Р. И. ЭСТЕРКИН

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

курсовое и дипломное проектирование

Допущено Управлением кадров
и учебных заведений Минжилкомхоза РСФСР
в качестве учебного пособия
для учащихся техникумов по специальности № 1007
«Эксплуатация тепловых сетей
и теплотехнического оборудования»

Ленинград
ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ
Ленинградское отделение
1989

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ББК 31.361
Э87
УДК 621.182 (075.32)

Рецензенты *Г. Ю. Гаевская* и *С. А. Цыганков*

Эстеркин Р. И.

Э87 Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование: Учеб. пособ. для техникумов. — Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1989. — 280 с., ил.

ISBN 5-283-04445-9

Приведены варианты тем для курсового и дипломного проектирования. Даны конкретные методики теплового расчета котлоагрегатов и тепловых схем производственных и отопительных котельных с выбором и компоновкой основного и вспомогательного оборудования. Рассмотрены вопросы защиты окружающей среды, приведены необходимые технико-экономические расчеты и примеры. Справочные сведения даны в объеме, необходимом для выполнения курсового и дипломного проектов.

Для учащихся техникумов, обучающихся теплотехническим специальностям; может быть полезна преподавателям техникумов.

Э $\frac{2203050000-118}{051\ (01)-89}$ **Св. пл. вып. лит. для ср. спец. уч. зав. 1989 г., п. 130** **ББК 31.361**

Учебное пособие

ЭСТЕРКИН РАХМИЕЛЬ ИОСИФОВИЧ

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Курсовое и дипломное проектирование

Редактор *Ю. В. Долгополова*
Художник переплета *Е. Г. Коленова*
Художественный редактор *Т. Ю. Теплицкая*
Технический редактор *Н. А. Минеева*
Корректор *Л. В. Брынцева*

ИБ № 2437

Сдано в набор 13.01.89. Подписано в печать 14.04.89. М-32742. Формат $60\times90^1/_{16}$. Бумага офсетная № 1. Гарнитура литературная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 17,5. Усл. кр.-отт. 17,5. Уч.-изд. л. 19,18. Тираж 20 000 экз. Заказ 679. Цена 95 к.

Энергоатомиздат, Ленинградское отделение.
191065 Ленинград, Марсово поле, 1

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144 Ленинград, ул. Моисеенко, 10

ISBN 5-283-04445-9

© Энергоатомиздат, 1989

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ПРЕДИСЛОВИЕ

В учебном пособии приведены материалы, необходимые для курсового и дипломного проектирования котельных установок.

В связи с введением в учебный план предмета «Основы информатики» и внедрением в учебный процесс компьютеров приведены рекомендации по автоматизации теплового расчета котла и конкретная программа, которая позволит учащимся выполнять курсовой проект на современном уровне.

Методика теплового и аэродинамического расчета котла приведена в соответствие с действующими нормативными методами. Методика расчета тепловых схем котельных изложена в соответствии с расчетами, выполняемыми проектными институтами при проектировании производственных и отопительных котельных.

Для облегчения пользования материалом учебного пособия все методики теплотехнических расчетов иллюстрированы конкретными примерами теплового расчета котлов и различных тепловых схем котельных.

Для рационального использования учебного пособия при курсовом и дипломном проектировании учащиеся должны хорошо усвоить теоретическую часть предмета «Промышленные котельные установки».

Главу VII «Использование ЭВМ при тепловом расчете промышленных котлоагрегатов» и программу теплового расчета котла написал инженер-системотехник А. Р. Эстеркин. Главу XIII «Расчет технико-экономических показателей котельной» написал инженер-экономист А. С. Арутюнян.

Все замечания и пожелания просьба направлять по адресу: 191065, Ленинград, Марсово поле, д. 1, Ленинградское отделение Энергоатомиздата.

Автор

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ВВЕДЕНИЕ

Промышленные предприятия и жилищно-коммунальный сектор потребляют огромное количество теплоты на технологические нужды, вентиляцию, отопление и горячее водоснабжение. Тепловая энергия в виде пара и горячей воды вырабатывается теплоэлектроцентралями, производственными и районными отопительными котельными.

Перевод предприятий на полный хозяйственный расчет и самофинансирование, намечаемое повышение цен на топливо и переход многих предприятий на двух- и трехсменную работу требуют серьезной перестройки в проектировании и эксплуатации производственных и отопительных котельных.

Пути и перспективы развития энергетики определены Энергетической программой, одной из первоочередных задач которой является коренное совершенствование энергохозяйства на базе экономии энергоресурсов: это широкое внедрение энергосберегающих технологий, использование вторичных энергоресурсов, экономия топлива и энергии на собственные нужды.

Производственные и отопительные котельные должны обеспечить бесперебойное и качественное теплоснабжение предприятий и потребителей жилищно-коммунального сектора. Повышение надежности и экономичности теплоснабжения в значительной мере зависит от качества работы котлоагрегатов и рационально спроектированной тепловой схемы котельной. Созданная за годы Советской власти котлостроительная промышленность, на которую работают научно-исследовательские институты и специализированные котлостроительные заводы, обеспечивает производство современных котельных агрегатов, необходимых для СССР и экспорта их за рубеж. Ведущими проектными институтами разработаны и совершенствуются рациональные тепловые схемы и типовые проекты производственных и отопительных котельных

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Часть первая

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Глава первая

ОРГАНИЗАЦИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

1.1. ЗАДАЧИ И ТЕМАТИКА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Тепловой расчет парового или водогрейного котла может быть конструктивным или поверочным. Конструктивный расчет выполняется при разработке (проектировании) новых паровых или водогрейных котлов специализированными проектно-конструкторскими институтами или конструкторскими бюро котлостроительных заводов. Поверочный расчет котельных агрегатов, выпускаемых промышленностью, выполняется при проектировании источника теплоснабжения, предназначенного для выработки пара или горячей воды.

Для учащихся теплоэнергетических специальностей техникумов при выполнении курсового проекта рекомендуется производить поверочный расчет с элементами конструктивного расчета отдельных поверхностей нагрева (пароперегревателя, водяного экономайзера, воздухоподогревателя).

Основной целью поверочного расчета является определение основных показателей работы котлоагрегата, а также реконструктивных мероприятий, обеспечивающих высокую надежность и экономичность его эксплуатации при заданных условиях.

При курсовом проектировании рекомендуется производить поверочный тепловой расчет современных паровых котлов горизонтальной ориентации типов ДЕ и КЕ или котлов вертикальной ориентации паропроизводительностью до 100 т/ч. Из различных конструкций водогрейных котлов рекомендуется задавать учащимся для поверочного расчета серийные агрегаты типа КВ-ГМ или КВ-ТС теплопроизводительностью до 58 МВт.

В процессе выполнения курсового проекта учащиеся должны приобрести практические навыки в расчете парового или водогрейного котла, более глубоко усвоить теоретические положения и ознакомиться с действующими нормативными материалами.

Каждому учащемуся должно быть выдано индивидуальное задание на выполнение курсового проекта. Варьирование заданий следует производить путем изменения типа и паропроизводительности (теплопроизводительности) котлоагрегата и вида сжигаемого топлива. После выполнения расчетной и графической части учащиеся защищают курсовой проект. При приеме курсовых проектов преподавателю рекомендуется задавать вопросы, поз-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

воляющие выявить понимание учащимися физических процессов, протекающих при работе котельного агрегата, расчет которого производился, знание особенностей методики расчета и основных узлов агрегата.

При наличии в учебном заведении компьютеров и программ для теплового расчета котельного агрегата задание на выполнение курсового проекта должно видоизменяться, так как у учащихся освобождается много времени за счет сокращения вычислений. В этом случае тема задания на курсовое проектирование может формулироваться, например, так: произвести сравнительный тепловой расчет котла при работе на двух различных топливах. Другой пример: на основании сравнительного теплового расчета котлоагрегата разработать мероприятия, связанные с переводом его на газообразное топливо.

Конструктивный и поверочный тепловой расчет парового или водогрейного котла выполняется в соответствии с Нормативным методом теплового расчета котельных агрегатов, разработанным ЦКТИ имени И. И. Ползунова и ВТИ имени Ф. Э. Дзержинского («Тепловой расчет котельных агрегатов», изд. 2-е, М.: Энергия, 1973).

Тепловой расчет котлоагрегата выполняется учащимися в Международной системе единиц (СИ).

1.2. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Для выполнения поверочного теплового расчета котлоагрегата учащимся необходимо выдать следующие материалы и исходные данные:

а) тип котлоагрегата;

б) чертежи агрегата, по которым могут быть определены размеры топочной камеры, площадь поверхности нагрева отдельных элементов и их конструктивные данные (диаметр труб, их число и расположение, продольный и поперечный шаг, проходные сечения для продуктов сгорания и рабочей среды, размеры газоходов);

в) номинальную и расчетную мощность котлоагрегата, давление и температуру перегретого пара для паровых котлов или температуру воды в прямой и обратной линии для водогрейных котлов;

г) давление и температуру питательной или подпиточной воды;

д) месторождение и марку топлива;

е) расход насыщенного пара при отборе его из барабана котла;

ж) процент непрерывной продувки;

з) данные расчета системы пылеприготовления для пылеугольных топок.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Курсовой проект состоит из пояснительной записки и чертежей общих видов котлоагрегата. В пояснительной записке приводится краткое описание котлоагрегата, обосновывается выбор топочного устройства и температуры уходящих газов, а также хвостовых поверхностей нагрева. В расчетной части пояснительной записки в табличной форме приводится состав топлива, конструктивные характеристики котлоагрегата, расчет объемов продуктов сгорания и воздуха, энтальпии продуктов сгорания и воздуха, тепловой баланс парового или водогрейного котла, расчет топки, пароперегревателя, конвективных газоходов и хвостовых поверхностей нагрева.

Графическая часть проекта состоит из продольного и поперечного разреза, плана котлоагрегата совместно с хвостовыми поверхностями нагрева.

Приводим пример задания на выполнение курсового проекта при тепловом расчете котла на компьютере по имеющейся программе.

Задание

для курсового проектирования по котельным установкам

учащемуся теплотехнического отделения III курса 15-й группы

.....

(наименование среднего специального учебного заведения)

тов. Сидорову П. И.

Тема задания: Разработка мероприятий при переводе котла типа ДКВР-10 с твердого топлива на газообразное при резервном жидком топливе.

Исходные данные для расчета

1. Расчетная паропроизводительность котла $D = 3{,}33$ кг/с.
2. Основное топливо — природный газ газопровода Саратов—Москва.
3. Резервное топливо — сернистый мазут.
4. Абсолютное давление пара на выходе из пароперегревателя $p = 1{,}37$ МПа.
5. Температура перегретого пара $t_{п.п} = 250$ °С.
6. Температура питательной воды $t_{п.в} = 100$ °С.
7. Продувку принять равной 3 %.

Курсовой проект выполняется в следующем объеме:

а) краткое описание котлоагрегата до перевода на газ;

б) краткое описание принятых к установке горелок;

в) обоснование выбранной температуры уходящих газов;

г) выбор и описание принятых к установке хвостовых поверхностей нагрева;

д) описание реконструктивных мероприятий, необходимых при переводе котла на газ;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

е) определение конструктивных характеристик котлоагрегата;
ж) расчет объемов воздуха и продуктов сгорания при сжигании газа и мазута;
з) расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания при сжигании газа и мазута;
и) расчет топки на газе и мазуте;
к) расчет пароперегревателя на газе и мазуте;
л) расчет конвективных газоходов при сжигании газа и мазута;
м) расчет хвостовых поверхностей нагрева при сжигании газа и мазута.

Графическая часть проекта

Лист 1. Продольный разрез котлоагрегата совместно с хвостовыми поверхностями нагрева.
Лист 2. План котлоагрегата совместно с хвостовыми поверхностями нагрева.
Лист 3. Общий вид выбранной горелки.

Дата выдачи .....
Срок окончания .....
Зав. отделением.....
Преподаватель .....

В процессе работы над курсовым проектом следует контролировать выполнение учащимися отдельных разделов проекта. Примерное распределение материала по отдельным разделам проекта приведено в табл. 1.1. В соответствии с данными, приведенными в этой таблице, в зависимости от времени, отводимого на курсовое проектирование, учащимся должен быть выдан график выполнения отдельных разделов проекта.

Таблица 1.1. **Объем отдельных разделов курсового проекта**

Раздел проекта	Объем, %
Краткое описание котлоагрегата до перевода на газ и принятых к установке горелок	3
Выбор и описание принятых к установке хвостовых поверхностей нагрева	3
Разработка и описание реконструктивных мероприятий в связи с переводом котла на газ	5
Определение конструктивных характеристик котлоагрегата	4
Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания	7
Составление теплового баланса и расчет топки	7
Расчет пароперегревателя и конвективных поверхностей нагрева	10
Расчет хвостовых поверхностей нагрева	6
Выполнение чертежей в тонких линиях	30
Оформление чертежей	20
Оформление пояснительной записки	5

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

1.3. ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ И ЧЕРТЕЖЕЙ

Пояснительная записка должна быть написана черными чернилами, пастой или тушью, почерком, близким к чертежному.

При тепловом расчете парового или водогрейного котла используется много буквенных обозначений и индексов, встречающихся в расчете. Все условные обозначения следует давать в соответствии с принятыми в Нормативном методе. Перечень принятых обозначений применительно к промышленным паровым и водогрейным котлам приведен в табл. 1.2.

Пояснительная записка выполняется на листах писчей бумаги размером 297×210 мм (на одной стороне листа) и должна удовлетворять требованиям ЕСКД ГОСТ 2.105—79 «Общие требования к текстовым документам» и ГОСТ 2.106—68 «Текстовые документы». Все размещаемые в записке иллюстрации нумеруются арабскими цифрами. Листы пояснительной записки нумеруют, начиная с титульного листа. На второй странице приводится задание на курсовой проект, и далее идут листы записки в порядке, указанном в оглавлении. В конце записки помещается список использованной литературы и оглавление с указанием номера страницы. Содержание записки распределяется на разделы, подразделы, пункты и подпункты.

Разделы должны иметь порядковые номера, обозначенные арабскими цифрами с точкой. Подразделы должны иметь порядковые номера в пределах каждого раздела. Номера подразделов состоят из номера раздела и подраздела, разделенных точкой. Между номером подраздела и его названием также ставится точка.

Наименования разделов и подразделов должны быть краткими, соответствовать содержанию, их записывают в виде заголовков буквами более крупного шрифта.

Переносы слов в заголовках не допускаются. Точка в конце заголовка не ставится.

Результаты расчета, как правило, оформляются в виде таблиц. Каждая таблица должна иметь заголовок, а над правым верхним углом таблицы помещается надпись «Таблица» с указанием ее порядкового номера, написанного арабскими цифрами. В пояснительной записке даются ссылки на все расчетные таблицы. Приводится размерность каждого параметра, помещенного в таблице. Если параметр не имеет размерности, ставится прочерк. Повторяющийся в графах текст допускается заменять кавычками. Ставить кавычки вместо повторяющихся цифр, математических и химических символов нельзя. Каждая страница пояснительной записки должна иметь угловой штамп.

Графическая часть проекта выполняется на листах чертежной бумаги размером 594×841 мм в соответствии с действующими стандартами ЕСКД. Каждый лист графической части проекта

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 1.2. **Перечень основных обозначений**

Физическая величина	Единица	Обозначение
Топливо и очаговые остатки		
Твердое и жидкое топливо		
Содержание на рабочую массу: влаги	%	$W^р$
золы	%	$A^р$
диоксида углерода карбонатов	%	$(CO_2)^р_к$
серы общей, сульфатной	%	$S^р_{об}$, $S^р_{ст}$
углерода	%	$C^р$
водорода	%	$H^р$
азота	%	$N^р$
кислорода	%	$O^р$
Теплота сгорания рабочей массы по калориметрической бомбе:	кДж/кг	$Q^р_б$
высшая	кДж/кг	$Q^р_в$
низшая	кДж/кг	$Q^р_и$
Выход летучих на горючую массу	%	$V^г$
Приведенная зольность топлива	кг·10²/МДж	$A^п$
Приведенная влажность топлива	кг·10²/МДж	$W^п$
Остаток пыли на сите с отверстиями 90 и 200 мкм	%	R_{90}, R_{200}
Секундный расход топлива	кг/с	B
Расчетный расход топлива с поправкой на механическую полноту сгорания	кг/с	$B_р$
Массовая доля одного вида топлива в смеси топлив	—	g
Доля тепловыделения одного из топлив в смеси топлив	—	q
Газообразное топливо		
Содержание влаги в газообразном топливе (на 1 м³ сухого газа при нормальных условиях)	г/м³	$d_{г.тл}$
Низшая теплота сгорания 1 м³ сухого газа	кДж/м³	$Q^с_н$
Плотность сухого и влажного газа	кг/м³	$\rho^с_{г.тл}$, $\rho^в_{г.тл}$
Воздух и продукты сгорания		
Теоретический объем воздуха, необходимого для сгорания	м³/кг; м³/м³	V^0
Теоретический объем азота (при $\alpha = 1$)	м³/кг; м³/м³	$V^0_{N_2}$
Суммарный объем углекислого газа CO_2 и сернистого SO_2	м³/кг; м³/м³	V_{RO_2}
Объем продуктов сгорания при $\alpha = 1$	м³/кг; м³/м³	$V^0_г$
Полный объем продуктов сгорания	м³/кг; м³/м³	$V_г$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Физическая величина	Единица	Обозначение
Объемные доли сухих трехатомных газов, водяных паров и сумма их	—	r_{RO_2}, r_{H_2O}, $r_п$
Массовая концентрация золы в продуктах сгорания	кг/кг	$\mu_{зл}$
Удельная теплоемкость продуктов сгорания	кДж/(м³·К);	$c_г$
Суммарная удельная теплоемкость продуктов сгорания	кДж/(кг·К)	Vc
Энтальпия продуктов сгорания 1 кг твердого и жидкого и 1 м³ газообразного топлива		I
Энтальпия продуктов сгорания 1 кг (м³) топлива при $\alpha = 1$	кДж/кг; кДж/м³	I^0
Энтальпия воздуха, теоретически необходимого для сгорания топлива		$I^0_в$
Температура воздуха	°С	$t_в$
Температура продуктов сгорания	°С	ϑ
Коэффициент избытка воздуха (индексом внизу отмечается поверхность нагрева)	—	α
Присос воздуха в газоходах	—	$\Delta\alpha$
Отношение количества воздуха к теоретически необходимому	—	β
Тепловой баланс, нагрузки		
Располагаемая теплота на 1 кг (м³) топлива		$Q^р_р$
Полезное тепловыделение в топке на 1 кг (м³) топлива	кДж/кг;	$Q_т$
Количество теплоты, переданное поверхности нагрева излучением на 1 кг (м³) топлива	кДж/м³	$Q_л$
Полезно используемая теплота		Q_1
Потери теплоты при работе котла	%	q
Удельная нагрузка зеркала горения	кВт/м²	q_R
Удельная нагрузка топочного объема	кВт/м³	q_V
Вода и пар		
Паропроизводительность, расход пара		D
Количество воды, идущей на продувку		$D_{пр}$
Расход питательной воды	кг/с	$D_{п.в}$
Расход перегретого, насыщенного пара		$D_{пе}$, $D_{н.п}$
Абсолютное давление	МПа	p
Энтальпия перегретого и насыщенного пара		$i_{п.п}$, $i_{н.п}$
Энтальпия питательной воды	кДж/кг	$i_{п.в}$
Энтальпия воды при кипении		$i_{кип}$
Теплота парообразования		r
Снижение энтальпии пара в пароохладителе		$\Delta i_{по}$
Энтальпия пара (воды) на входе в поверхность и на выходе из нее		i', i''

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Физическая величина	Единица	Обозначение
Температура и давление		
Теоретическая (адиабатная) температура сгорания	°С	$\vartheta_а$
Температура на выходе из топки		$\vartheta''_т$
Температура уходящих газов		$\vartheta_{ух}$
Температура холодного (присосанного) воздуха		$t_{х.в}$
Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель и на выходе из него		$t'_{вп}$, $t''_{вп}$
Температура воды на входе в экономайзер и на выходе из него		$t'_{эк}$, $t''_{эк}$
Температура питательной воды		$t_{п.в}$
Температура перегретого пара		$t_{п.п}$
Температура пара на входе в пароперегреватель и на выходе из него		$t'_{пе}$, $t''_{пе}$
Температура наружной поверхности загрязнений		$t_з$
Большее и меньшее значение температурного напора		$\Delta t_б$, $\Delta t_м$
Средний температурный напор		Δt
Абсолютное давление	МПа	p
Теплопередача		
Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами	—	$k_г r_п$
Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами	—	$k_{зл}\mu_{зл}$
Степень черноты факела	—	$a_ф$
Степень черноты топки	—	$a_т$
Коэффициент теплоотдачи межтрубным излучением продуктов сгорания	Вт/(м²·К)	$\alpha_л$
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке конвекцией		$\alpha_к$
Суммарный коэффициент теплоотдачи от газов к стенке		α_1
Коэффициент теплового сопротивления внешнего загрязнения (коэффициент загрязнения)	(м²·К)/Вт	ε
Коэффициент тепловой эффективности	—	ψ
Коэффициент использования поверхности нагрева	—	ξ
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м²·К)	K
Скорость газов	м/с	w
Геометрические характеристики		
Объем топочной камеры	м³	$V_т$
Площадь зеркала горения	м²	R

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 1.2

Физическая величина	Единица	Обозначение
Площадь поверхности нагрева (индекс внизу поверхности нагрева)	м²	H
Площадь поверхности стен	м²	$F_{ст}$
Степень экранирования топки	—	χ
Коэффициент, учитывающий загрязнение лучевоспринимающих поверхностей	—	ζ
Площадь лучевоспринимающей поверхности	м²	$H_л$
Эффективная толщина газового слоя	м	s
Наружный и внутренний диаметры	мм, м	d, $d_{вн}$
Эквивалентный диаметр		$d_э$
Поперечный, продольный и диагональный шаг труб		S_1, S_2, S_2'
Площадь живого сечения для прохода газов и пара (воды)	м²	F, f
Площадь живого сечения для поперечного и продольного потоков		$F_{поп}$, $F_{пр}$
Части поверхности нагрева, омываемые поперечным и продольным потоком		$H_{поп}$, $H_{пр}$

должен иметь угловой штамп с указанием номера листа и общего числа листов, входящих в проект, а при необходимости — спецификацию.

