199
9 6. Интенсификация радиационного и конвективного теплообмена 210

Глава десятая. **Гидродинамика котла** 211

10.1. Условия надежной работы элементов котла . . . 211
10 2. Режим, структура и характеристика потока рабочего тела 215
10.3. Характеристика испарительных систем 219
10.4. Гидродинамика котлов с естественной циркуляцией . 223

10.5. Гидродинамика прямоточных котлов 239
10.6. Гидродинамика котлов с многократной принудительной циркуляцией 245
10.7. Гидродинамика водогрейных котлов 247
10.8. Гидродинамика экономайзера 248
10.9. Гидродинамика пароперегревателя 250

Глава одиннадцатая. **Аэродинамика газовоздушного тракта** 254
11.1. Системы газовоздушного тракта 254
11.2. Аэродинамические сопротивления 255
11.3. Аэродинамика дымовой трубы 262
11.4. Выбор вентилятора и дымососа 263

Глава двенадцатая **Водный режим и качество пара котлов** 266
12.1. Образование накипей и требования к питательной воде 267
12.2. Системы подготовки питательной воды 272
12.3. Водный режим и продувка котла 274
12.4. Сепарация и промывка пара 281

Глава тринадцатая **Тепловая схема котла** 291
13.1. Характеристика тепловой схемы 291
13.2. Температура продуктов сгорания на выходе из топки 292
13.3. Тепловосприятие в испарительной системе, экономайзере и пароперегревателе 293
13.4. Подогрев воздуха и расположение экономайзера и воздухоподогревателя в газовом тракте 295
13.5. Температура уходящих газов 298
13.6. Примеры тепловой схемы котлов 299
13.7. Тепловые схемы котельной 301

Глава четырнадцатая **Характеристики и конструкции котлов** 303
14.1. Общие характеристики котлов 303
14.2. Котлы с естественной циркуляцией низкого давления 308
14.3. Энергетические котлы с естественной циркуляцией . 314
14.4. Прямоточные котлы 319
14.5. Компоновка котлов 319

Глава пятнадцатая **Котлы специального назначения** . 322
15.1. Низконапорные и высоконапорные паропроизводящие установки 322
15.2. Котлы непрямого действия и с неводяными теплоносителями 326
15.3. Передвижные котлы 329
15.4. Электрокотлы 331

Глава шестнадцатая. **Водогрейные и пароводогрейные котлы** 333
16.1. Основные характеристики котлов 333
16.2. Конструкции водогрейных котлов 334
16.3. Пароводогрейные котлы 341

Глава семнадцатая. **Котлы производственных технологических систем** 346
17.1. Условия и эффективность применения котлов в технологических системах 346

17 2. Котлы на отходящих пронзводственных газах . . . 348
17 3. Котлы, использующие теплоту технологического продукта 358
17.4. Получение пара в элементах технологических установок и его перегрев 358

Глава восемнадцатая. **Комбинированные энерготехнологические агрегаты** 361
18 1. Особенности энерготехнологического теплоиспользования 361
18 2. Энерготехнологические агрегаты для высокотемпературных и низкотемпературных процессов 363

Глава девятнадцатая **Получение пара на атомных электростанциях** 370
19 1. Источник энергии, теплоносители и схемы АЭС . . 370
19 2 Конструкции парогенераторов АЭС 374

Глава двадцатая **Испарительные поверхности нагрева. Пароперегреватели. Регулирование температуры пара** . . . 381
20 1. Испарительные поверхности нагрева 381
20 2 Назначение и классификация пароперегревателей . . 387
20 3 Конструкция и компоновка пароперегревателя . . 388
20 4 Конвективные пароперегреватели 389
20 5 Радиационные и ширмовые пароперегреватели . . 394
20 6 Регулирование температуры пара 395

Глава двадцать первая **Экономайзеры и воздухоподогреватели** 402
21.1. Экономайзеры 402
21 2 Воздухоподогреватели 407

Глава двадцать вторая. **Указания по тепловому расчету котлов** 413
22 1. Общие рекомендации по методике теплового расчета котла 413
22 2 Порядок выполнения поверочного теплового расчета на ЭВМ 418