Глава вторая

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОСТАВА ТОПЛИВА И КОНСТРУКТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОТЛОАГРЕГАТА

2.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОСТАВА И ТЕПЛОТЫ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

В соответствии с заданием, в котором указан бассейн добычи (месторождение) топлива, следует выбрать основные расчетные параметры топлива: элементарный химический состав рабочей массы, низшую теплоту сгорания рабочей массы, приведенные влажность и зольность, выход летучих.

В табл. 2.1 приведены усредненные расчетные характеристики твердых и жидких топлив, используемых в производственных и отопительных котельных. Расчетные характеристики природных газов по отдельным газопроводам приведены в табл. 2.2. Однако следует учитывать, что зольность и влажность твердого топлива

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 2.1. **Расчетные характеристики некоторых твердых и жидких топлив**

Бассейн, месторождение	Марка топлива	Класс	Состав рабочей массы топлива, %							Низшая теплота сгорания $Q_н^р$, МДж/кг	Максимальные		Температура плавкости золы, °С			Приведенные		Выход летучих на горючую массу, %
			$W^р$	$A^р$	$S_{ор+к}$	$C_р$	$H^р$	$N^р$	$O^р$		влажность $W^р_{макс}$, %	зольность $A^с_{макс}$, %	t_1	t_2	t_3	влажность $W^п$, кг·10²/МДж	зольность $A^п$, кг·10²/МДж	
Донецкий	Д	Р	13,0	21,8	3,0	49,3	3,6	1,0	8,3	19,59	18,0	31,5	1000	1200	1280	0,664	1,113	44,0
	Г	Р	8,0	23,0	3,2	55,2	3,8	1,0	5,8	22,02	—	31,5	1050	1200	1280	0,363	1,044	40,0
	Т	Р	5,0	23,8	2,8	62,7	3,1	0,9	1,7	24,20	8,0	31,5	1060	1200	1250	0,207	0,983	15,0
Кузнецкий	Д	Р, СШ	12,0	13,2	0,3	58,7	4,2	1,9	9,7	22,82	13,5	25,0	1130	1200	1250	0,526	0,578	42,0
Томусинские, Черниговский углеразрезы	1СС; 2СС	Р	12,0	18,9	0,4	59,1	3,4	1,7	4,5	22,57	20,0	25,0	1120	1270	1300	0,532	0,837	25,0
Экибастузский	СС	Р	7,0	38,1	0,8	43,4	2,9	0,8	7,0	16,75	—	44,0	1300	1500	1500	0,418	2,275	30,0
Подмосковный	Б2	Р	32,0	25,2	2,7	28,7	2,2	0,6	8,6	10,42	—	45,0	1350	1500	1500	3,071	2,418	50,0
Печорский	Ж	Р	5,5	23,6	0,8	59,6	3,8	1,3	5,4	23,65	7,5	32,0	1140	1200	1250	0,232	0,998	33,0
Кизеловский	Г	Р, К, М	6,0	31,0	6,1	48,5	3,6	0,8	4,0	19,68	8,0	40,0	1200	1450	1500	0,305	1,575	42,0
Челябинский	Б3	Р	18,0	29,5	1,0	37,3	2,8	0,9	10,5	13,94	—	45,0	1150	1250	1300	1,291	2,116	45,0
Ирша-Бородинское	Б2	Р	33,0	6,0	0,2	43,7	3,0	0,6	13,5	15,66	36,0	15,0	1180	1210	1230	2,107	0,383	48,0
Сучанский	Т	Р	5,0	22,8	0,5	64,6	2,9	0,8	3,4	24,24	7,0	33,0	1100	1250	1280	0,206	0,940	19,0
Артемовское	Б3	Р, СШ	24,0	24,3	0,3	35,7	2,9	0,7	12,1	13,31	30,0	36,0	1130	1300	1320	1,803	1,825	50,0
Сланец ЭССР	—	Мелкий	13,0	40,0	2,6	24,1	3,1	0,1	3,7	10,93	—	—	1300	1400	1430	1,189	3,660	90,0
Торф	—	Фрезерный	50,0	6,3	0,1	24,7	2,6	1,1	15,2	8,12	55,0	23,0	1010	1150	1200	6,160	0,776	70,0
Мазут	Малосернистый		3,0	0,05	0,3	84,65	11,7	0,3		40,28	—	—	—	—	—	—	—	—
	Сернистый		3,0	0,1	1,4	83,80	11,2	0,5		39,73	—	—	—	—	—	—	—	—
	Высокосернистый		3,0	0,1	2,8	83,00	10,4	0,7		38,77	—	—	—	—	—	—	—	—

Электронная библиотека http://gyr.khstu.ru/

Таблица 2.2. **Расчетные характеристики природных газов**

Газопровод	Состав газа по объему, %							Низшая теплота сгорания сухого газа, кДж/м³	Плотность газа при нормальных условиях, кг/м³
	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12} и более тяжелые	N_2	CO_2		
Саратов—Москва	84,5	3,8	1,9	0,9	0,3	7,8	0,8	35 800	0,837
Саратов—Горький	91,9	2,1	1,3	0,4	0,1	3,0	1,2	36 130	0,786
Ставрополь—Москва									
1-я нитка	93,8	2,0	0,8	0,3	0,1	2,6	0,4	36 090	0,764
2-я нитка	92,8	2,8	0,9	0,4	0,1	2,5	0,5	36 550	0,772
3-я нитка	91,2	3,9	1,2	0,5	0,1	2,6	0,5	35 340	0,786
Серпухов—Ленинград	89,7	5,2	1,7	0,5	0,1	2,7	0,1	37 430	0,799
Гоголево—Полтава	85,8	0,2	0,1	0,1	0	13,7	0,1	30 980	0,789
Дашава—Киев	98,9	0,3	0,1	0,1	0	0,4	0,2	35 880	0,712
Рудки—Минск—Вильнюс	95,6	0,7	0,4	0,2	0,2	2,8	0,1	35 500	0,740
Угерско—Львов, Угерско—Гнездичи—Киев	98,5	0,2	0,1	0	0	1,0	0,2	35 500	0,722
Брянск—Москва	92,8	3,9	1,1	0,4	0,1	1,6	0,1	37 300	0,776
Шебелинка—Днепропетровск	92,8	3,9	1,0	0,4	0,3	1,5	0,1	37 300	0,781
Шебелинка—Брянск—Москва	94,1	3,1	0,6	0,2	0,8	1,2	—	37 870	0,776
Кумертау—Ишимбай—Магнитогорск	81,7	5,3	2,9	0,9	0,3	8,8	0,1	36 800	0,858
Промысловка—Астрахань	97,1	0,3	0,1	0	0	2,4	0,1	35 040	0,733
Газли—Коган	95,4	2,6	0,3	0,2	0,2	1,1	0,2	36 590	0,750
Джаркак—Ташкент	95,5	2,7	0,4	0,2	0,1	1,0	0,1	36 680	0,748
Газли—Коган—Ташкент	94,0	2,8	0,4	0,3	0,1	2,0	0,4	36 260	0,751
Ставрополь—Невинномысск—Грозный	98,2	0,4	0,1	0,1	0	1,0	0,2	35 630	0,728
Саушино—Лог—Волгоград	96,1	0,7	0,1	0,1	0	2,8	0,2	35 130	0,741
Коробки—Лог—Волгоград	93,2	1,9	0,8	0,3	0,1	3,0	0,7	35 840	0,766
Карадаг—Тбилиси—Ереван	93,9	3,1	1,1	0,3	0,1	1,3	0,2	37 090	0,766
Бухара—Урал	94,9	3,2	0,4	0,1	0,1	0,9	0,4	36 720	0,758
Урицк—Сторожовка	91,9	2,4	1,1	0,8	0,1	3,2	0,5	36 470	0,789
Линево—Кологривовка—Вольск	93,2	2,6	1,2	0,7	—	2,0	0,3	37 010	0,782
Средняя Азия—Центр	93,8	3,6	0,7	0,2	0,4	0,7	0,6	37 550	0,776
Уренгой—Помары—Ужгород	98,4	0,1	—	—	—	1,2	0,3	41 750	0,838

Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

может заметно отклоняться от приведенных средних значений. В связи с этим в задании дополнительно может указываться максимальная влажность и зольность топлива, для которой следует производить расчет.

При изменении влажности топлива по сравнению с усредненным значением, приведенным в табл. 2.1, следует произвести пересчет его низшей теплоты сгорания (в кДж/кг) по формуле

$$Q^{\text{р}}_{\text{н}2} = \left(Q^{\text{р}}_{\text{н}1} + 25{,}1\, W^{\text{р}}_1\right) \frac{100 - W^{\text{р}}_2}{100 - W^{\text{р}}_1} - 25{,}1 W^{\text{р}}_2. \qquad (2.1)$$

Аналогично при изменении зольности топлива и неизменной влажности

$$Q^{\text{р}}_{\text{н}2} = \left(Q^{\text{р}}_{\text{н}1} + 25{,}1\, W^{\text{р}}_1\right) \frac{100 - A^{\text{р}}_2}{100 - A^{\text{р}}_1} - 25{,}1 W^{\text{р}}_1. \qquad (2.2)$$

При одновременном изменении влажности и зольности топлива пересчет производится по формуле

$$Q^{\text{р}}_{\text{н}2} = \left(Q^{\text{р}}_{\text{н}1} + 25{,}1\, W^{\text{р}}_1\right) \frac{100 - W^{\text{р}}_2 - A^{\text{р}}_2}{100 - W^{\text{р}}_1 - A^{\text{р}}_1} - 25{,}1 W^{\text{р}}_2. \qquad (2.3)$$

После пересчета теплоты сгорания топлива следует подсчитать его элементарный химический состав. Для этого каждый элемент, входящий в состав топлива, умножается на следующие множители:

при изменении влажности топлива $\dfrac{100 - W^{\text{р}}_2}{100 - W^{\text{р}}_1}$;

при изменении зольности и неизменной влажности $\dfrac{100 - A^{\text{р}}_2}{100 - A^{\text{р}}_1}$;

при изменении влажности и зольности $\dfrac{100 - W^{\text{р}}_2}{100 - W^{\text{р}}_1} \dfrac{100 - A^{\text{р}}_2}{100 - A^{\text{р}}_1}$,

где $Q^{\text{р}}_{\text{н}1}$ — низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, принятая по табл. 2.1, кДж/кг; $W^{1\text{р}}$, $A^{\text{р}}_1$ — содержание влаги и золы в рабочей массе топлива, принятое по табл. 2.1, %; $W^{\text{р}}_2$, $A^{\text{р}}_2$ — содержание влаги и золы в рабочей массе топлива, на которые ведется пересчет низшей теплоты сгорания и элементарного химического состава, %.

В табл. 2.3 приведена предельная (максимальная) влажность и зольность некоторых твердых топлив, наблюдаемые при эксплуатации котельных установок.

В ряде установок приходится сжигать смесь двух топлив, состоящую из твердых или жидкого и твердого топлив, а также из твердого и газообразного или жидкого и газообразного топлив.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 2.3. **Влажность некоторых твердых топлив**

Топливо (рядовое)	Рабочая влажность, %	Предельная рабочая влажность, %
Антрацит АШ	6	9—10
Кизеловский уголь	5,5	8—10
Сланцы (гдовские)	12	13—14
Челябинский уголь	17	19—22
Богословский »	28	28—30
Подмосковный »	33	35—38
Райчихинский »	39	39—42
Башкирский »	52	55—60
Фрезерный торф	50	53—58

Низшая теплота сгорания рабочей массы смеси в этом случае подсчитывается (в кДж/кг) по формуле

$$Q_н^р = Q_{н1}^р g_1 + Q_{н2}^р (1 - g_1), \qquad (2.4)$$

где g_1 — массовая доля одного из топлив в смеси; $Q_{н1}^р$, $Q_{н2}^р$ — соответственно низшая теплота сгорания рабочей массы одного и другого топлива, кДж/кг.

При сжигании твердого или жидкого топлива в смеси с газом расчет условно ведется не на 1 кг сжигаемой смеси, а на количество газа, приходящегося на 1 кг твердого или жидкого топлива:

$$Q_н^р = Q_{н1}^р + xQ_{н2}^р, \qquad (2.5)$$

где x — количество газа, приходящееся на 1 кг твердого или жидкого топлива, м³/кг; $Q_{н1}^р$ — низшая теплота сгорания твердого или жидкого топлива, кДж/кг; $Q_{н2}^р$ — низшая теплота сгорания газа, кДж/м³.

Согласно действующему ГОСТ ископаемые угли делятся на три типа: бурые, каменные и антрацит. Переходным типом между каменными углями и антрацитом является полуантрацит. К бурым углям марки Б относят угли, имеющие неспекающийся кокс, высокий выход летучих (более 40 %) и высшую теплоту сгорания рабочей массы беззольного угля

$$Q_в^р \frac{100}{100 - A^р} < 23{,}88 \text{ МДж/кг}.$$

Бурые угли имеют высокую общую и гигроскопическую влажность, пониженное содержание углерода и повышенное содержание кислорода по сравнению с каменными углями. Бурые угли характеризуются также повышенной зольностью и соответственно невысокой теплотой сгорания рабочей массы.

В зависимости от содержания влаги бурые угли разделяются на три группы: Б1 с содержанием влаги $W^р \geqslant 40$ %; Б2 с $W^р =$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 2.4. **Классификация каменных углей по выходу летучих и характеристике коксового остатка**

Марка угля	Обозначение	Выход летучих на горючую массу V^r, %	Характеристика коксового остатка
Длиннопламенный	Д	36 и более	От порошкообразного до слабоспекшегося
Газовый	Г	35 и более	Спекшийся
Газовый жирный	ГЖ	31—37	
Жирный	Ж	24—37	
Коксовый жирный	КЖ	25—33	
Коксовый	К	17—33	
Отощенный спекающийся	ОС	14—27	
Тощий	Т	9—17	От порошкообразного до спекшегося
Слабоспекающийся	СС	17—37	

$= 30 \div 40$ %; БЗ с $W^p < 30$ %. Угли на воздухе легко теряют влагу и прочность, превращаясь в мелкие фракции.

Ископаемые угли, имеющие высшую теплоту сгорания рабочей беззольной массы

$$Q_в^p \frac{100}{100 - A^p} > 23{,}88 \text{ МДж/кг}$$

и выход летучих более 9 %, относятся к каменным углям. Каменные угли принято характеризовать выходом летучих и состоянием кокса. Классификация каменных углей по выходу летучих и характеристике коксового остатка приведена в табл. 2.4. К полуантрацитам (обозначаются ПА) и антрацитам (обозначаются А) относят угли, имеющие выход летучих менее 9 %.

Все ископаемые угли при сортировке по крупности (грохочении) разделяются на классы, приведенные в табл. 2.5. В соответ-

Таблица 2.5. **Классификация ископаемых углей и горючих сланцев в зависимости от размера кусков**

Класс угля	Обозначение	Размер кусков, мм
Плита	П	Более 100
Крупный	К	50—100
Орех	О	25—50
Мелкий	М	13—25
Семечко	С	6—13
Штыб	Ш	Менее 6
Рядовой	Р	До 300

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ствии с приведенной классификацией обозначение угля производят следующим образом. К условному обозначению марки угля приписывают обозначение класса. Например, БР — бурый уголь рядовой; АО — антрацит орех; ДСШ — длиннопламенный семечко со штыбом.

Мазут состоит из углерода, водорода, кислорода, азота, серы, влаги и минеральных примесей (предельная зольность мазутов 40 и 100 установлена $A^р = 0{,}15$ %). Наибольшие трудности при сжигании мазута вызываются содержащимися в его золе оксидами щелочных металлов и ванадия. В мазуте имеются механические примеси, содержание которых допускается до 2,5 %. В зависимости от содержания серы в рабочей массе мазута различают малосернистый мазут при $S^р_{ор+к} < 0{,}5$ %, сернистый при $0{,}5\ \% < S^р_{ор+к} < 2\ \%$ и высокосернистый при $2\ \% < S^р_{ор+к} \leqslant 3{,}5\ \%$.

Вязкость мазута измеряют в градусах условной вязкости (°ВУ) или в мм²/с. Под условной вязкостью понимают отношение времени истечения из вискозиметра 200 см³ мазута, нагретого до 50 °С (для вязких мазутов до 80 °С), ко времени истечения такого же количества дистиллированной воды при 20 °С.

Для промышленных и водогрейных котлов используется мазут марок 40 и 100, значительно реже — марки 200. Марка определяется предельной вязкостью, составляющей 8 °ВУ (59 мм²/с) для мазута 40 при 80 °С; 15° ВУ (110 мм²/с) для мазута 100 при 80 °С; 9,5 °ВУ (70 мм²/с) для мазута 200 при 100 °С.

Газообразное топливо представляет собой смесь горючих и негорючих газов с небольшой примесью водяных паров, смолы и пыли.

2.2. ПЕРЕСЧЕТ СОСТАВА ТОПЛИВА С ОДНОЙ МАССЫ НА ДРУГУЮ

При различных теплотехнических расчетах характеристики топлива относят к рабочей, сухой и горючей массе.

Рабочим называют топливо, поступившее к потребителю (в котельную, на пылезавод и т. д.). Соответственно массу вещества (в процентах), из которого состоит рабочее топливо, называют рабочей массой:

$$C^р + H^р + O^р + N^р + S^р_{ор+к} + A^р + W^р = 100. \qquad (2.6)$$

Масса топлива, полностью лишенного влаги, называется сухой и выражается равенством (в процентах)

$$C^с + H^с + O^с + N^с + S^с_{ор+к} + A^с = 100. \qquad (2.7)$$

Условная масса топлива, лишенного влаги, золы и сульфатной серы, называется горючей и выражается равенством (в процентах)

$$C^г + H^г + O^г + N^г + S^г_{ор+к} = 100. \qquad (2.8)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 2.6. **Множители для пересчета состава топлива**

Заданная масса топлнва	Искомая масса топлива		
	Рабочая	Сухая	Горючая
Рабочая	1	$\frac{100}{100-W^{р}}$	$\frac{100}{100-W^{р}-A^{р}}$
Сухая	$\frac{100-W^{р}}{100}$	1	$\frac{100}{100-A^{с}}$
Горючая	$\frac{100-W^{р}-A^{р}}{100}$	$\frac{100-A^{с}}{100}$	1

В уравнениях (2.6)—(2.8) символами C, H, O, N, S, A и W с индексами «р», «с» и «г» обозначено процентное содержание углерода, водорода, кислорода, азота, серы, золы и влаги соответственно в рабочей, сухой и горючей массе топлива.

Пересчет состава топлива с одной массы на другую производится при помощи множителей, приведенных в табл. 2.6. Для пересчета из одной массы в другую каждый элемент заданной массы умножают на множитель, соответствующий искомой массе из табл. 2.6.

Например, задан элементарный химический состав рабочей массы топлива: $W^{р} = 13$ %; $A^{р} = 21{,}8$ %; $S^{р}_{ор+к} = 3{,}0$ %; $C^{р} = 49{,}3$ %; $H^{р} = 3{,}6$ %; $N^{р} = 1{,}0$ %; $O^{р} = 8{,}3$ %. Требуется определить элементарный химический состав сухой массы топлива. Для этого в таблице 2.6 находим множитель пересчета $\frac{100}{100-W^{р}} = \frac{100}{100-13} = 1{,}149$; умножая его на каждый элемент рабочей массы топлива, получаем: $A^{с} = 25{,}05$ %; $S^{с}_{ор+к} = 3{,}45$ %; $C^{с} = 56{,}66$ %; $H^{с} = 4{,}14$ %; $N^{с} = 1{,}15$ %; $O^{с} = 9{,}54$ %.

2.3. КОНСТРУКТИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОАГРЕГАТА, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ ПОВЕРОЧНОГО ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

Для поверочного теплового расчета необходимы следующие данные: объем топочной камеры, площадь поверхности стен топочной камеры, тип экранов, расстояние экранных труб от обмуровки стен топки, наружный диаметр и толщина стенки экранных труб, расположение горелок, наружный диаметр и толщина стенки труб пароперегревателя, число параллельно включенных труб, поверхность нагрева пароперегревателя, расположение змеевиков, продольный и поперечный шаг, живое сечение для прохода продуктов сгорания, площадь поверхности нагрева конвективного газохода, наружный диаметр и толщина стенки труб конвективных пучков, расположение труб (коридорное или шах-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

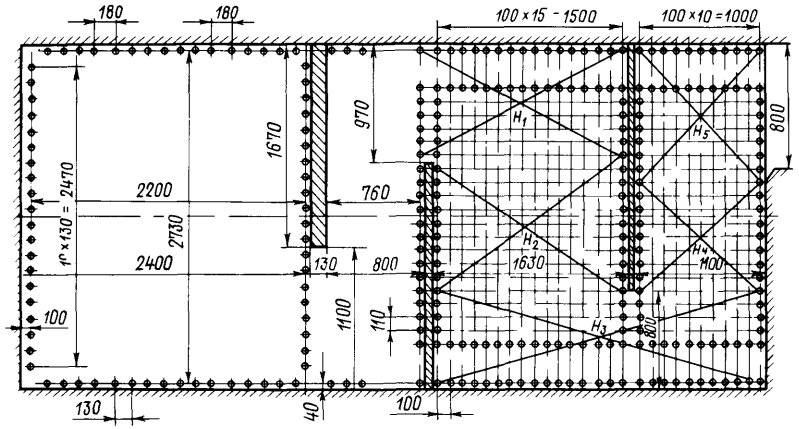


Рис. 2.1. Расчетная схема котлоагрегата и его отдельных газоходов

матное), продольный и поперечный шаг труб, число труб в ряду, число рядов труб по ходу продуктов сгорания, площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания конвективных пучков.

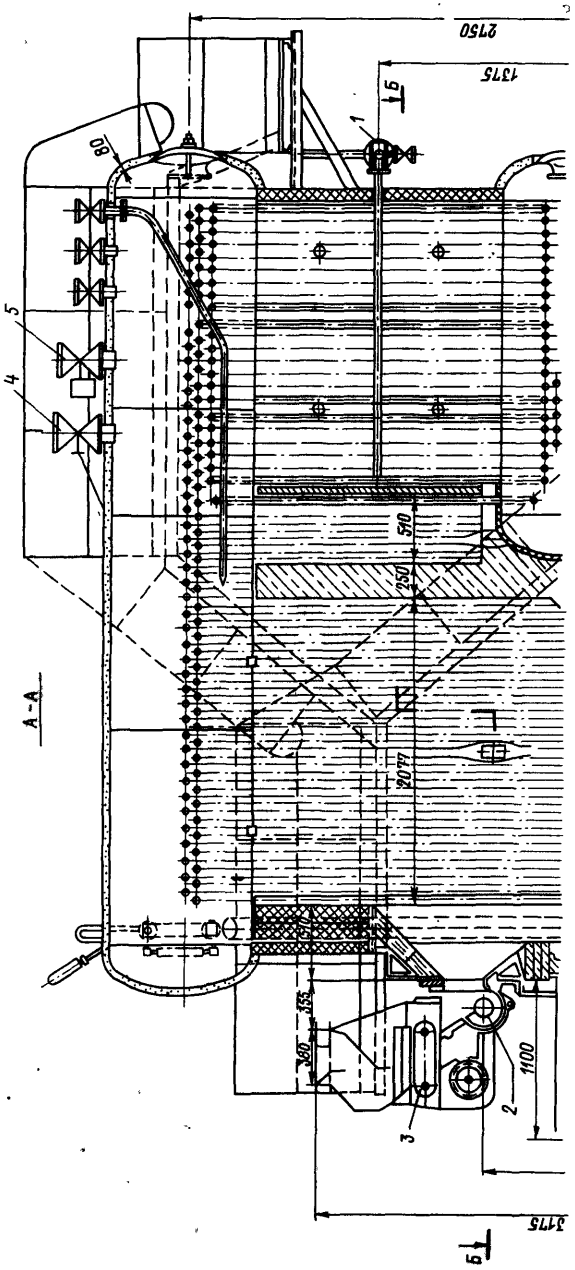
Указанные конструктивные характеристики определяют из чертежа рассчитываемого котла. По общим видам котлоагрегата следует составить его расчетную схему. При сложном расположении поверхностей нагрева составляют схемы отдельных газоходов: топки, поворотной камеры, конвективного газохода и т. д.

На рис. 2.1 в качестве примера приведена расчетная схема котлоагрегата и его отдельных газоходов.

На рис. 2.2—2.5 приведены котлоагрегаты типов КЕ-6,5-14, КЕ-10-14, ДЕ-10-14 и ДЕ-16-14, а в табл. 2.7—2.9 — конструктивные характеристики некоторых серийно выпускаемых промышленностью котлоагрегатов, рекомендуемых для курсового проектирования. Методика определения конструктивных характеристик отдельных газоходов приведена в соответствующих разделах их расчета.

Новая серия котлов типа КЕ разработана ЦКТИ имени И. И. Ползунова совместно с Бийским котельным заводом (БиКЗ) паропроизводительностью от 2,5 до 25 т/ч для выработки насыщенного или слабоперегретого пара давлением 1,4 или 2,4 МПа. Котлы паропроизводительностью 2,5—10 т/ч имеют длинный верхний и укороченный нижний барабан диаметром 1000 мм. Верхний и нижний барабаны расположены на общей вертикальной оси, их длина изменяется в зависимости от типоразмера котла. Передняя часть верхнего барабана изолирована и расположена над топочной камерой. В водяном пространстве верхнего барабана размещены питательные трубы и штуцер для непрерывной продувки. Пароводяная смесь, образующаяся в экранных и кипятильных трубах, поступает под уровень воды в верхнем барабане. Сепарация пара осуществляется в паровом объеме барабана и

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

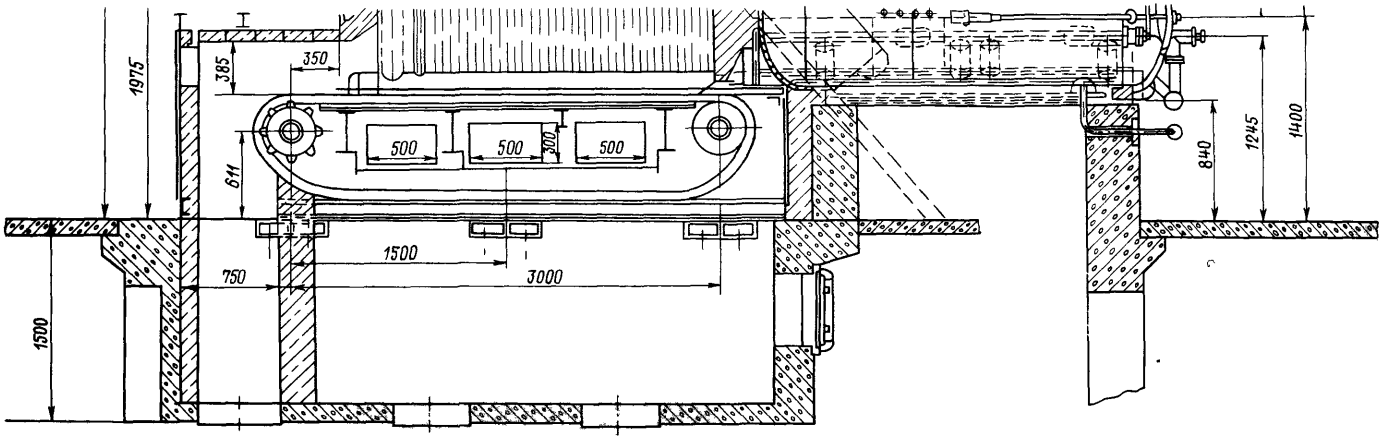
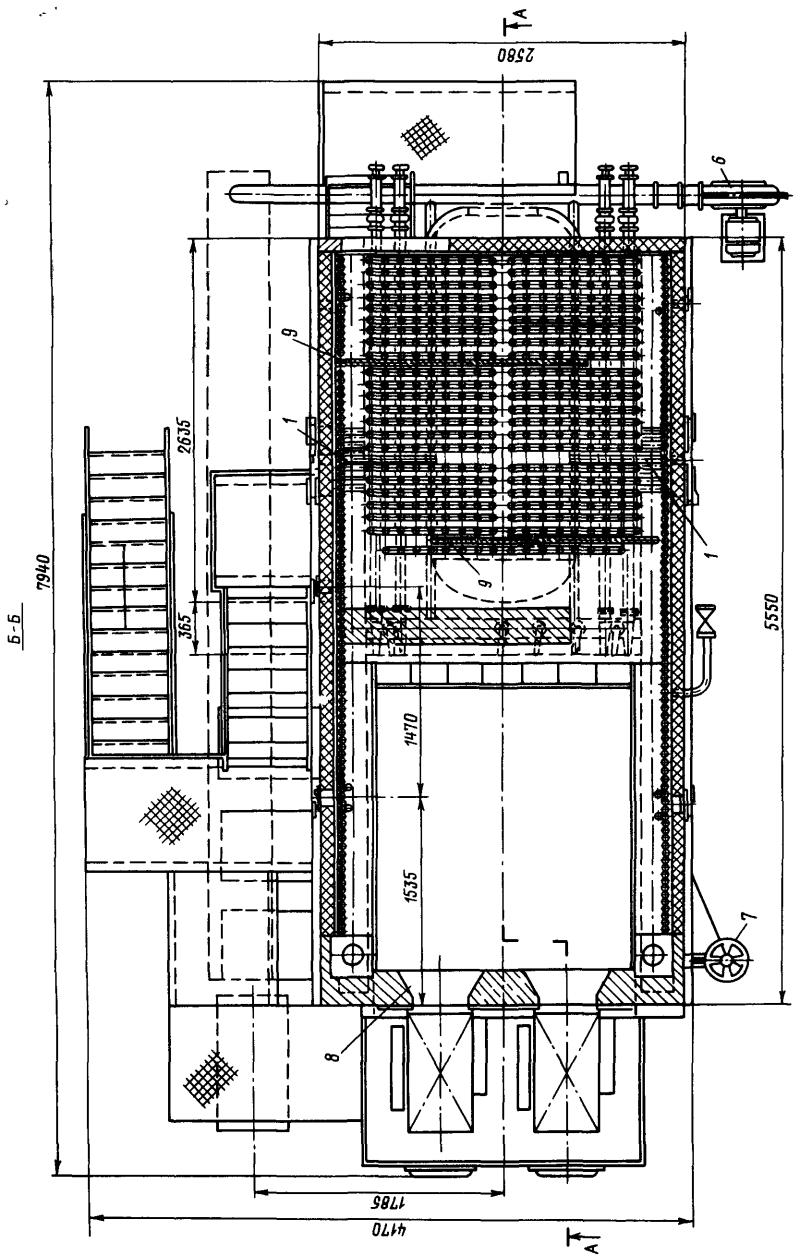


Рис. 2.2. Котлоагрегат КЕ-6,5-14

1 — обдувочный аппарат; *2* — ротор забрасывателя; *3* — питатель топлива; *4* — паровая задвижка; *5* — предохранительный клапан; *6* — вентилятор возврата уноса; *7* — штурвал привода паровой задвижки; *8* — амбразура пневмомеханического забрасывателя; *9* — перегородка, направляющая продукты сгорания

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/



Продолжение рис. 2.2.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 2.7. **Конструктивные характеристики котлоагрегатов серии ДКВР**

Величина	Типоразмер котла				
	ДКВР-2,5-14	ДКВР-4-14	ДКВР-6,5-14	ДКВР-10-14	ДКВР-20-14
Объем топки, м³	10,4	13,7	20,8	35,7	54
Поверхность стен топки, м²	36,4	41,4	54	84,77	124,8
Диаметр экранных труб, мм	51×2,5				
Относительный шаг экранных труб	1,56				
Площадь лучевоспринимающей поверхности нагрева, м²	16,6	19,5	25	40	60
Площадь поверхности нагрева конвективных пучков, м²	73,6	116,9	197,4	235	266,2
Диаметр труб конвективных пучков, мм	51×2,5				
Расположение труб конвективных пучков	Коридорное				
Поперечный шаг труб, мм	100	110	110	110	110
Продольный шаг труб, мм	100				
Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания, м²	0,405	0,73	1,0	1,395	1,68
Число рядов труб по ходу продуктов сгорания (I пучок/II пучок)	20/20	20/20	22/22	22/22	—

дырчатом листе, установленном на расстоянии 0,5 м от верхней образующей барабана, и затем направляется в паропровод или пароперегреватель.

Коллекторы боковых экранов расположены по всей длине котлоагрегатов, и к ним кроме экранных труб присоединены настенные трубы конвективного газохода. Это позволило применить легкую натрубную обмуровку. Котлоагрегаты от КЕ-4 до КЕ-10 имеют задний экран, расположенный перед входом из камеры догорания в конвективные пучки. Котлы КЕ с пароперегревателями имеют унифицированный по профилю пароперегреватель, который расположен перед первым пучком конвективной поверхности нагрева. Пароперегреватели выполняются из труб, имеющих наружный диаметр 32 мм и толщину стенки 3 мм. Пароперегреватели одноходовые и не имеют пароохладителя.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

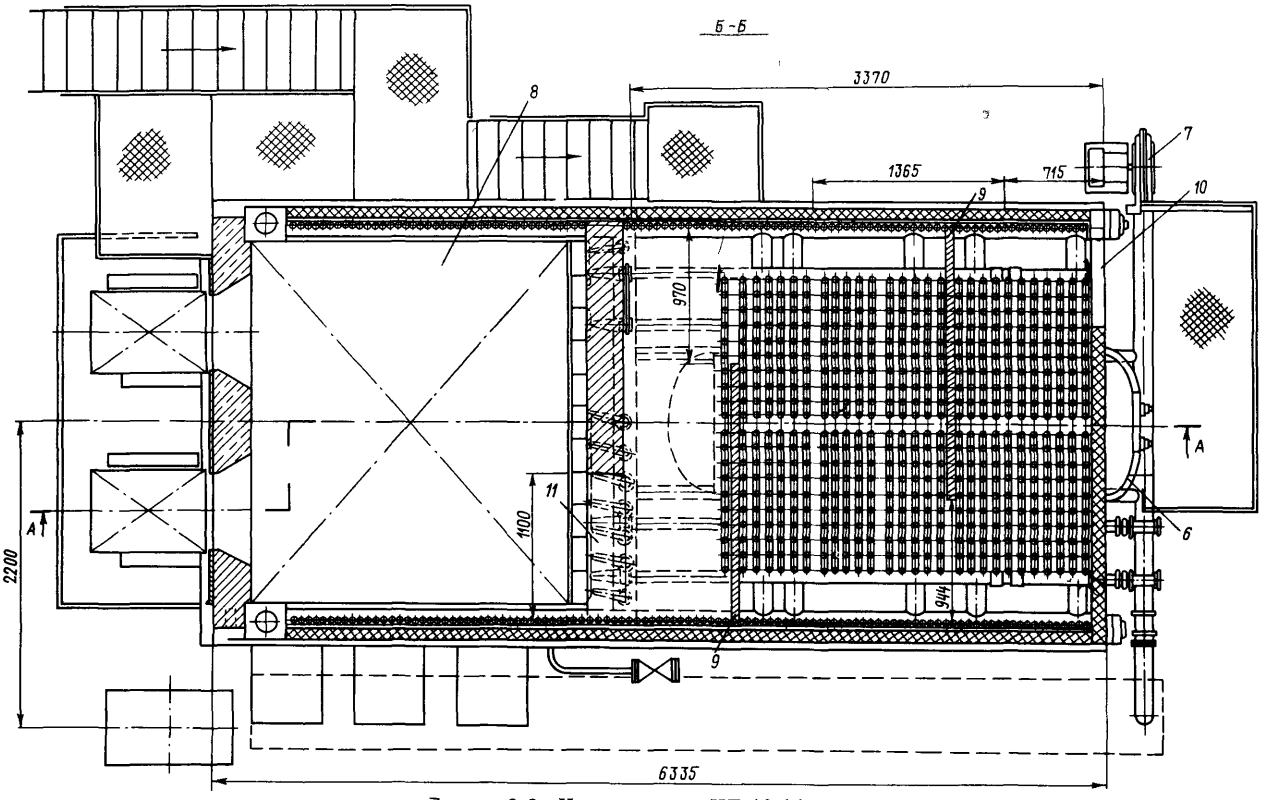


Рис. 2.3. Котлоагрегат КЕ-10-14

1 — зона для подачи воздуха; *2* — ленточная цепная решетка обратного хода; *3* — пневмомеханический забрасыватель; *4* — питатель топлива; *5* — верхний барабан; *6* — нижний барабан; *7* — вентилятор возврата уноса; *8* — топочная камера; *9* — перегородка, направляющая продукты сгорания; *10* — окно для выхода продуктов сгорания; *11* — окно для выхода продуктов сгорания из топки

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

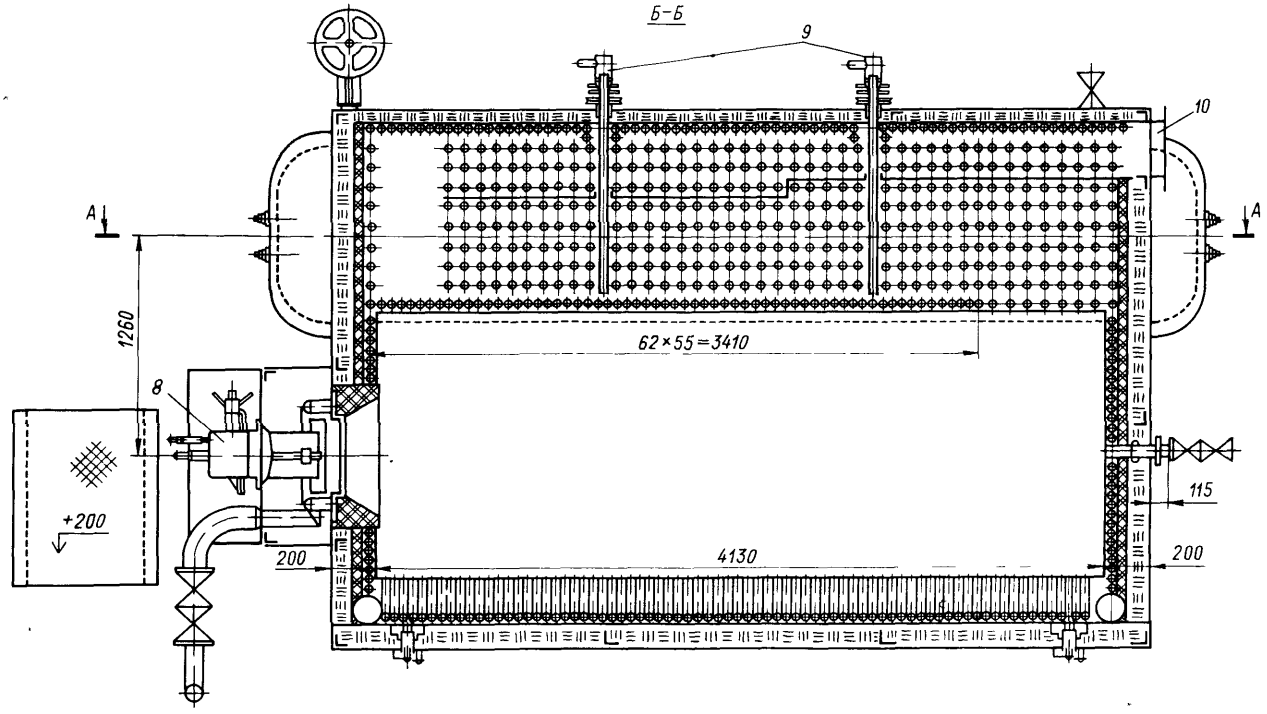
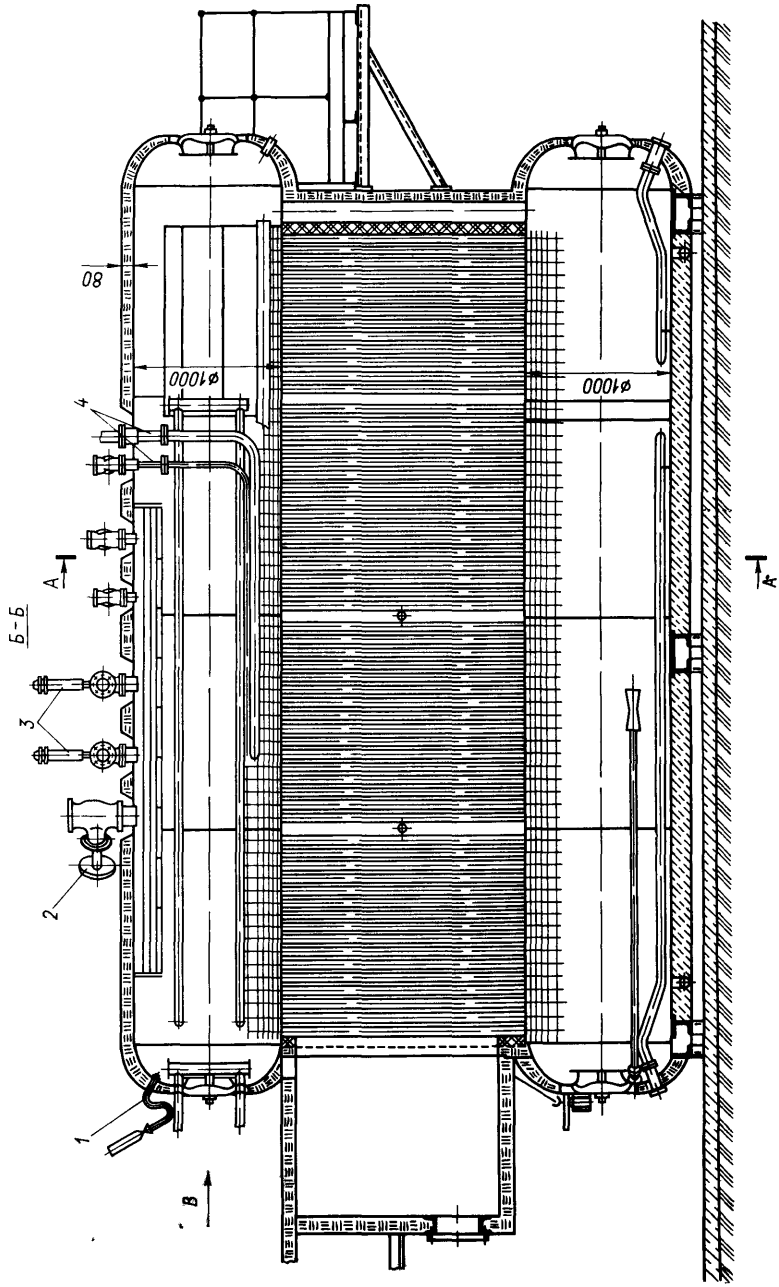