Глава двадцать третья **Каркас и обмуровка котлов** 422
23 1 Каркас 422
23 2 Назначение обмуровки и требования к ней . . . 424
23.3 Конструкция обмуровки 426
23 4 Тепловой расчет обмуровки 429

Глава двадцать четвертая **Металл и прочность элементов котла** 431
24 1. Условия работы металла 431
24 2. Металл элементов котла 434
24 3 Расчет на прочность элементов котла 436

Глава двадцать пятая **Абразивный износ, коррозия, загрязнение и очистка поверхностей нагрева** 441
25 1 Абразивный износ 441
25 2 Коррозия металла элементов котла 444
25 3 Высокотемпературная коррозия наружных поверхностей нагрева 444
25 4 Низкотемпературная коррозия наружных поверхностей нагрева 445

25.5. Коррозия металла внутренних поверхностей нагрева . 449
25.6. Загрязнение поверхностей нагрева 450
25.7. Очистка наружных поверхностей нагрева от загрязнений 453

Глава двадцать шестая. **Защита окружающей среды от вредных выбросов при работе котлов** 459
26.1. Содержание вредных примесей в продуктах сгорания . 459
26.2. Золоулавливание 460
26.3. Сравнительные характеристики золоуловителей . . 468
26.4. Очистка продуктов сгорания от оксидов серы . . . 469
26.5. Очистка продуктов сгорания от оксидов азота . . 473

Глава двадцать седьмая. **Топливное хозяйство котельных установок** 476
27.1. Общие сведения 476
27.2. Топливное хозяйство при использовании твердого топлива 477
27.3. Топливное хозяйство при использовании мазута . . 479
27.4. Газоснабжение котельных установок 481

Глава двадцать восьмая. **Шлакозолоудаление** . . 483
28.1. Выход и характеристики шлака и золы 483
28.2. Механическая система шлакозолоудаления 484
28.3. Пневматическая система шлакозолоудаления . . . 485
28.4. Гидравлическая система шлакозолоудаления . . . 487

Глава двадцать девятая. **Статические и динамические характеристики котлов** 490
29.1. Общие положения 490
29.2. Статические характеристики 490
29.3. Нестационарные процессы в котлах 495
29.4. Динамические характеристики котла 497
29.5. Математическая модель котла 498

Глава тридцатая. **Эксплуатация котлов** 502
30.1. Организация управления котлами 502
30.2. Эксплуатация котлов 504
30.3. Показатели работы котельных установок 510
30.4. Дальнейшее развитие котельной техники 514

Контрольные вопросы для самопроверки знаний дисциплины «Котельные установки промышленных предприятий» . . . 515

Список литературы 520
Предметный указатель 521

Учебник

СИДЕЛЬКОВСКИЙ ЛАЗАРЬ НАУМОВИЧ
ЮРЕНЕВ ВЛАДИМИР НИКОЛАЕВИЧ

Котельные установки промышленных предприятий

Редактор *И. Я. Дубровский-Винокуров*
Редактор издательства *Н М Пеунова*
Художественные редакторы *В А Гозак-Хозак, Ю В Созанская*
Технический редактор *Н Н Хотулева*
Корректор *И А. Володяева*
ИБ № 1111

Сдано в набор 31 08 87 Подписано в печать 18 01 88 Т 04657 Формат 84×108$^{1}/_{32}$ Бумага типографская № 2 Гарнитура литературная Печать высокая Усл печ л 27,72 Усл кр -отт 27,72 Уч -изд л 30,56 Тираж 35 000 экз Заказ 933 Цена 1 р 30 к

Энергоатомиздат 113114, Москва, М 114, Шлюзовая наб , 10

Владимирская типография Союзполиграфпрома при Госкомиздате СССР 600000, г Владимир, Октябрьский проспект, д 7

Л. Н. Сидельковский
В. Н. Юренев

ОТЕЛЬНЫЕ СТАНОВКИ РОМЫШЛЕННЫ РЕДПРИЯТ Й

Для ~ : тов вузов