Рис. 2.4. Котлоагрегат ДЕ-10-14

1 — взрывной предохранительный клапан; *2* — короб предохранительного взрывного клапана; *3* — трубка манометра; *4* — верхний барабан; *5* — паровая задвижка; *6* — площадка обслуживания; *7* — обмуровка огнеупорная; *8* — короб отвода продуктов сгорания; *9* — обдувочный аппарат; *10* — газомазутная горелка

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/



Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

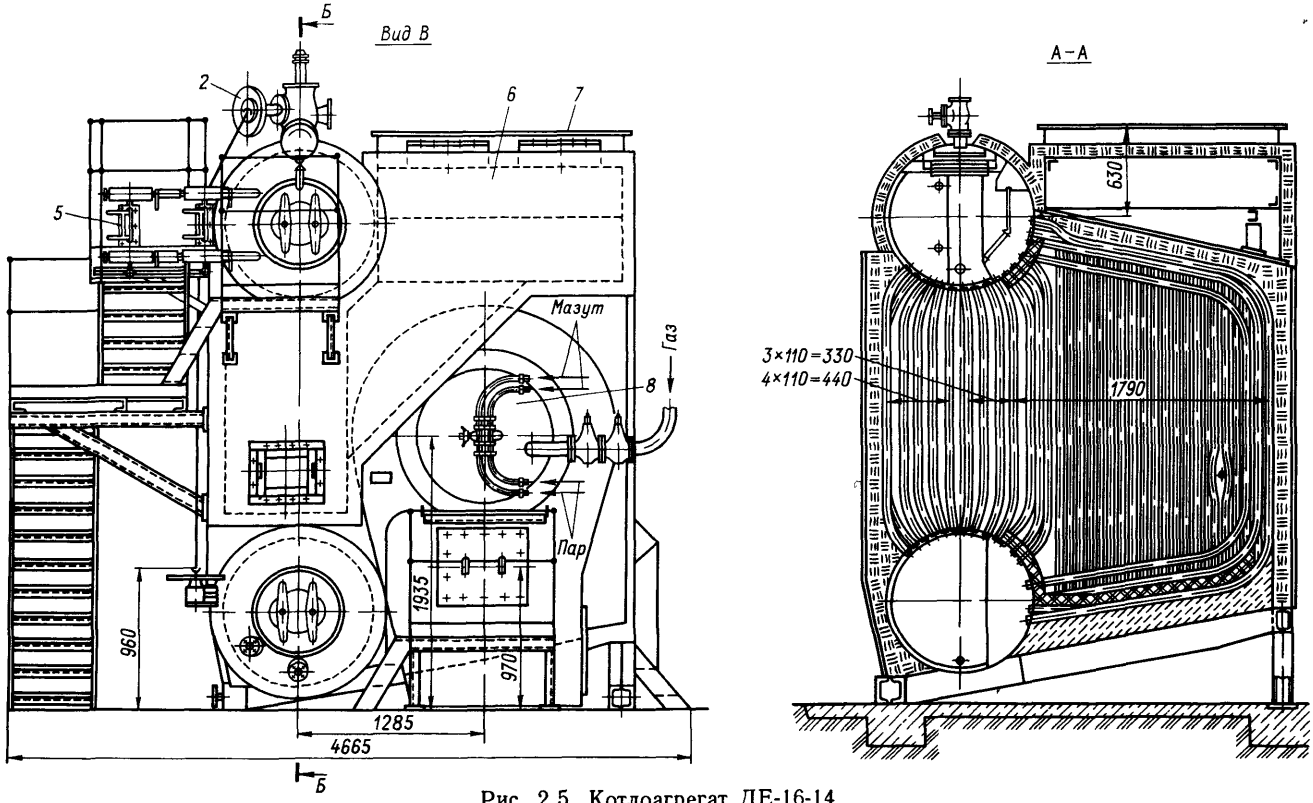


Рис. 2.5. Котлоагрегат ДЕ-16-14

1 — трубка манометра; *2* — привод паровой задвижки; *3* — предохранительный клапан котла; *4* — трубы для ввода питательной воды; *5* — водоуказательный прибор; *6* — газоход; *7* — фланец короба для отвода продуктов сгорания, *8* — газомазутная горелка

Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

Таблица 2.8. **Конструктивные характеристики котлоагрегатов серии КЕ**

Величина	Типоразмер котла			
	КЕ-2,5-14	КЕ-4-14	КЕ-6,5-14	КЕ-10-14
Объем топки, м³	10,47	12,03	14,77	22,6
Площадь поверхности стен топки, м²	37,2	38,57	44,52	57,3
Диаметр экранных труб, мм	51×2,5			
Шаг труб боковых экранов, мм	55			
Площадь лучевоспринимающей поверхности нагрева, м²	19,12	20,51	24,78	30,3
Площадь поверхности нагрева конвективных пучков, м²	55,3	91,89	148,95	213,9
Диаметр труб конвективных пучков, мм	51×2,5			
Расположение труб конвективных пучков	Коридорное			
Поперечный шаг труб, мм	90			
Продольный шаг труб, мм	110			
Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания, м²	0,38	0,59	0,95	1,15
Размеры 1-го газохода, м:				
высота	2,1			
ширина	0,44	0,68	1,2	1,5
Размеры 2-го газохода, м:				
высота	2,1			
ширина	0,35	0,54	0,8	1,0
Число рядов труб по ходу продуктов сгорания	—	15	23	28

Все котлоагрегаты серии КЕ оборудованы цепными решетками с пневмомеханическими забрасывателями. Цепные решетки поставляются в виде одного блока, предварительно собранного и обкатанного на заводе-изготовителе. Это повысило эксплуатационную надежность решетки и сократило сроки ее монтажа.

Для снижения потери теплоты от механической неполноты сгорания с уносом топки оборудованы системой возврата уноса. Унос возвращается в топку при помощи эжекторов, получающих воздух от вентилятора острого дутья. Воздух в систему возврата уноса и в сопла острого дутья подается вентилятором, имеющим производительность 1000 м³/ч при полном напоре 3800 Па.

В паровых котлах серии ДЕ, предназначенных для сжигания газа и мазута, применена новая компоновка топки. Она располагается справа от поверхности нагрева конвективных пучков (при виде с фронта) и имеет глубину, равную длине котла. Котлы серии ДЕ выпускаются паропроизводительностью от 4 до 25 т/ч.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 2.9. **Конструктивные характеристики котлоагрегатов серии ДЕ**

Величина	Типоразмер котла				
	ДЕ-4-14	ДЕ-6,5-14	ДЕ-10-14	ДЕ-16-14	ДЕ-25-14
Объем топки, $м^3$	8,01	11,2	17,14	22,5	29,0
Площадь поверхности стен топки, $м^2$	23,8	29,97	41,47	51,84	64,22
Диаметр экранных труб, мм	51×2,5				
Шаг труб боковых экранов, мм	55				
Площадь лучевоспринимающей поверхности нагрева, $м^2$	21,81	27,93	38,96	48,13	60,46
Площадь поверхности нагрева конвективных пучков, $м^2$	48,51	68,04	117,69	156	212,4
Диаметр труб конвективных пучков, мм	51×2,5				
Расположение труб	Коридорное				Шахматное (I пучок); коридорное (II пучок)
Поперечный шаг труб, мм	110				
Продольный шаг труб, мм	110				
Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания	0,338	0,348	0,41	0,713	1,245 (I пучок); 0,851 (II пучок)
Число рядов труб по ходу продуктов сгорания в одном газоходе	19	26	41	61	—

Топочная камера отделена от конвективного пучка глухой мембранной стенкой, выполненной из труб с вваренными между ними стальными полосками (проставками).

Во всех типоразмерах серии от 4 до 25 т/ч диаметр верхнего и нижнего барабанов котлоагрегата 1000 мм. Длина цилиндрической части барабанов в зависимости от производительности изменяется от 2240 мм (котел производительностью 4 т/ч) до 7500 мм (котел производительностью 25 т/ч). В каждом барабане в переднем и заднем днище установлены лазовые затворы, что обеспечивает доступ в барабаны при ремонте.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Ширина топочной камеры всех котлоагрегатов серии одинакова и составляет 1830 мм. Глубина топочной камеры котлоагрегатов серии изменяется от 1980 до 7200 мм. Продукты сгорания из топочной камеры через окно, расположенное с левой стороны, направляются в конвективную поверхность нагрева. Она образована трубами, соединяющими верхний и нижний барабаны. У котлов от 4 до 10 т/ч конвективная поверхность нагрева разделена продольной перегородкой на две части. Продукты сгорания в конвективном газоходе сначала направляются от задней стены котла к фронтовой, а затем, повернув на 180°, идут в обратном направлении. Отвод продуктов сгорания производится со стороны задней стенки через окно, к которому присоединяется газоход, направляющий их в водяной экономайзер.

В верхней части фронтовой стены установлено два предохранительных взрывных клапана: один — топочной камеры, другой — конвективного газохода.

В котлах паропроизводительностью 25 и 16 т/ч конвективный газоход не имеет продольной перегородки и продукты сгорания в один ход омывают поверхность нагрева, двигаясь от задней стены к фронтовой. Возврат продуктов сгорания к задней стене котла производится по газоходу, расположенному над топочной камерой, с выводом продуктов сгорания вверх. Это способствует удобному размещению водяного экономайзера.

В котлоагрегатах производительностью 4 и 6,5 т/ч для доступа в топку имеются специальные лазы, а в котлах от 10 до 25 т/ч проникнуть в топку можно только через отверстия газомазутных горелок.

Во всех котлах серии предусмотрено ступенчатое испарение. Во вторую ступень испарения выделена часть труб конвективного пучка. Общим опускным звеном всех контуров первой ступени испарения являются последние (по ходу продуктов сгорания) трубы конвективного пучка. Опускные трубы второй ступени вынесены за пределы газохода.

На котлах производительностью от 4 до 10 т/ч устанавливаются горелки типа ГМ, на котлах производительностью 16 и 25 т/ч — аналогичные горелки типа ГМП с камерой предварительной газификации.

Глава третья

РАСЧЕТ ОБЪЕМОВ И ЭНТАЛЬПИЙ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИСОСОВ ВОЗДУХА И КОЭФФИЦИЕНТОВ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА ПО ОТДЕЛЬНЫМ ГАЗОХОДАМ

Коэффициент избытка воздуха по мере движения продуктов сгорания по газоходам котельного агрегата увеличивается. Это обусловлено тем, что давление в газоходах (для котлов, работа-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 3.1. **Расчетные значения присосов воздуха в топку и в газоходы паровых и водогрейных котлов при номинальной нагрузке**

Топочные камеры и газоходы	Присос воздуха
Топочные камеры пылеугольных котлов с твердым шлакоудалением и металлической обшивкой труб экрана	0,05
То же с обмуровкой и обшивкой	0,07
» без металлической обшивки	0,1
Топочные камеры слоевых механических и полумеханических топок	0,1
Фестон, ширмовый пароперегреватель, первый котельный пучок котлов производительностью $D > 50$ т/ч	0
Первый котельный пучок конвективной поверхности нагрева котлов производительностью $D \leqslant 50$ т/ч	0,05
Второй котельный пучок конвективной поверхности нагрева котлов производительностью $D \leqslant 50$ т/ч	0,1
Пароперегреватель	0,03
Водяной экономайзер котлов производительностью $D > 50$ т/ч (на каждую ступень)	0,02
Водяной экономайзер котлов производительностью $D \leqslant 50$ т/ч:	
стальной	0,08
чугунный с обшивкой	0,1
чугунный без обшивки	0,2
Воздухоподогреватели трубчатые, на каждую ступень:	
для котлов с $D > 50$ т/ч	0,03
для котлов с $D \leqslant 50$ т/ч	0,06
Золоуловители циклонные и батарейные	0,05
Газоходы стальные (на каждые 10 м длины)	0,01
» кирпичные (на каждые 10 м длины)	0,05

ющих под разрежением) меньше давления окружающего воздуха и через неплотности в обмуровке происходят присосы атмосферного воздуха в газовый тракт агрегата. Обычно при расчетах температуру воздуха, присасываемого в газоходы, принимают равной 30 °С.

Присос воздуха принято выражать в долях теоретического количества воздуха, необходимого для горения:

$$\Delta\alpha = \Delta V_{\text{прис}}/V^{\circ}, \qquad (3.1)$$

где $\Delta V_{\text{прис}}$ — количество воздуха, присасываемого в соответствующий газоход агрегата, приходящееся на 1 кг сжигаемого твердого или жидкого топлива или на 1 м³ газа при нормальных условиях, м³/кг или м³/м³.

При тепловом расчете котлоагрегата присосы воздуха принимаются по нормативным данным. Значения расчетных присосов воздуха для промышленных паровых и водогрейных котлов приведены в табл. 3.1.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Коэффициент избытка воздуха за каждой поверхностью нагрева после топочной камеры подсчитывается прибавлением к $\alpha_т$ соответствующих присосов воздуха:

$$\alpha_i = \alpha_т + \sum_1^i \Delta\alpha_i, \qquad (3.2)$$

где i — номер поверхности нагрева после топки по ходу продуктов сгорания; $\alpha_т$ — коэффициент избытка воздуха на выходе из топки.

Коэффициент избытка воздуха принимается в зависимости от вида топлива, способа его сжигания и конструкции топки. Поэтому прежде всего следует выбрать способ сжигания топлива и конструкцию принимаемой к установке топки.

Выбор способа сжигания топлива и конструкции (типа) топочного устройства производится в зависимости от паропроизводительности (теплопроизводительности) и конструкции котельного агрегата, а также физико-химических свойств топлива.

При выборе типа топочного устройства рекомендуется исходить из следующих соображений:

1. Камерные (факельные) топки применять для котлов любой паропроизводительности при сжигании жидкого и газообразного топлива. При сжигании твердого топлива (кроме антрацитового штыба, полуантрацита и тощих углей) в пылевидном состоянии применять камерные топки для котлов паропроизводительностью более 25 т/ч. Для сжигания антрацитового штыба, полуантрацита и тощих углей применять камерные топки под котлами паропроизводительностью выше 75 т/ч.

2. При сжигании фрезерного торфа под котлами паропроизводительностью до 25 т/ч могут применяться топки ЦКТИ системы А. А. Шершнева.

3. Слоевые топки целесообразно применять для котлов паропроизводительностью до 35 т/ч при сжигании сортированных и рядовых углей (содержание мелких фракций 0—6 мм не более 60 %, выход летучих на горючую массу 20 % и выше), сортированных антрацитов и полуантрацитов, сланца и различных древесных отходов.

Не следует использовать слоевые топки для сжигания антрацитового штыба, рядовых антрацитов, а также высоковлажных бурых углей (с $W^п > 3{,}34$).

В настоящее время следует применять слоевые топки, обеспечивающие механизацию всех трудоемких операций (заброс топлива, шуровка слоя, удаление очаговых остатков). Для сжигания рядовых каменных и бурых углей под котлами паропроизводительностью от 4 до 25 т/ч рекомендуются топки с пневмомеханическими забрасывателями и цепной решеткой обратного хода, а для сжигания антрацитов марок АС и АМ — топки с цепными решетками прямого хода.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 3.2. **Расчетные значения коэффициента избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_т$**

Тип топки	Топливо	Значение $\alpha_т$
С пневмомеханическими забрасывателями и неподвижной колосниковой решеткой	Донецкий антрацит АС и АМ ($A^п$=0,5)	1,6—1,7
	Каменные угли типа кузнецких Г и Д ($A^п$ = 0,3), донецких Г и Д ($A^п$ = 0,8), кузнецких 1СС ($A^п$ = 0,4)	1,4—1,5
	Бурые угли типа ирша-бородинского ($W^п$ = 2,1; $A^п$ = 0,4), артемовского ($W^п$ = 1,8), веселовского ($W^п$ = 2,0; $A^п$ = 1,5), подмосковного ($W^п$ = = 3,0; $A^п$ = 2,1), харанорского ($W^п$ = 3,2; $A^п$ = 0,7)	1,4—1,5
С цепной решеткой прямого хода	Донецкий антрацит АС и АМ ($A^п$ = 0,5)	1,5—1,6
С пневмомеханическими забрасывателями и цепной решеткой обратного хода	Все топлива, указанные для топок с пневмомеханическими забрасывателями и неподвижной решеткой	1,3—1,4
Камерная (при пылевидном сжигании с твердым шлакоудалением)	Антрацитовый штыб, полуантрациты, тощие угли	1,2—1,25
	Каменные, бурые угли и фрезерный торф	1,2
	Мазут и природный газ	1,1
Скоростного горения	Рубленая щепа ($W^р$ = 50 %)	1,2
	Дробленые отходы и опилки ($W^р$ = = 50 %)	1,3

Примечание. Меньшие значения $\alpha_т$ для паровых котлов производительностью $D > 10$ т/ч.

Древесные отходы могут сжигаться в шахтных топках с неподвижной колосниковой решеткой под котлами паропроизводительностью менее 10 т/ч. Кроме того, могут использоваться под котлами большей паропроизводительности высокофорсированные топки скоростного горения ЦКТИ системы В. В. Померанцева. При использовании этих топок требуется предварительное измельчение топлива до 50—100 мм.

В табл. 3.2 для различных типов топок и марок топлива приведены расчетные коэффициенты избытка воздуха.

3.2. РАСЧЕТ ОБЪЕМОВ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

При тепловом расчете паровых и водогрейных котлов определяются теоретические и действительные объемы воздуха и продуктов сгорания. Это производится в такой последовательности:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

1. Определить теоретический объем воздуха, необходимого для полного сгорания:

при сжигании твердого и жидкого топлива (м³ воздуха/кг топлива)

$$V^0 = 0{,}0889\,(C^p + 0{,}375\,S^p_{op+к}) + 0{,}265\,H^p - 0{,}0333\,O^p; \quad (3.3)$$

при сжигании газа (м³ воздуха/м³ газа)

$$V^0 = 0{,}0476\,[0{,}5\,CO + 0{,}5\,H_2 + 1{,}5\,H_2S + \\ + \sum \left(m + \frac{n}{4}\right) C_mH_n - O_2], \quad (3.4)$$

где m — число атомов углерода; n — число атомов водорода.

2. Определить теоретический объем азота в продуктах сгорания:

при сжигании твердого и жидкого топлива (м³/кг)

$$V^0_{N_2} = 0{,}79\,V^0 + 0{,}8\,\frac{N^p}{100}; \quad (3.5)$$

при сжигании газа (м³/м³)

$$V^0_{N_2} = 0{,}79\,V^0 + \frac{N_2}{100}. \quad (3.6)$$

3. Определить объем трехатомных газов:

при сжигании твердого топлива и мазута (м³/кг)

$$V_{RO_2} = 1{,}866\,\frac{C^p + 0{,}375\,S^p_{op+к}}{100}; \quad (3.7)$$

при сжигании газа

$$V_{RO_2} = 0{,}01\,(CO_2 + CO + H_2S + \sum m\,C_mH_n). \quad (3.8)$$

При расчете следует учитывать, что диоксид углерода и сернистый газ принято объединять и называть «сухие трехатомные газы», обозначая через RO_2, т. е. $RO_2 = CO_2 + SO_2$.

4. Определить теоретический объем водяных паров:

при сжигании твердого и жидкого топлива (м³/кг)

$$V^0_{H_2O} = 0{,}111\,H^p + 0{,}0124\,W^p + 0{,}0161\,V^0; \quad (3.9)$$

при сжигании газа (м³/м³)

$$V^0_{H_2O} = 0{,}01\left(H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_mH_n + 0{,}124\,d_{г.тл}\right) + 0{,}0161\,V^0. \quad (3.10)$$

5. Определить средний коэффициент избытка воздуха в газоходе для каждой поверхности нагрева

$$\alpha_{ср} = \frac{\alpha' + \alpha''}{2}, \quad (3.11)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 3.3. **Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов, концентрация золы**

Величина	Расчетная формула	Теоретические объемы: V^0 = .. м³/кг; $V^0_{N_2}$ = м³/кг; V_{RO_2} = . м³/кг; $V^0_{H_2O}$ = .. м³/кг					
		Газоход					
		Топка, фестон	Пароперегреватель	Конвективные пучки	Экономайзер	Воздухоподогреватель	Золоуловитель
Коэффициент избытка воздуха после поверхности нагрева	(3.1), табл. 3.1, 3.2						
Средний коэффициент избытка воздуха в газоходе поверхности нагрева	(3.11)						
Избыточное количество воздуха, м³/кг	(3.12)						
Объем водяных паров, м³/кг	(3.13)						
Полный объем продуктов сгорания, м³/кг	(3.14)						
Объемная доля трехатомных газов	(3.15)						
Объемная доля водяных паров	(3.16)						
Суммарная объемная доля	(3.17)						
Концентрация золы в продуктах сгорания, г/м³	(3.18)						

где α' — коэффициент избытка воздуха перед газоходом; α'' — коэффициент избытка воздуха после газохода.

6. Определить избыточное количество воздуха для каждого газохода

$$V^{в}_{изб} = V^0 (\alpha_{ср} - 1). \qquad (3.12)$$

7. Определить действительный объем водяных паров для твердого и жидкого топлива (м³/кг) и для газа (м³/м³) по формуле

$$V_{H_2O} = V^0_{H_2O} + 0{,}0161 (\alpha_{ср} - 1) V^0. \qquad (3.13)$$

8. Определить действительный суммарный объем продуктов сгорания для твердого и жидкого топлива (м³/кг) и для газа (м³/м³) по формуле

$$V_г = V_{RO_2} + V^0_{N_2} + (\alpha_{ср} - 1) V^0 + V^0_{H_2O} + 0{,}0161 (\alpha_{ср} - 1) V^0. \qquad (3.14)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

9. Определить объемные доли трехатомных газов и водяных паров, а также суммарную объемную долю по формулам:

$$r_{RO_2} = V_{RO_2}/V_г; \tag{3.15}$$

$$r_{H_2O} = V_{H_2O}/V_г; \tag{3.16}$$

$$r_п = r_{RO_2} + r_{H_2O}. \tag{3.17}$$

10. При сжигании твердого топлива определить концентрацию золовых частиц в продуктах сгорания (г/м³)

$$\mu = \frac{10\, A^р\, a_{ун}}{V_г}, \tag{3.18}$$

где $a_{ун}$ — доля золы топлива в уносе, для камерных топок при сжигании твердого топлива принимается $a_{ун} = 0{,}95$, для слоевых топок — по табл. 4.1, 4.2.

Результаты расчета действительных объемов продуктов сгорания по газоходам котлоагрегата сводятся в таблицу. Форма расчетной таблицы применительно к промышленному парогенератору при сжигании твердого или жидкого топлива приведена в табл. 3.3.

3.3. РАСЧЕТ ЭНТАЛЬПИЙ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Количество теплоты, содержащееся в воздухе или продуктах сгорания, называют теплосодержанием (энтальпией) воздуха или продуктов сгорания. При выполнении расчетов принято энтальпию воздуха и продуктов сгорания относить к 1 кг сжигаемого твердого и жидкого топлива и к 1 м³ (при нормальных условиях) газообразного топлива.

Расчет энтальпий продуктов сгорания производится при действительных коэффициентах избытка воздуха после каждой поверхности нагрева (значения коэффициента избытка воздуха после поверхности нагрева берутся из табл. 3.3). Расчет следует производить для всего возможного диапазона температур после поверхностей нагрева, так как температуры эти неизвестны. В дальнейших расчетах при пользовании значениями энтальпии допускается линейная интерполяция в интервале температур 100 К. Поэтому при расчетах энтальпии интервал температур не должен быть более 100 К.

Определение энтальпий воздуха и продуктов сгорания производится в такой последовательности:

1. Вычислить энтальпию теоретического объема воздуха для всего выбранного диапазона температур для твердого и жидкого топлива (кДж/кг) и газа (кДж/м³)

$$I^0_в = V^0 (c\vartheta)_в, \tag{3.19}$$

где $(c\vartheta)_в$ — энтальпия 1 м³ воздуха, кДж/м³, принимается для каждой выбранной температуры по табл. 3.4; V^0 — теоретический

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 3.4. **Энтальпия 1 м³ воздуха, газообразных продуктов сгорания (кДж/м³) и 1 кг золы (кДж/кг)**

ϑ, °С	$(c\vartheta)_{RO_2}$	$(c\vartheta)_{N_2}$	$(c\vartheta)_{O_2}$	$(c\vartheta)_{H_2O}$	$(c\vartheta)_{в}$	$(c\vartheta)_{зл}$
100	170	130	132	151	133	81
200	359	261	268	305	267	170
300	561	393	408	464	404	264
400	774	528	553	628	543	361
500	999	666	701	797	686	460
600	1226	806	852	970	832	562
700	1466	949	1008	1151	982	664
800	1709	1096	1163	1340	1134	769
900	1957	1247	1323	1529	1285	878
1000	2209	1398	1482	1730	1440	987
1100	2465	1550	1642	1932	1600	1100
1200	2726	1701	1806	2138	1760	1209
1300	2986	1856	1970	2352	1919	1365
1400	3251	2016	2133	2566	2083	1587
1500	3515	2171	2301	2789	2247	1764
1600	3780	2331	2469	3011	2411	1881
1700	4049	2490	2637	3238	2574	2070
1800	4317	2650	2805	3469	2738	2192
1900	4586	2814	2978	3700	2906	2934
2000	4859	2973	3150	3939	3074	2520
2100	5132	3137	3318	4175	3242	—
2200	5405	3301	3494	4414	3410	—

объем воздуха, необходимого для горения, принимается по табл. 3.3.

2. Определить энтальпию теоретического объема продуктов сгорания для всего выбранного диапазона температур (кДж/кг или кДж/м³)

$$I_г^0 = V_{RO_2}(c\vartheta)_{RO_2} + V_{N_2}^0(c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^0(c\vartheta)_{H_2O}, \qquad (3.20)$$

где $(c\vartheta)_{RO_2}$, $(c\vartheta)_{N_2}$, $(c\vartheta)_{H_2O}$ — энтальпии 1 м³ трехатомных газов, теоретического объема азота, теоретического объема водяных паров, принимаются для каждой выбранной температуры по табл. 3.4, кДж/м³; V_{RO_2}, $V_{N_2}^0$, $V_{H_2O}^0$ — объемы трехатомных газов, теоретический объем азота и водяного пара, берутся из табл. 3.3, м³/кг или м³/м³.

3. Определить энтальпию избыточного количества воздуха для всего выбранного диапазона температур (кДж/кг или кДж/м³)

$$I_{изб}^{в} = (\alpha - 1)\, I_{в}^{0}. \qquad (3.21)$$

4. Определить энтальпию продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1$ (кДж/кг или кДж/м³)

$$I = I_г^0 + I_{изб}^{в} + I_{зл}, \qquad (3.22)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 3.5. **Энтальпия продуктов сгорания $I = f(\vartheta)$, кДж/кг или кДж/м³**

Поверхность нагрева	Температура после поверхности нагрева, °С	$I^0_в$, ф-ла (3.19)	$I^0_г$, ф-ла (3.20)	$I^в_{изб}$, ф-ла (3.21)	I, ф-ла (3.22)
Верх топочной камеры, фестон, $\alpha_т =$	2000 1900 1800 1700 1600 1500 1400 1300 1200 1100 1000 900 800				
Пароперегреватель, $\alpha_{пе} =$	1000 900 800 700 600 500				
Конвективные пучки, $\alpha_к =$	700 600 500 400 300 200				
Водяной экономайзер, $\alpha_{эк} =$	400 300 200				
Воздухоподогреватель, $\alpha_{вп} =$	200 100				

где $I_{зл}$ — энтальпия золы, учитывается только при $a_{ун}A^п > > 1{,}4$ кг·10²/МДж;

$$I_{зл} = (c\vartheta)_{зл}\frac{A^р}{100}a_{ун}; \qquad (3.23)$$

здесь $(c\vartheta)_{зл}$ — энтальпия 1 кг золы, кДж/кг.

Результаты расчета энтальпии продуктов сгорания по газоходам котлоагрегата сводят в таблицу. Форма расчетной таблицы применительно к промышленному котлоагрегату приведена в табл. 3.5.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Данные табл. 3.5 позволяют в последующих расчетах по температуре продуктов сгорания определять их энтальпию

$$I_x = \frac{I_б - I_м}{100}(t_{изв} - t_м) + I_м \qquad (3.24)$$

или, наоборот, по энтальпии продуктов сгорания — их температуру

$$t_x = t_м + \frac{I_{изв} - I_м}{I_б - I_м} \cdot 100. \qquad (3.25)$$

При этом производится линейная интерполяция в интервале температуры 100 К. В формулах (3.24) и (3.25) $I_б$, $I_м$ — энтальпии, соответствующие большей и меньшей температурам искомого интервала температур, приведенным в табл. 3.5; $t_{изв}$ — температура, для которой вычисляется энтальпия, °С; $t_м$ — температура, соответствующая меньшей энтальпии искомого интервала, °С; $I_{изв}$ — энтальпия, по значению которой определяется температура.

Глава четвертая

РАСЧЕТНЫЙ ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И РАСХОД ТОПЛИВА

4.1. РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ

При работе парового или водогрейного котла вся поступившая в него теплота расходуется на выработку полезной теплоты, содержащейся в паре или горячей воде, и на покрытие различных потерь теплоты. Суммарное количество теплоты, поступившее в котельный агрегат, называют располагаемой теплотой и обозначают $Q_р^р$. Между теплотой, поступившей в котельный агрегат и покинувшей его, должно существовать равенство. Теплота, покинувшая котельный агрегат, представляет собой сумму полезной теплоты и потерь теплоты, связанных с технологическим процессом выработки пара или горячей воды. Следовательно, тепловой баланс котла для 1 кг сжигаемого твердого и жидкого топлива или 1 м³ газа при нормальных условиях имеет вид

$$Q_р^р = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \qquad (4.1)$$

где $Q_р^р$ — располагаемая теплота, кДж/кг или кДж/м³; Q_1 — полезная теплота, содержащаяся в паре или горячей воде, кДж/кг или кДж/м³; Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6 — потери теплоты с уходящими газами, от химической неполноты сгорания, от механической неполноты сгорания, от наружного охлаждения, от физической теплоты, содержащейся в удаляемом шлаке, плюс потери на

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

охлаждение панелей и балок, не включенных в циркуляционный контур котла, кДж/кг или кДж/м³.

Тепловой баланс котла составляется применительно к установившемуся тепловому режиму, а потери теплоты выражаются в процентах располагаемой теплоты:

$$q_i = \frac{Q_i}{Q_р^р} \cdot \qquad (4.2)$$

Потеря теплоты с уходящими газами (q_2) обусловлена тем, что температура продуктов сгорания, покидающих котельный агрегат, значительно выше температуры окружающего атмосферного воздуха. Потеря теплоты с уходящими газами зависит от вида сжигаемого топлива, коэффициента избытка воздуха в уходящих газах, температуры уходящих газов, чистоты наружных и внутренних поверхностей нагрева, температуры воздуха, забираемого дутьевым вентилятором.

Потеря теплоты от химической неполноты сгорания (q_3) обусловлена появлением в уходящих газах горючих газов CO, H_2, CH_4. Потеря теплоты от химической неполноты горения зависит от вида топлива и содержания в нем летучих, способа сжигания топлива и конструкции топки, коэффициента избытка воздуха в топке, от уровня и распределения температуры в топочной камере, организации смесеобразовательных процессов в топке (горелке и топочной камере).

Потеря теплоты от механической неполноты горения (q_4) наблюдается только при сжигании твердого топлива и обусловлена наличием в очаговых остатках твердых горючих частиц. Очаговые остатки в основном состоят из золы, содержащейся в топливе, и твердых горючих частиц, не вступивших в процессы газификации и горения. Считается, что твердые горючие частицы представляют собой чистый углерод.

Очаговые остатки покидают топку с провалом, шлаком и уносом. Вся зола ($A^р$), содержащаяся в топливе при слоевом сжигании, может перейти частично в провал, шлак и унос. Следовательно, если принять количество золы, поступившее в топку, за 100 %, то золовой баланс топки может быть представлен уравнением

$$a_{пр} + a_{шл} + a_{ун} = 100, \qquad (4.3)$$

где $a_{пр}$, $a_{шл}$, $a_{ун}$ — доля золы топлива, перешедшая в провал, шлак, унос, %.

Потеря теплоты от механической неполноты горения зависит от вида сжигаемого топлива и его фракционного состава, форсировки колосниковой решетки и топочного объема, способа сжигания топлива и конструкции топки, коэффициента избытка воздуха. При слоевом сжигании топлива потеря (q_4) зависит также от зольности топлива, а при факельном сжигании не зависит.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Потеря теплоты от наружного охлаждения (q_5) обусловлена передачей теплоты от обмуровки агрегата наружному воздуху, имеющему более низкую температуру. Потеря теплоты от наружного охлаждения зависит от теплопроводности обмуровки, ее толщины, поверхности стен, приходящейся на единицу паропроизводительности парового или теплопроизводительности водогрейного котла.

Потеря (q_6) в виде физической теплоты шлаков имеет место при жидком шлакоудалении, а иногда и при сухом, если сжигается высокозольное топливо. В некоторых конструкциях слоевых топок имеются панели и балки, охлаждаемые водой, которая не используется и сбрасывается в канализацию, что приводит к потере теплоты. У современных паровых и водогрейных котлов панели и балки, охлаждаемые водой, обычно включаются в циркуляционный контур котла. Поэтому в современных агрегатах эта потеря отсутствует.

Потеря теплоты с уходящими газами определяется по формуле

$$q_2 = \frac{(I_{ух} - \alpha_{ух} I^0_{х.в})(100 - q_4)}{Q^р_р}, \qquad (4.4)$$

где $I_{ух}$ — энтальпия уходящих газов, определяется по табл. 3.5 при соответствующих значениях $\alpha_{ух}$ и выбранной температуре уходящих газов, кДж/кг или кДж/м³; $I^0_{х.в}$ — энтальпия теоретического объема холодного воздуха, определяется при $t_в = 30°C$ по формуле (4.5), кДж/кг или кДж/м³; $\alpha_{ух}$ — коэффициент избытка воздуха в уходящих газах, берется из табл. 3.3 в сечении газохода после последней поверхности нагрева; q_4 — потеря теплоты от механической неполноты горения (для газа и мазута $q_4 = 0$, для твердого топлива в зависимости от типа топочного устройства принимается по табл. 4.1, 4.2, 4.3, 4.4), %.

Энтальпия теоретического объема холодного воздуха при температуре 30 °С (кДж/кг или кДж/м³)

$$I^0_{х.в} = 39{,}8\, V^0. \qquad (4.5)$$

Потеря теплоты от химической и механической неполноты горения для различных топок и топлив принимается из табл. 4.1—4.4.

Потеря теплоты от наружного охлаждения (в %) определяется по формулам:

для парового котла

$$q_5 = q_{5\,ном} \frac{D_{ном}}{D}; \qquad (4.6)$$

для водогрейного котла

$$q_5^{в.к} = q_{5\,ном}^{в.к} \frac{N_{ном}}{N}, \qquad (4.7)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 4.1. **Расчетные характеристики слоевых топок с пневмомеханическими забрасывателями и неподвижной колосниковой решеткой**

Топливо	Удельная нагрузка		Потеря теплоты от неполноты сгорания, %		Доля золы топлива в уносе, %	Воздух, подаваемый под решетку	
	зеркала горения, кВт/м²	топочного объема, кВт/м³	химической	механической *		Давление $p_в$, Па	Температура $t_в$, °С
Донецкий антрацит АС и АМ ($A^п = 0,5$)				13,5/10	10	1000	
Каменные угли:							
типа кузнецких Г и Д ($A^п = 0,3$)	930—1160			5,5/3	16/7		
типа донецких Г и Д ($A^п = 0,8$)				6,5/4,5	13/6		
типа кузнецких 1СС ($A^п = 0,4$)				11/5	16/7		
Бурые угли:							
типа ирша-бородинского ($W^п = 2,1$; $A^п = 0,4$)	930—1160	230—250	0,5—1,0	6/3	22/9,5	800	25 или
типа артемовского ($W^п = 1,8$)				5,5/4	15/7		150—200
типа веселовского ($W^п = 2,0$; $A^п = 1,5$)				8/6,5	12,5/5,5		
типа харанорского ($W^п = 3,2$; $A^п = 0,7$)				7,5/5	15/7		
типа подмосковного ($W^п = 3,0$; $A^п = 2,1$)	810—1040			9/7,5	10,5/5		

* Числитель — для топок, не оборудованных средствами уменьшения уноса, знаменатель — для топок с острым дутьем и возвратом уноса.

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

Таблица 4.2. **Расчетные характеристики слоевых топок с пневмомеханическими забрасывателями и цепной решеткой обратного хода**

Топливо	Удельная нагрузка		Потери теплоты от неполноты сгорания, %		Доля золы топлива в уносе,* %	Воздух, подаваемый под решетку	
	зеркала горения, кВт/м²	топочного объема, кВт/м³	химической	механической *		Давление $p_в$, Па	Температура $t_в$, °С
Каменные угли:							
типа кузнецких Г и Д ($A^п = 0{,}3$)	= 1400—1740			5,5/3	20/9		
типа донецких Г и Д ($A^п = 0{,}8$)				6/3,5	17/7,5		25 или
типа сучанского ($A^п = 1{,}4$)	1400—1620			7,5/5,5	11/5		150—200
типа кузнецкого 1СС ($A^п = 0{,}4$)				11/5	20/8		
Бурые угли:							
типа ирша-бородинского ($W^п = 2{,}1$; $A^п = 0{,}4$)	1400—1740	290—460	0,5—1,0	6/3	27/12	500	150—200
типа артемовского ($W^п = 1{,}8$; $A^п = 1{,}0$)				5,5/4	19/8,5		
типа веселовского ($W^п = 2{,}0$; $A^п = 1{,}5$)				7,5/5,5	15/7		
типа харанорского ($W^п = 3{,}2$; $A^п = 0{,}7$)				7/4	19/8,5		
типа подмосковного ($W^п = 3{,}0$; $A^п = 2{,}1$)	1160—1400			7,5/5	11/5		

* Числитель — для топок, не оборудованных средствами уменьшения уноса, знаменатель — для топок с острым дутьем и возвратом уноса.

Примечание. Меньшие значения параметров для паровых котлов производительностью $D > 10$ т/ч.

Электронная библиотека http://gy.kbstu.ru/

Таблица 4.3. **Расчетные характеристики шахтных топок с наклонной решеткой и топок скоростного горения**

Величина	Шахтные топки с наклонной решеткой		Топки скоростного горения	
	Торф кусковой, $W^р = 40$ %; $A^р = 0{,}6$ %	Древесные отходы, $W^р = 50$ %	Рубленая щепа, $W^р = 50$ %	Дробленые отходы и опилки, $W^р = 50$ %
Удельная нагрузка зеркала горения *, кВт/м²	1280	580	5800—6960	2320—4640
Удельная нагрузка топочного объема, кВт/м³	230—350			
Потеря теплоты от неполноты горения, %				
химической	2	2	1	1
механической **	2	2	2	4/2
Давление воздуха под решеткой, Па	600	800	700	1000
Температура дутьевого воздуха, °С	200—250			

* Меньшее значение — для парогенераторов с $D < 10$ т/ч.

** Числитель — для топок, не оборудованных средствами уменьшения уноса.

где $q_{5\,ном}$ и $q_{5\,ном}^{в.к}$ — потери теплоты от наружного охлаждения при номинальной нагрузке парового и водогрейного котла, определяются по табл. 4.5 и 4.6 соответственно; $D_{ном}$ — номинальная нагрузка парового котла, т/ч; D — расчетная нагрузка парового котла, т/ч; $N_{ном}$ — номинальная мощность водогрейного котла, МВт; N — расчетная мощность водогрейного котла, МВт.

Потеря в виде физической теплоты шлаков и потеря от охлаждения балок и панелей топки, не включенных в циркуляционный контур котла, определяется по формулам (%):

$$q_{в} = q_{в\,шл} + q_{в\,охл}; \tag{4.8}$$

при этом

$$q_{в\,шл} = \frac{a_{шл}\,(c\vartheta)_{эл}\,A^р}{Q_р^р}; \tag{4.9}$$

$$q_{в\,охл} = \frac{116{,}6\,H_{охл}}{Q_к}, \tag{4.10}$$

где доля золы в топливе, перешедшей в шлак $a_{шл} = 1 - a_{ун}$; $a_{ун}$ принимается по табл. 4.1, 4.2 или 4.4 в зависимости от способа сжигания топлива; $(c\vartheta)_{эл}$ — энтальпия золы, кДж/кг; определяется по табл. 3.4 для температуры золы (шлака) 600 °С при сухом шлакозолоудалении; $H_{охл}$ — лучевоспринимающая по-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 4.4. **Расчетные характеристики камерных топок при сжигании газа, мазута и пылевидного топлива с твердым шлакоудалением**

Топливо	Удельная нагрузка топочного объема, кВт/м³, для котлов производительностью (т/ч)				Потери от неполноты горения, %				Доля золы топлива в уносе, %
					механической для котлов производительностью, т/ч *				химической **
	25	35	50	75—400	25	35	50	75—400	
Антрацитовый штыб и полуантрациты	—	—	—	140	—	—	—	6—4	0	95
Тощие угли	—	—	—	160	—	—	—	2		
Каменные угли	255	210	185	175	5	3	2—3	1—1,5	0—0,5	
Бурые угли	290	245	210	185	3	1,5—2	1—2	0,5—1		
Фрезерный торф	255	210	185	160						
Мазут	405			350	0				0,5	—
Природный газ	465			350						

* Меньшие потери теплоты от механической неполноты горения принимаются при сжигании полуантрацитов и топлив с $A^{\text{п}} < 1{,}4$.

** Большие потери теплоты от химической неполноты горения принимаются для котлов с $D < 75$ т/ч.

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

Таблица 4.5. **Потеря теплоты от наружного охлаждения парового котла**

Номинальная производительность котла, кг/с (т/ч)	Потеря теплоты, %	
	Собственно котел	Котел с хвостовыми поверхностями
0,55 (2)	3,4	3,8
1,11 (4)	3,1	2,9
1,67 (6)	1,6	2,4
2,22 (8)	1,2	2,0
2,78 (10)	—	1,7
4,16 (15)	—	1,5
5,55 (20)	—	1,3
8,33 (30)	—	1,2
11,11 (40)	—	1,0
16,66 (60)	—	0,9
22,22 (80)	—	0,8
27,77 (100)	—	0,7
55,55 (200)	—	0,6
83,33 (300)	—	0,5

Таблица 4.6. **Потеря теплоты от наружного охлаждения водогрейного котла (ориентировочно)**

Номинальная мощность котла, МВт	1	2	3	5	10	20	30	40	60	100
Потеря, %	5	3	2	1,7	1,5	1,2	1,0	0,9	0,7	0,5

верхность балок и панелей, м^2 (для панелей в расчет принимается только боковая, обращенная в топку поверхность); $Q_к$ — полезная мощность парового или водогрейного котла.

4.2. РАСЧЕТ КПД И РАСХОДА ТОПЛИВА

Коэффициентом полезного действия (КПД) парового или водогрейного котла называют отношение полезной теплоты к располагаемой теплоте. Не вся полезная теплота, выработанная агрегатом, направляется к потребителю. Часть выработанной теплоты в виде пара и электрической энергии расходуется на собственные нужды. Так, например, на собственные нужды расходуется пар для привода питательных насосов, на обдувку поверхностей нагрева и т. д., а электрическая энергия — для привода дымососа, вентилятора, питателей топлива, мельниц системы пылеприготовления и т. д. Под расходом на собственные нужды понимают

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

расход всех видов энергии, затраченной на производство пара или горячей воды. Поэтому различают КПД агрегата брутто и нетто. Если КПД агрегата определяется по выработанной теплоте, то его называют брутто, а если по отпущенной теплоте — нетто.

КПД брутто котельного агрегата (%) можно определить по уравнению прямого баланса:

для парового котла

$$\eta_{бр} = \frac{Q_{пг}}{Q_р^р B_{пг}} \cdot 100; \qquad (4.11)$$

для водогрейного котла

$$\eta_{бр} = \frac{Q_{в.к}}{Q_р^р B_{в.к}} \cdot 100, \qquad (4.12)$$

где $Q_{пг}$ — полезная мощность парового котла, кВт; $Q_{в.к}$ — полезная мощность водогрейного котла, кВт; $B_{пг}$ и $B_{в.к}$ — расход топлива паровым и водогрейным котлом, кг/с или м³/с; $Q_р^р$ — располагаемая теплота, кДж/кг или кДж/м³.

КПД парового или водогрейного котла по уравнению обратного баланса (%)

$$\eta_{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \qquad (4.13)$$

При тепловом расчете парового или водогрейного котла тепловой баланс составляет для определения КПД брутто и расчетного расхода топлива.

Расчет рекомендуется производить в следующей последовательности:

1. Определить располагаемую теплоту. Для твердого и жидкого топлива (кДж/кг)

$$Q_р^р = Q_н^р + Q_{в\ вн} + i_{тл} + Q_ф - Q_к; \qquad (4.14)$$

для газообразного топлива (кДж/м³)

$$Q_р^р = Q_н^с + Q_{в.вн}, \qquad (4.15)$$

где $Q_н^р$ — низшая теплота сгорания рабочей массы твердого и жидкого топлива, кДж/кг, принимается по табл. 2.1; $Q_н^с$ — низшая теплота сгорания сухой массы газа, кДж/м³, принимается по табл. 2.2; $Q_{в.вн}$ — теплота, внесенная в котельный агрегат воздухом при подогреве его вне агрегата отборным паром, отработанным паром или другим теплоносителем в калорифере, устанавливаемом перед воздухоподогревателем, кДж/кг или кДж/м³; $i_{тл}$ — физическая теплота, внесенная топливом, кДж/кг; $Q_ф$ — теплота, вносимая в агрегат при паровом распыливании жидкого топлива, кДж/кг; $Q_к$ — теплота, затраченная на разложение карбонатов (учитывается только при сжигании сланцев).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 4.7. **Средние значения присоса воздуха для систем пылеприготовления**

Система пылеприготовления	Присос
Молотковые мельницы:	
при работе под разрежением	0,04
под давлением горячего воздуха	0
Среднеходовые валковые мельницы при работе под разрежением	0,04
Мельницы-вентиляторы с подсушивающей трубой	0,2—0,25
Шаровые барабанные мельницы:	
с промежуточным бункером при сушке горячим воздухом	0,1
с промежуточным бункером при сушке смесью воздуха и топочных газов	0,12
с прямым вдуванием	0,04

В случае предварительного подогрева воздуха в калорифере теплота, внесенная воздухом (кДж/кг или кДж/м³),

$$Q_{\text{в.вн}} = \beta' (I^0_{\text{вп}} - I^0_{\text{х.в}}), \qquad (4.16)$$

где $I^0_{\text{вп}}$ — энтальпия теоретического объема воздуха при входе в воздухоподогреватель после предварительного подогрева в калорифере, определяется по температуре воздуха после калорифера $t'_{\text{вп}}$ линейной интерполяцией значений $I^0_{\text{в}}$ из табл. 3.5; $I^0_{\text{х. в}}$ — энтальпия теоретического объема холодного воздуха при $t_{\text{в}} = 30$ °С, определяется по формуле (4.5).

Отношение количества воздуха на входе в котельный агрегат (воздухоподогреватель) к теоретически необходимому, входящее в формулу (4.16),

$$\beta' = \alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{пл}} + \Delta\alpha_{\text{вп}}, \qquad (4.17)$$

где $\Delta\alpha_{\text{т}}$, $\Delta\alpha_{\text{пл}}$, $\Delta\alpha_{\text{вп}}$ — присос воздуха в топку, систему пылеприготовления и воздухоподогреватель, принимается по табл. 3.1 и 4.7.

Физическая теплота топлива учитывается только при его предварительном подогреве от постороннего источника теплоты (паровой подогрев мазута, паровые сушилки и т. п.), а также при сушке по разомкнутому циклу (кДж/кг) по формуле

$$i_{\text{тл}} = c_{\text{тл}} t_{\text{тл}}, \qquad (4.18)$$

где $t_{\text{тл}}$ — температура топлива, °С (для мазута в зависимости от его вязкости 90—130 °С); $c_{\text{тл}}$ — удельная теплоемкость топлива, кДж/(кг·К).

Удельная теплоемкость мазута

$$c^{\text{м}}_{\text{тл}} = 1{,}74 + 0{,}0025 t_{\text{тл}}. \qquad (4.19)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для промышленных паровых и водогрейных котлов физическая теплота топлива учитывается только при сжигании мазута.

Теплота, вносимая в агрегат через форсунку при паровом распыливании жидкого топлива (кДж/кг),

$$Q_{ф} = 0{,}35\ (i_{ф} - 2520), \qquad (4.20)$$

где $i_{ф}$ — энтальпия пара, расходуемого на распыливание топлива, определяется из таблиц для водяного пара по его параметрам, кДж/кг.

Теплота, затраченная на разложение карбонатов (кДж/кг),

$$Q_{к} = 40{,}74\, k\, (CO_2)^{р}_{к}, \qquad (4.21)$$

где k — коэффициент разложения карбонатов (при слоевом сжигании 0,7; при камерном 1,0); $(CO_2)^{р}_{к}$ — содержание диоксида углерода в карбонатах в рабочей массе, %.

2. Определить (только при сжигании твердого топлива) потерю теплоты от механической неполноты горения. Значения потери от механической неполноты сгорания для различных топок и топлив приведены в табл. 4.1—4.4.

3. Определить потерю теплоты с уходящими газами по формуле (4.4).

Для парогенераторов низкого давления с хвостовыми поверхностями нагрева температуру входящих газов рекомендуется принимать не менее следующих значений (°С):

Угли с приведенной влажностью 0,7 кг·10²/МДж и природный газ	120—130
Угли с приведенной влажностью 1—5 кг·10²/МДж	140—150
Мазут	150—160
Торф и древесные отходы при установке воздухоподогревателя	170—190

4. Определить потерю теплоты от химической неполноты сгорания. Значения этих потерь для различных топлив и поток приведены в табл. 4.1—4.4.

5. Определить потерю теплоты от наружного охлаждения по формулам (4.6), (4.7).

6. Вычислить полезную мощность парового или водогрейного котла (кВт) по формулам:

$$Q_{пг} = D_{пе}\,(i_{п.п} - i_{п.в}) + D_{н.п}\,(i_{н.п} - i_{п.в}) + \\ + 0{,}01\, p\, (D_{пе} + D_{н.п})\,(i_{кип} - i_{п.в}); \qquad (4.22)$$

$$Q_{в.к} = G_{в}\,(i_{г.в} - i_{х.в}), \qquad (4.23)$$

где $D_{пе}$ — расход выработанного перегретого пара, кг/с; $D_{н.п}$ — расход выработанного насыщенного пара, кг/с; $i_{п.п}$, $i_{п.в}$, $i_{н.п}$, $i_{кип}$ — энтальпия перегретого пара, питательной воды на входе в индивидуальный водяной экономайзер, насыщенного пара и кипящей воды в барабане котла, кДж/кг; P — непрерывная продувка парового котла, %, учитывается только при $P \geqslant 2$ %; $G_{в}$ — расход воды через водогрейный котел, кг/с; $i_{х.в}$, $i_{г.в}$ —

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

энтальпия холодной и горячей воды (на входе и выходе водогрейного котла), кДж/кг.

7. Определить потерю теплоты в виде физической теплоты шлаков и потерю от охлаждения балок и панелей топки, не включенных в циркуляционный контур котла, по формуле (4.8).

8. Вычислить КПД брутто парового или водогрейного котла (%) из уравнения обратного теплового баланса

$$\eta_{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (4.24)$$

9. Подсчитать расход топлива (кг/с или м³/с), подаваемого в топку парового или водогрейного котла, из уравнения прямого теплового баланса:

$$B_{пг} = \frac{Q_{пг}}{Q_р^р \eta_{бр}} \cdot 100; \quad (4.25)$$

$$B_{в.к} = \frac{Q_{в.к}}{Q_р^р \eta_{бр}} \cdot 100. \quad (4.26)$$

10. Определить расчетный расход топлива (кг/с или м³/с): для твердого топлива

$$B_р = B_{пг}\left(1 - \frac{q_4}{100}\right); \quad (4.27)$$

для газа и мазута

$$B_р = B_{пг}.$$

Расчетный расход топлива вносится во все последующие формулы, по которым подсчитывается суммарный объем продуктов сгорания и количество теплоты.

11. Для последующих расчетов определить коэффициент сохранения теплоты

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{бр} + q_5}. \quad (4.28)$$

Глава пятая

РАСЧЕТ ТОПОЧНЫХ КАМЕР

5.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПОК

При проектировании и эксплуатации котельных установок чаще всего выполняется поверочный расчет топочных устройств. Конструктивный расчет производится только при разработке новых агрегатов конструкторскими бюро заводов-изготовителей или при реконструкции топочных камер существующих котлоагрегатов.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

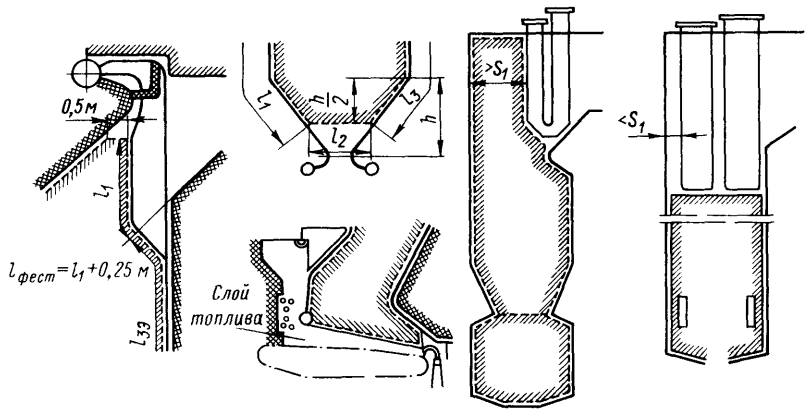


Рис. 5.1. Определение активного объема характерных частей топки

При поверочном расчете топки по чертежам необходимо определить: объем топочной камеры, степень ее экранирования, площадь поверхности стен и площадь лучевоспринимающих поверхностей нагрева, а также конструктивные характеристики труб экранов (диаметр труб, расстояние между осями труб).

Для определения геометрических характеристик топки составляется ее эскиз. Активный объем топочной камеры складывается из объема верхней, средней (призматической) и нижней частей топки. Для определения активного объема топки ее следует разбить на ряд элементарных геометрических фигур в соответствии со схемами, показанными на рис. 5.1.

Верхняя часть объема топки ограничивается потолочным перекрытием и выходным окном, перекрытым фестоном или первым рядом труб конвективной поверхности нагрева. При определении объема верхней части топки за его границы принимают потолочное перекрытие и плоскость, проходящую через оси первого ряда труб фестона или конвективной поверхности нагрева в выходном окне топки. В топках с ширмовыми поверхностями нагрева объем ширм, расположенных в верхней части топки по всему поперечному сечению входного окна (рис. 5.2, поз. *1* и *2*), а также занимающих часть поперечного сечения топки в районе выходного окна (поз. *3*), в объем топки не включается. При ином расположении ширм (поз. *4*, *5*, *6*) межширмовые объемы рассчитываются совместно с объемом топочной камеры. При определении удельной нагрузки топочного объема объем, занимаемый ширмами, расположенными в верхней части топки и в районе выходного окна, включается в ее объем в том случае, если шаг ширм $S_1 \geqslant 700$ мм. Границами средней (призматической) части объема топки являются осевые плоскости экранных труб или стен топочной камеры.

Нижняя часть камерных топок ограничивается подом или холодной воронкой, а слоевых — колосниковой решеткой со

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

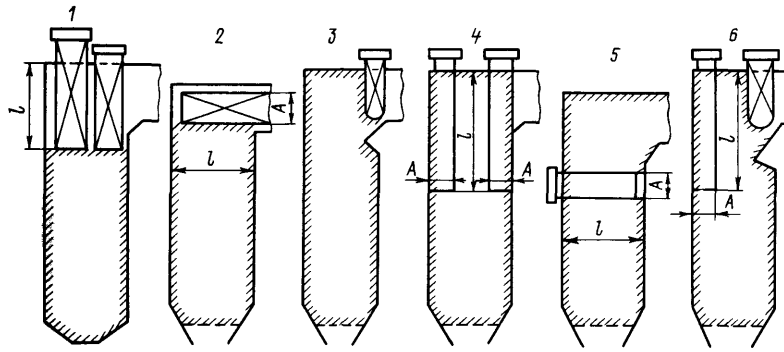


Рис. 5.2. Определение активного объема топки с ширмовыми поверхностями нагрева

слоем топлива. За границы нижней части объема камерных топок принимается под или условная горизонтальная плоскость, проходящая посередине высоты холодной воронки. За границы объема слоевых топок с механическими забрасывателями принимаются плоскость колосниковой решетки и вертикальная плоскость, проходящая через концы колосников или скребки шлакоснимателя. В топках с цепными механическими решетками из этого объема исключается объем слоя топлива и шлака, находящихся на решетке. Средняя толщина слоя топлива и шлака принимается равной для каменных углей 150—200 мм, для бурых углей — 300 мм, для древесной щепы — 500 мм.

Полная площадь поверхности стен топки ($F_{ст}$) вычисляется по размерам поверхностей, ограничивающих объем топочной камеры, как показано штриховкой на рис. 5.1. Для этого все поверхности, ограничивающие объем топки, разбиваются на элементарные геометрические фигуры.

Площадь поверхности стен двухсветных экранов и ширм определяется как удвоенное произведение расстояния между осями крайних труб этих экранов и освещенной длины труб.

При наличии ширм, включаемых в объем топки, общая площадь поверхности стен определяется как сумма площадей поверхности стен свободного объема ($F_{свб}$), площадей поверхности ширм ($F_ш$) и стен, прилегающих к ширмам ($F_{пр}$), с учетом неполного их освещения (подробно см. п. 6-02 «Нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов»).

Лучевоспринимающая площадь поверхности нагрева настенных экранов (м²)

$$H_л = \sum F_{пл} x, \qquad (5.1)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где x — угловой коэффициент экрана, определяемый по рис. 5.3; $F_{пл}$ — площадь стены, занятая экраном, определяется формулой

$$F_{пл} = bl, \qquad (5.2)$$

где b — расстояние между осями крайних труб данного экрана, м; l — освещенная длина экранных труб, м; определяется в соответствии со схемами, показанными на рис. 5.1.

Для ошипованных и плавниковых экранов, а также для экранов, закрытых чугунными плитами, угловой коэффициент принимается равным 1, как и для поверхности, проходящей через первый ряд труб котельного пучка, фестона и ширм, расположенных в выходном окне топки.

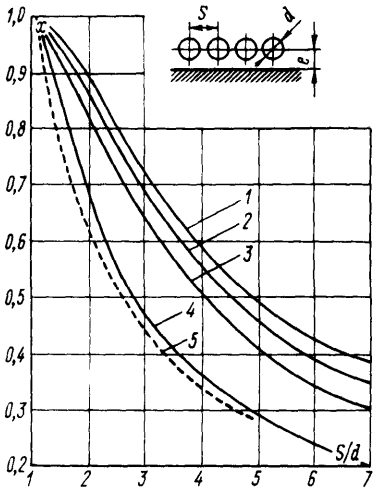


Рис. 5.3. Угловой коэффициент однорядного гладкотрубного экрана

1 — при расстоянии от стенки $l \geqslant 1{,}4d$; *2* — при $l = 0{,}8d$; *3* — при $l = 0{,}5d$; *4* — при $l = 0$; *5* — без учета излучения обмуровки при $l \geqslant 0{,}5d$

Степень экранирования топки

$$\chi = H_л / F_{ст}, \qquad (5.3)$$

где $H_л$ — площадь лучевоспринимающей поверхности нагрева, м², $F_{ст}$ — полная площадь поверхности стен топки, м².

5.2. РАСЧЕТ ОДНОКАМЕРНЫХ ТОПОК

Расчет теплообмена в топках паровых и водогрейных котлов основывается на приложении теории подобия к топочным процессам. На базе этой теории в ЦКТИ имени И. И. Ползунова и ВТИ имени Ф. Э. Дзержинского разработан нормативный метод теплового расчета котельных агрегатов. В нормативном методе для расчета теплообмена в однокамерных и полуоткрытых топках рекомендуется формула, связывающая безразмерную температуру продуктов сгорания на выходе из топки ($\theta''_т$) с критерием Больцмана (Bo), степенью черноты топки ($a_т$) и параметром (M), учитывающим характер распределения температур по высоте топки:

$$\theta''_т = \frac{T''_т}{T_а} = \frac{\mathrm{Bo}^{0,6}}{M a_т^{0,6} + \mathrm{Bo}^{0,6}}. \qquad (5.4)$$

Безразмерная температура продуктов сгорания на выходе из топки ($\theta''_т$) представляет собой отношение действительной абсо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

лютной температуры на выходе из топки ($T'_т$) к абсолютной теоретической температуре продуктов сгорания ($T_а$). Под теоретической температурой продуктов сгорания (адиабатной температурой) понимают максимальную температуру при сжигании топлива с расчетным коэффициентом избытка воздуха, которую могли бы иметь продукты сгорания, если бы в топке отсутствовал теплообмен с экранными поверхностями нагрева.

Критерий Больцмана представляет собой характеристическое число, контролирующее соотношение между конвективным переносом теплоты и излучением асбсолютно черного тела при температуре рассматриваемого элементарного объема.

Критерий Больцмана вычисляется по формуле

$$Bo = \frac{\varphi B_р V c_{ср} \cdot 10^3}{5{,}67 \cdot 10^{-8} \psi_{ср} F_{ст} T_а^3}, \qquad (5.5)$$

где φ — коэффициент сохранения теплоты; $B_р$ — расчетный расход топлива, кг/с; $F_{ст}$ — площадь поверхности стен топки, м^2; $\psi_{ср}$ — среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов; $Vc_{ср}$ — средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива в интервале температур $\theta_а$ — $\theta''_т$, кДж/(кг·К); $5{,}67 \cdot 10^{-8}$ — коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м^2·К^4); $T_а$ — абсолютная теоретическая температура продуктов сгорания, К.

Степенью черноты топки ($a_т$) называют отношение излучательной способности действительной топки к излучательной способности абсолютно черного тела. Степень черноты топки зависит от излучательной способности пламени факела (слоя горящего топлива), конструкции тепловоспринимающих поверхностей нагрева и степени их загрязнения.

Пламя факела представляет собой полупрозрачную излучающую, рассеивающую и поглощающую среду. Передача теплоты лучеиспусканием в такой среде связана с процессами испускания, рассеяния и поглощения энергии трехатомными газами и твердыми частицами. В зависимости от концентрации, размеров и оптических констант твердых частиц, содержащихся в факеле, его излучательная способность может меняться весьма значительно.

Ослабление интенсивности излучения пламени происходит вследствие поглощения и рассеяния. Если луч проходит сквозь слой поглощающей среды, происходит непрерывное уменьшение его интенсивности в направлении излучения.

Коэффициент пропорциональности (k), определяющий относительное изменение интенсивности луча в поглощающем слое единичной толщины, называют коэффициентом ослабления луча. Он определяет интенсивность ослабления лучей в поглощающей среде и, следовательно, характеризует полную поглощательную способность среды, определяемую как поглощением, так и рассеянием.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В топочной камере основными газами, способными поглощать тепловые лучи, являются трехатомные газы, состоящие из RO_2 и водяных паров H_2O. Поглощательная способность RO_2 при постоянном давлении и температуре однозначно определяется произведением его парциального давления (p_{CO_2}) и толщины слоя (s). Поглощательная способность водяного пара при заданной температуре зависит от двух величин: 1) от произведения парциального давления водяного пара и толщины слоя ($p_{H_2O}\, s$) и 2) от толщины слоя (s) либо от парциального давления (p_{H_2O}).

Поглощающие объемы в топочных камерах котельных агрегатов имеют различную конфигурацию, следовательно, длина пути луча (l) может быть весьма различной в зависимости от его направления. В то же время длина всех лучей, падающих с поверхности полусферы на центр основания, одинакова и равна радиусу полусферы.

Для облегчения расчетов используют не действительную длину лучей в разных направлениях, а эффективную длину луча, или толщину излучающего слоя. Под эффективной длиной луча, или толщиной излучающего слоя, понимают толщину слоя, равную радиусу полусферы, которая при прочих равных условиях излучает на центр основания такое же количество энергии, какое излучает оболочка иной формы на заданный на ней элемент поверхности. Расчеты показывают, что все встречающиеся в промышленной практике объемы могут быть приближенно заменены соответствующими полусферическими объемами.

При наличии в продуктах сгорания твердых взвешенных частиц их поглощательная способность существенно изменяется. Твердые частицы, находящиеся в пламени, можно разделить на три группы: частицы золы, топлива и углерода. В светящихся пламенах частицы углерода представляют собой сажу, а в пылеугольных — кокс.

Коэффициент ослабления лучей — это основная характеристика любой мутной среды, определяющая ее излучательную, рассеивающую и поглощательную способности. Поэтому применительно к топкам котельных агрегатов задача сводится к определению коэффициента ослабления лучей в зависимости от характера пламени.

При расчете несветящихся пламен необходимо определить коэффициент ослабления лучей только трехатомными газами, полусветящихся пламен — дополнительно коэффициенты ослабления лучей частицами золы и кокса, а светящихся — частицами сажи.

Параметр M, входящий в уравнение (5.4), учитывает распределение температуры по высоте топочной камеры и характеризует влияние максимума температуры пламени на эффект суммарного теплообмена. Он зависит от вида топлива, способа его сжигания, типа горелок, их расположения на стенах топки и функционально связан с относительным уровнем расположения горелок по вы-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

соте топочной камеры. Под относительным расположением горелок понимают отношение высоты расположения осей горелок (отсчитываемой от пода топки или от середины холодной воронки) к общей высоте топки.

Поверочный расчет однокамерных и полуоткрытых топок производится в такой последовательности.

1. Предварительно задаются температурой продуктов сгорания на выходе из топочной камеры. При сжигании твердых топлив в камерных топках температура продуктов сгорания перед фестоном или фестонированной частью конвективного пакета, расположенного в верхнем горизонтальном газоходе, принимается (в °С) не выше следующих значений:

Антрацитовый штыб, полуантрациты и тощие угли	1050
Донецкий ГСШ	1000
Кизеловский Г и отсевы	1050
Кемеровский СС	1050
Томь-Усинский	1050
Подмосковный Б	1000
Ангренский Б	950
Канско-Ачинский Б	950
Фрезерный торф	950

Для других топлив температура продуктов сгорания в этом сечении может приниматься равной температуре начала деформации золы, но не выше 1100 °С.

Для промышленных паровых и водогрейных котлов рекомендуется предварительно принимать температуру продуктов сгорания на выходе из топки при сжигании природного газа 1050—1100 °С, мазута 1000 — 1050 °С, твердого топлива 850—950 °С.

2. Для принятой в п. 1 температуры определяется энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки по табл. 3.5.

3. Подсчитывается полезное тепловыделение в топке (кДж/кг или кДж/м^3)

$$Q_т = Q_р^р \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_в - Q_{в.вн} + rI_{г.отб}, \qquad (5.6)$$

где $Q_в$ — теплота, вносимая в топку воздухом, кДж/кг или кДж/м^3.

Теплота воздуха ($Q_в$) складывается из теплоты горячего воздуха и холодного, присосанного в топку:

$$Q_в = (\alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{пл}) I^0_{г.в} + (\Delta\alpha_т + \Delta\alpha_{пл}) I^0_{х.в}. \qquad (5.7)$$

Коэффициент избытка воздуха в топке ($\alpha_т$) принимается по табл. 3.3. Присосы воздуха в топку принимаются по табл. 3.1, а в систему пылеприготовления — по табл. 4.7. Энтальпия теоретически необходимого горячего воздуха ($I^0_{г.в}$) определяется по табл. 3.5, а присосанного холодного воздуха при $t_в = 30$ °С — по формуле (4.5).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Теплота $Q_{в.вн}$, внесенная в котельный агрегат с поступившим в него воздухом, определяется по формуле (4.16) и учитывается только при подогреве его вне агрегата, например в калорифере, устанавливаемом перед воздухоподогревателем; $rI_{г.отб}$ — теплота рециркулирующих продуктов сгорания, учитывается только в случае возврата в топку части продуктов сгорания, отобранных из газоходов котла (подробно см. пп. 4.10 «Нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов»).

Для промышленных и водогрейных котлов, не имеющих воздухоподогревателя, формула (5.7) принимает следующий вид:

$$Q_в = \alpha_т I^0_{х.в}. \tag{5.8}$$

4. Определяется коэффициент тепловой эффективности экранов

$$\psi = x\zeta. \tag{5.9}$$

Угловым коэффициентом (x) называется отношение количества энергии, посылаемой на облучаемую поверхность, к энергии излучения всей полусферической излучающей поверхности. Угловой коэффициент показывает, какая часть полусферического лучистого потока, испускаемого одной поверхностью, падает на другую поверхность и зависит от формы и взаимного расположения тел, находящихся в лучистом теплообмене. Значение x определяется из рис. 5.3.

Коэффициент ζ учитывает снижение тепловосприятия экранных поверхностей нагрева вследствие их загрязнения наружными отложениями или закрытия огнеупорной массой. Коэффициент загрязнения принимается по табл. 5.1. Если стены топки покрыты экранами с разными угловыми коэффициентами или частично покрыты огнеупорной массой (огнеупорным кирпичом), то определяется среднее значение коэффициента тепловой эффективности. При этом для неэкранированных участков топки коэффициент тепловой эффективности (ψ) принимается равным нулю. При определении среднего коэффициента тепловой эффективности суммирование распространяется на все участки топочных стен. Для этого стены топочной камеры должны быть разбиты на отдельные участки, в которых угловой коэффициент и коэффициент загрязнения неизменны.

5. Определяется эффективная толщина излучающего слоя (м)

$$s = 3{,}6V_т/F_{ст}, \tag{5.10}$$

где $V_т$ — объем топочной камеры, м^3; $F_{ст}$ — поверхность стен топочной камеры, м^2.

6. Определяется коэффициент ослабления лучей. При сжигании жидкого и газообразного топлива коэффициент ослабления лучей (м·МПа)$^{-1}$ зависит от коэффициентов ослабления лучей трехатомными газами ($k_т$) и сажистыми частицами ($k_с$):

$$k = k_т r_п + k_с, \tag{5.11}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 5.1. **Коэффициент загрязнения топочных экранов**

Экраны	Топливо	Значение ζ
Открытые гладкотрубные и плавниковые настенные	Газообразное	0,65
	Мазут	0,55
	АШ и ПА при $Г_{ун} \geqslant 12$ %, тощий уголь при $Г_{ун} \geqslant 8$ %, каменные и бурые угли, фрезерный торф	0,45
	Экибастузский при $R_{90} \leqslant 15$ %	0,35—0,40
	Бурые угли с $W^{п} \geqslant 3,5$ % при газовой сушке и прямом вдувании	0,55
	Сланцы северо-западных месторождений	0,25
	Все виды топлива при слоевом сжигании	0,60
Ошипованные, покрытые огнеупорной массой в топках с твердым шлакоудалением	Любое	0,20
Закрытые огнеупорным кирпичом		0,10

где $r_п$ — суммарная объемная доля трехатомных газов, берется из табл. 3.3.

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами ($k_г$) определяется по номограмме (рис. 5.4) или по формуле (м·МПа)$^{-1}$:

$$k_г = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{3,16\sqrt{p_п s}} - 1\right)\left(1 - 0,37\frac{T''_т}{1000}\right), \qquad (5.12)$$

где $p_п = r_п p$ — парциальное давление трехатомных газов, МПа; p — давление в топочной камере котлоагрегата (для агрегатов, работающих без наддува, принимается $p = 0,1$ МПа); r_{H_2O} — объемная доля водяных паров, берется из табл. 3.3; $T''_т$ — абсолютная температура на выходе из топочной камеры, К (равна принятой по предварительной оценке).

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами, (м·МПа)$^{-1}$,

$$k_с = 0,3(2 - \alpha_т)\left(1,6\frac{T''_т}{1000} - 0,5\right)\frac{C^р}{H^р}, \qquad (5.13)$$

где $C^р$, $H^р$ — содержание углерода и водорода в рабочей массе жидкого топлива.

При сжигании природного газа

$$\frac{C^р}{H^р} = 0,12\sum\frac{m}{n}C_mH_n, \qquad (5.14)$$

где C_mH_n — процентное содержание входящих в состав природного газа углеводородных соединений.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

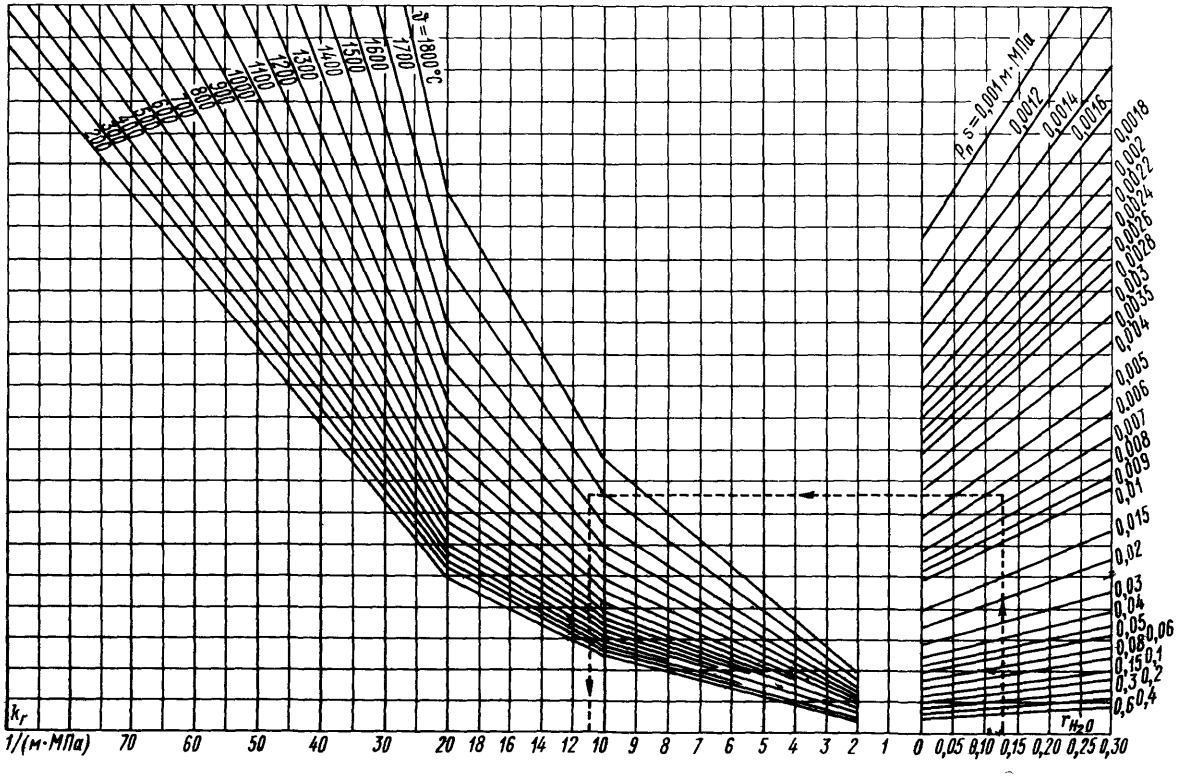


Рис. 5.4. Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами

Электронная библиотека http://lgy.klstu.ru/

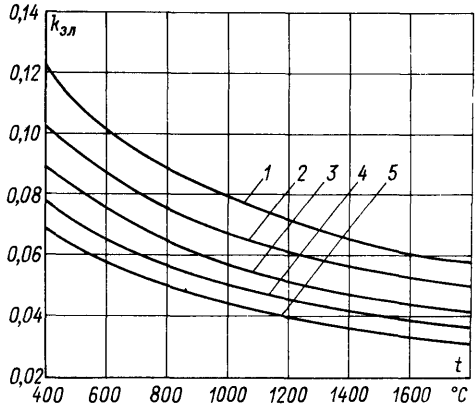


Рис. 5.5. Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами

1 — при сжигании пыли в циклонных топках; *2* — при сжигании углей, размолотых в шаровых барабанных мельницах; *3* — то же, размолотых в среднеходных и молотковых мельницах и в мельницах-вентиляторах; *4* — при сжигании дробленки в циклонных топках и топлива в слоевых топках; *5* — при сжигании торфа в камерных топках

При сжигании твердого топлива коэффициент ослабления лучей зависит от коэффициентов ослабления лучей трехатомными газами, золовыми и коксовыми частицами и подсчитывается [в 1/(м·МПа)] по формуле

$$k = k_т r_п + k_{зл} \mu_{зл} + k_к. \qquad (5.15)$$

Коэффициент ослабления лучей частицами летучей золы ($k_{з.л}$) определяется по графику (рис. 5.5). Средняя массовая концентрация золы берется из расчетной табл. 3.3. Коэффициент ослабления лучей частицами кокса ($k_к$) принимается: для топлив с малым выходом летучих (антрациты, полуантрациты, тощие угли) при сжигании в камерных топках $k_к = 1$, а при сжигании в слоевых $k_к = 0{,}3$; для высокореакционных топлив (каменный и бурый угли, торф) при сжигании в камерных топках $k_к = 0{,}5$, а в слоевых $k_к = 0{,}15$.

7. При сжигании твердого топлива определяется суммарная оптическая толщина среды *kps*. Коэффициент ослабления лучей *k* подсчитывается в зависимости от вида и способа сжигания топлива по формуле (5.15).

8. Подсчитывается степень черноты факела ($a_ф$). Для твердого топлива она равна степени черноты среды, заполняющей топку (a).

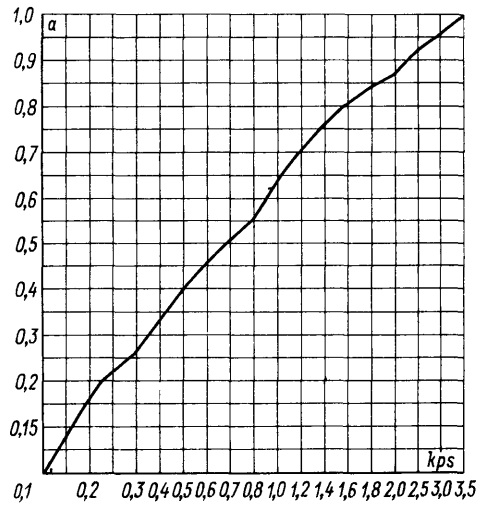


Рис. 5.6. Степень черноты продуктов сгорания *a* в зависимости от суммарной оптической толщины среды *kps*

Для котлов, работающих без наддува и с наддувом, не большим 0,105 МПа, принимается $p = 0{,}1$ МПа

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 5.2. **Доля топочного объема, заполненная светящейся частью факела**

Вид сжигаемого топлива и удельная нагрузка топочного объема	Коэффициент m
Газ при сжигании светящимся факелом с $q_V \leqslant 400$ кВт/м³	0,1
То же при $q_V \geqslant 1000$ кВт/м³	0,6
Мазут при $q_V \leqslant 400$ кВт/м³	0,55
То же при $q_V \geqslant 1000$ кВт/м³	1,0

Примечание. При удельных нагрузках топочного объема больше 400 и меньше 1000 кВт/м³ коэффициент m определяется линейной интерполяцией.

Эта величина определяется по графику (рис. 5.6) или подсчитывается по формуле

$$a = 1 - e^{-kps}, \tag{5.16}$$

где e — основание натуральных логарифмов.

Для жидкого и газообразного топлива степень черноты факела

$$a_ф = m a_{св} + (1 - m) a_г, \tag{5.17}$$

где m — коэффициент, характеризующий долю топочного объема, заполненного светящейся частью факела, принимается по табл. 5.2; $a_{св}$, $a_г$ — степень черноты светящейся части факела и несветящихся трехатомных газов, какой обладал бы факел при заполнении всей топки соответственно только светящимся пламенем или только несветящимися трехатомными газами; значения $a_{св}$ и $a_г$ определяются по формулам

$$a_{св} = 1 - e^{-(k_г r_п + k_с) ps}; \tag{5.18}$$

$$a_г = 1 - e^{-k_г r_п ps}; \tag{5.19}$$

здесь $k_г$ и $k_с$ — коэффициенты ослабления лучей трехатомными газами и сажистыми частицами (см. п. 6).

9. При слоевом сжигании твердого топлива определяется площадь зеркала горения (активной части колосниковой решетки), м²:

$$R = BQ_н^р / q_{з.г}, \tag{5.20}$$

где $q_{з.г}$ — удельная нагрузка зеркала горения, принимается по табл. 4.1, 4.2 и 4.3 в зависимости от конструкции топки, кВт/м².

Затем для механических топок окончательно выбирается ее типоразмер из табл. 5.3 и площадь зеркала горения. Обычно к установке принимается топка, имеющая ближайшую бóльшую площадь зеркала горения по сравнению с полученной расчетом по формуле (5.20).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 5.3. **Типоразмеры механических топочных устройств, выпускаемых промышленностью**

Наименование и типоразмер топки	Размеры колосникового полотна, мм		Площадь зеркала горения, м²
	Ширина	Длина	
Топки с чешуйчатой цепной решеткой:			
ТЧ-2,7/6,5	2700	6500	15,5
ТЧ-2,7/8,0	2700	8000	19,5
ТЧ-3,07/5,6	3070	5600	14,8
Топки с пневмомеханическим забрасывателем и цепной решеткой обратного хода:			
ТЛЗ-2,7/3,0	2700	3000	6,4
ТЛЗ-2,7/4	2700	4000	9,1
ТЧЗ-2,7/5,6	2700	5600	13,4
ТЧЗ-2,7/6,5	2700	6500	15,8
Топки с пневмомеханическим забрасывателем и цепной решеткой обратного хода:			
ТЛЗМ-1,87/3,0	1870	3000	4,4
ТЛЗМ-2,7/3,0	2700	3000	6,4

10. Определяется степень черноты топки:
для слоевых топок

$$a_т = \frac{a + (1 - a)\, R/F_{ст}}{1 - (1 - a)\,(1 - \psi_{ср})\,(1 - R/F_{ст})}, \qquad (5.21)$$

где R — площадь зеркала горения принятой к установке топки;
для камерных топок при сжигании твердого топлива

$$a_т = \frac{a}{a + (1 - a)\,\psi_{ср}}; \qquad (5.22)$$

для камерных топок при сжигании жидкого топлива и газа

$$a_т = \frac{a_ф}{a_ф + (1 - a_ф)\,\psi_{ср}}. \qquad (5.23)$$

11. Определяется параметр M в зависимости от относительного положения максимума температуры пламени по высоте топки ($x_т$):
при сжигании газа и мазута

$$M = 0{,}54 - 0{,}2x_т; \qquad (5.24)$$

при камерном сжигании высокореакционных топлив и слоевом сжигании всех топлив

$$M = 0{,}59 - 0{,}5x_т; \qquad (5.25)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

при камерном сжигании малореакционных твердых топлив (антрацит и тощий уголь), а также каменных углей с повышенной зольностью (типа экибастузского)

$$M = 0{,}56 - 0{,}5x_{\text{т}}. \tag{5.26}$$

Максимальное значение M, рассчитанное по формулам (5.24), (5.25) и (5.26), для камерных топок принимается не более 0,5.

Относительное положение максимума температуры для большинства топлив определяется как отношение высоты размещения горелок к общей высоте топки

$$x_{\text{т}} = h_{\text{г}}/H_{\text{т}}, \tag{5.27}$$

где $h_{\text{г}}$ подсчитывается как расстояние от пода топки или от середины холодной воронки до оси горелок, а $H_{\text{т}}$ — как расстояние от пода топки или середины холодной воронки до середины выходного окна топки.

Для слоевых топок при сжигании топлива в тонком слое (топки с пневмомеханическими забрасывателями) и скоростных топок системы В. В. Померанцева принимается $x_{\text{т}} = 0$; при сжигании топлива в толстом слое $x_{\text{т}} = 0{,}14$.

Для полуоткрытых топок при сжигании высокореакционных твердых топлив, газа и мазута $M = 0{,}48$, а при сжигании АШ и Т $M = 0{,}46$.

12. Определяется средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания на 1 кг сжигаемого твердого и жидкого топлива или на 1 м³ газа при нормальных условиях [кДж/(кг·К) или кДж(м³·К)]:

$$Vc_{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{т}} - I''_{\text{т}}}{T_{\text{а}} - T^{*}_{\text{т}}}, \tag{5.28}$$

где $T_{\text{а}}$ — теоретическая (адиабатная) температура горения, К, определяемая из табл. 3.5 по значению $Q_{\text{т}}$, равному энтальпии продуктов сгорания $I_{\text{а}}$; $T''_{\text{т}}$ — температура (абсолютная) на выходе из топки, принятая по предварительной оценке, К; $I''_{\text{т}}$ — энтальпия продуктов сгорания берется из табл. 3.5 при принятой на выходе из топки температуре; $Q_{\text{т}}$ — полезное тепловыделение в топке (см. п. 3).

13. Определяется действительная температура на выходе из топки (°С) по номограмме (рис. 5.7) или формуле

$$\vartheta''_{\text{т}} = \frac{T_{\text{а}}}{M\left(\dfrac{5{,}67\,\psi_{\text{ср}} F_{\text{ст}} a_{\text{т}} T_{\text{а}}^{3}}{10^{11}\varphi B_{\text{р}} Vc_{\text{ср}}}\right)^{0{,}6} + 1} - 273. \tag{5.29}$$

Полученная температура на выходе из топки сравнивается с температурой, принятой ранее в п. 1. Если расхождение между полученной температурой ($\vartheta''_{\text{т}}$) и ранее принятой на выходе из топки не превысит ±100 °С, то расчет считается оконченным.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

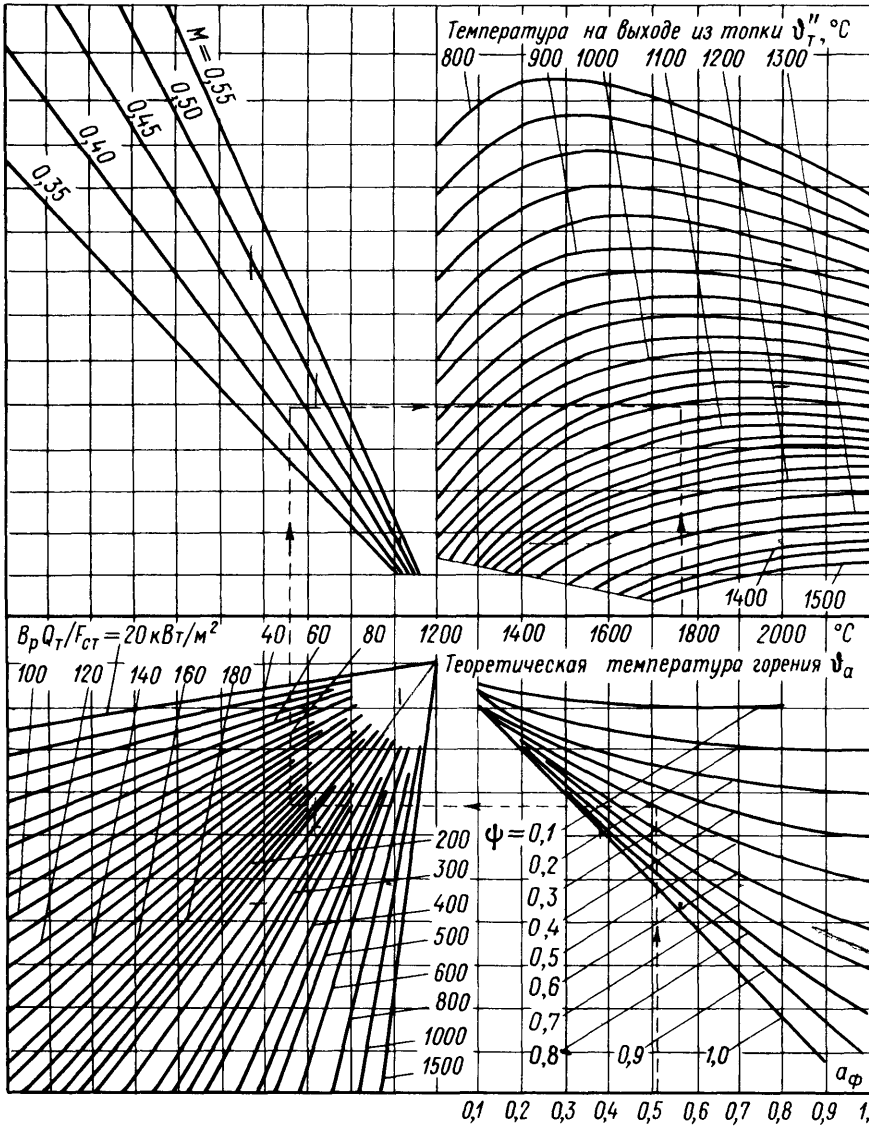


Рис. 5.7. Расчет теплопередачи в однокамерных и полуоткрытых топках

В противном случае задаются новым, уточненным, значением температуры на выходе из топки и весь расчет повторяется.

14. Определяются удельные нагрузки колосниковой решетки (кВт/м²) и топочного объема (кВт/м³) по формулам:

$$q_{з.г} = B_р Q^р_н / R; \qquad (5.30)$$

$$q_V = B_р Q^р_н / V_т. \qquad (5.31)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Глава шестая

РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

6.1. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПУЧКОВ КОТЛА

Конвективные поверхности нагрева паровых и водогрейных котлов играют важную роль в процессе получения пара или горячей воды, а также использования теплоты продуктов сгорания, покидающих топочную камеру. Эффективность работы конвективных поверхностей нагрева в значительной мере зависит от интенсивности передачи теплоты продуктами сгорания воде и пару.

Продукты сгорания передают теплоту наружной поверхности труб путем конвекции и лучеиспускания. От наружной поверхности труб к внутренней теплота передается через стенку теплопроводностью, а от внутренней поверхности к воде и пару — конвекцией. Таким образом, передача теплоты от продуктов сгорания к воде и пару представляет собой сложный процесс, называемый теплопередачей.

При расчете конвективных поверхностей нагрева используется уравнение теплопередачи и уравнение теплового баланса. Расчет выполняется для 1 кг сжигаемого твердого и жидкого топлива или 1 м³ газа при нормальных условиях.

Уравнение теплопередачи

$$Q_т = KH\,\Delta t/B_р. \qquad (6.1)$$

Уравнение теплового баланса

$$Q_б = \varphi\,(I' - I'' + \Delta\alpha I^0_{прс}). \qquad (6.2)$$

В этих уравнениях K — коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности нагрева, Вт/(м²·К); Δt — температурный напор, °С; $B_р$ — расчетный расход топлива, кг/с или м³/с; H — расчетная поверхность нагрева, м²; φ — коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери теплоты от наружного охлаждения; I', I'' — энтальпии продуктов сгорания на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, кДж/кг или КДж/м³; $I^0_{прс}$ — количество теплоты, вносимое присасываемым в газоход воздухом, кДж/кг или кДж/м³.

В уравнении (6.1) коэффициент теплопередачи (K) является расчетной характеристикой процесса и всецело определяется явлениями конвекции, теплопроводности и теплового излучения. Из уравнения теплопередачи ясно, что количество теплоты, переданное через заданную поверхность нагрева, тем больше, чем больше коэффициент теплопередачи и разность температур продуктов сгорания и нагреваемой жидкости. Очевидно, что поверхности нагрева, расположенные в непосредственной близости от топочной камеры, работают при большей разности температуры продуктов

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

сгорания и температуры воспринимающей теплоту среды. По мере движения продуктов сгорания по газовому тракту температура их уменьшается и хвостовые поверхности нагрева (водяной экономайзер, воздухоподогреватель) работают при меньшем перепаде температур продуктов сгорания и нагреваемой среды. Поэтому чем дальше расположена конвективная поверхность нагрева от топочной камеры, тем большие размеры должна она иметь и тем больше металла расходуется на ее изготовление.

При выборе последовательности размещения конвективных поверхностей нагрева в котлоагрегате стремятся так расположить эти поверхности, чтобы разность температуры продуктов сгорания и температуры воспринимающей среды была наибольшей. Например, пароперегреватель располагают сразу после топки или фестона, поскольку температура пара выше температуры воды, а водяной экономайзер — после конвективной поверхности нагрева, потому что температура воды в водяном экономайзере ниже температуры кипения воды в паровом котле.

Уравнение теплового баланса (6.2) показывает, какое количество теплоты отдают продукты сгорания воде или пару через конвективную поверхность нагрева.

Количество теплоты ($Q_б$), отданное продуктами сгорания, приравнивается к теплоте, воспринятой водой или паром. Для расчета задаются температурой продуктов сгорания после рассчитываемой поверхности нагрева и затем уточняют ее путем последовательных приближений. В связи с этим расчет ведут для двух значений температуры продуктов сгорания после рассчитываемого газохода.

Расчет конвективных поверхностей нагрева рекомендуется производить в такой последовательности.

1. По чертежу определяются конструктивные характеристики рассчитываемого конвективного газохода: площадь поверхности нагрева, шаг труб и рядов (расстояния между осями труб), диаметр труб, число труб в ряду, число рядов труб и площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания.

Площадь поверхности нагрева, расположенная в рассчитываемом газоходе ($м^2$),

$$H = \pi d l n, \qquad (6.3)$$

где d — наружный диаметр труб, м; l — длина труб, расположенных в газоходе, м; n — общее число труб, расположенных в газоходе.

Из чертежа котлоагрегата определяются: S_1 — поперечный шаг труб (в поперечном направлении по отношению к потоку, рис. 6.1), м; S_2 — продольный шаг труб (в продольном направлении по отношению к потоку), м; z_1 — число труб в ряду; z_2 — число рядов труб по ходу продуктов сгорания.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

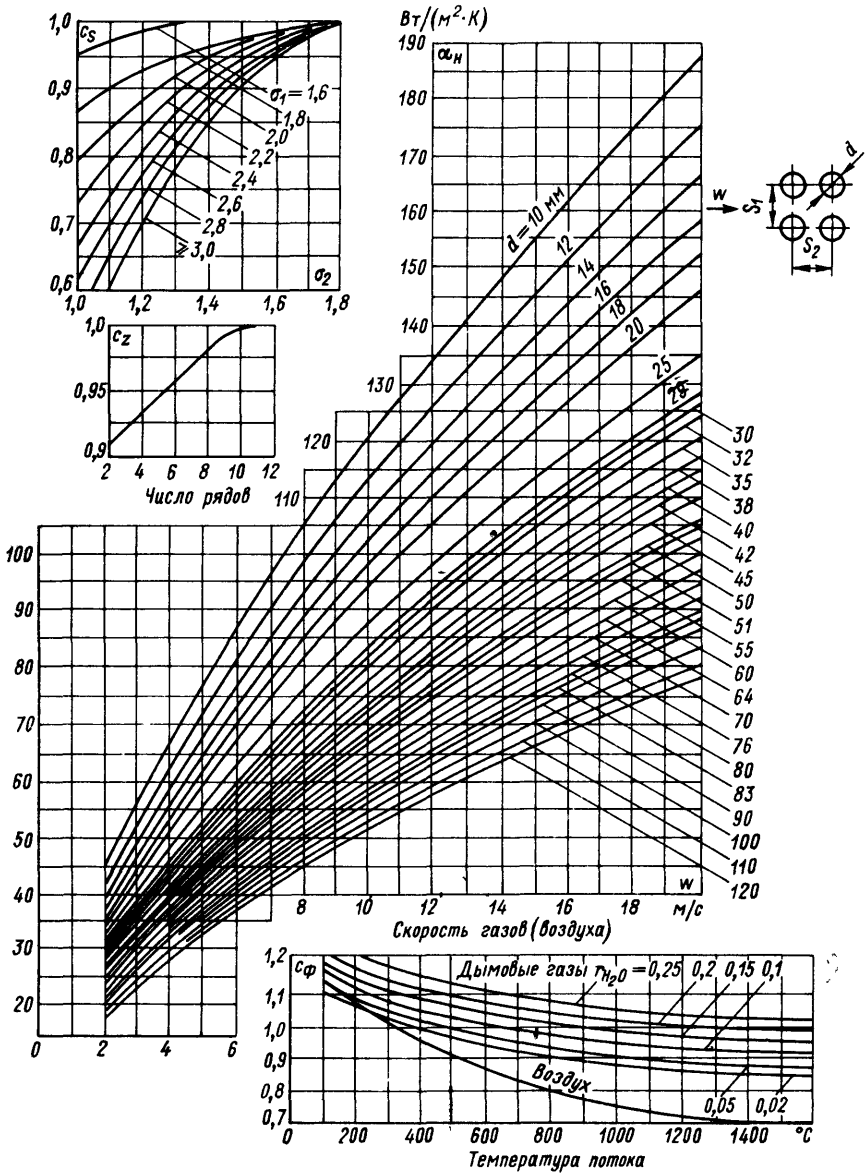


Рис. 6.1. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

По конструктивным данным подсчитываются относительный поперечный шаг $\sigma_1 = S_1/d$ и относительный продольный шаг $\sigma_2 = S_2/d$.

Площадь живого сечения ($м^2$) для прохода продуктов сгорания:

при поперечном омывании гладких труб

$$F = ab - z_1 ld; \tag{6.4}$$

при продольном омывании гладких труб

$$F = ab - z\frac{\pi d^2}{4}, \tag{6.5}$$

где a и b — размеры газохода в расчетных сечениях, м; l — длина труб (при изогнутых трубах — длина проекции труб), м; z — число труб в пучке.

2. Предварительно принимаются два значения температуры продуктов сгорания после рассчитанного газохода. В дальнейшем весь расчет ведется для двух предварительно принятых температур.

3. Определяется теплота, отданная продуктами сгорания (кДж/кг или кДж/$м^3$),

$$Q_б = \varphi (I' - I'' + \Delta\alpha_к I^0_{прс}), \tag{6.6}$$

где φ — коэффициент сохранения теплоты, определяется по формуле (4.28); I' — энтальпия продуктов сгорания перед поверхностью нагрева, определяется по табл. 3.5 при температуре и коэффициенте избытка воздуха после поверхности нагрева, предшествующей рассчитываемой поверхности; I'' — энтальпия продуктов сгорания после рассчитываемой поверхности нагрева, определяется по табл. 3.5 при двух предварительно принятых температурах после конвективной поверхности нагрева; $\Delta\alpha_к$ — присос воздуха в конвективную поверхность нагрева, определяется как разность коэффициентов избытка воздуха на входе и выходе из нее; $I^0_{прс}$ — энтальпия присосанного в конвективную поверхность нагрева воздуха, при температуре воздуха $t_в = 30$ °С определяется по формуле (4.5).

4. Вычисляется, расчетная температура потока продуктов сгорания в конвективном газоходе (°С)

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}, \tag{6.7}$$

где ϑ' и ϑ'' — температура продуктов сгорания на входе в поверхность и на выходе из нее.

5. Определяется температурный напор (°С)

$$\Delta t = \vartheta - t_к, \tag{6.8}$$

где $t_к$ — температура охлаждающей среды, для парового котла принимается равной температуре кипения воды при давлении

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

в котле, а для водогрейного — равной полусумме температур воды на входе в поверхность нагрева и выходе из нее, °С.

6. Подсчитывается средняя скорость продуктов сгорания в поверхности нагрева (м/с)

$$w_г = \frac{B_р V_г (\vartheta + 273)}{F \cdot 273}, \qquad (6.9)$$

где $B_р$ — расчетный расход топлива, кг/с или м³/с, см. формулу (4.27); F — площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания (см. п. 1), м²; $V_г$ — объем продуктов сгорания на 1 кг твердого и жидкого топлива или на 1 м³ газа (из расчетной табл. 3.3 при соответствующем коэффициенте избытка воздуха); ϑ — средняя расчетная температура продуктов сгорания, °С (см. п. 4).

7. Определяется коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к поверхности нагрева:

при поперечном омывании коридорных и шахматных пучков и ширм

$$\alpha_к = \alpha_н c_z c_s c_ф; \qquad (6.10)$$

при продольном омывании

$$\alpha_к = \alpha_н c_ф c_l, \qquad (6.11)$$

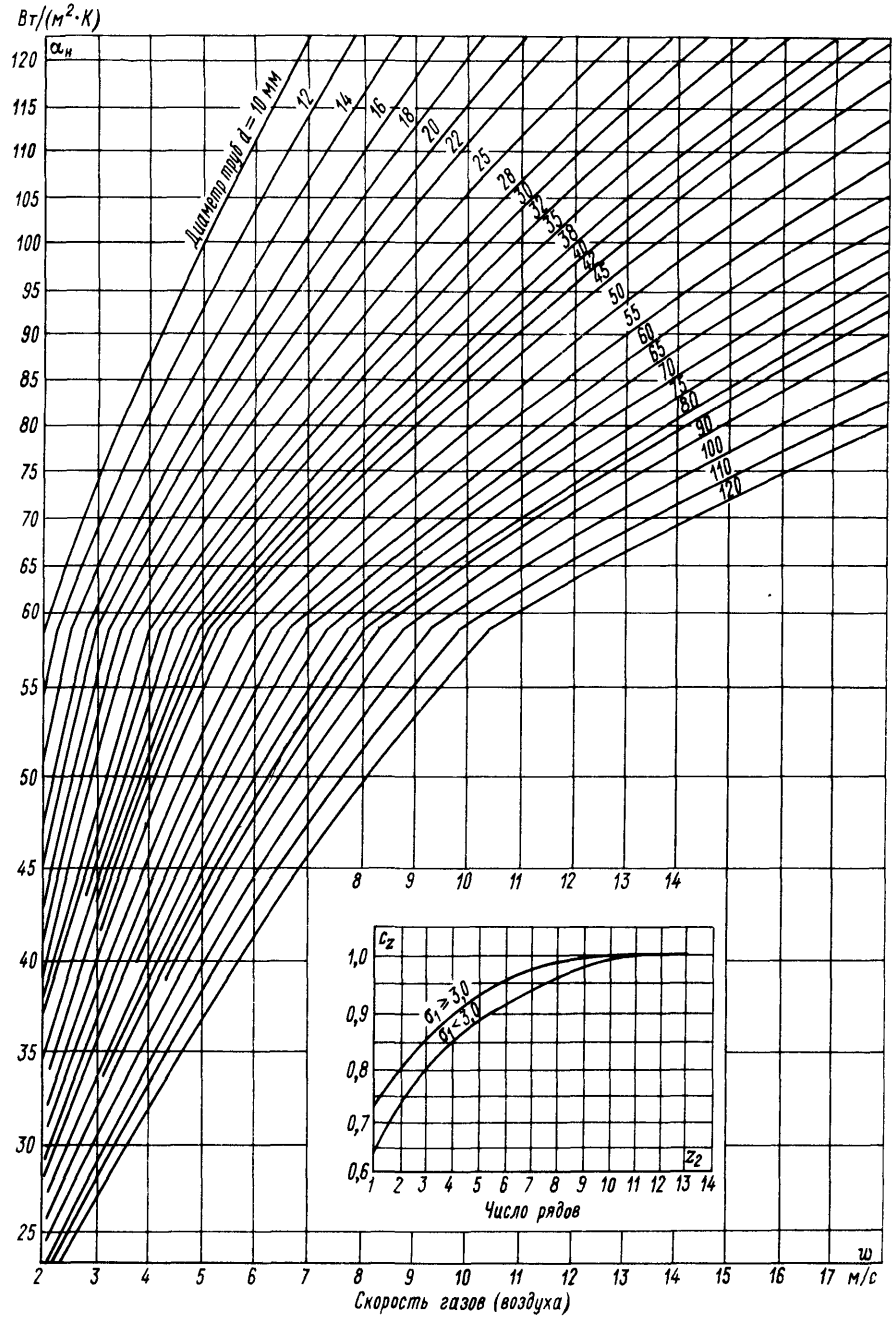
где $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи, определяемый по номограмме: при поперечном омывании коридорных пучков — по рис. 6.1, при поперечном омывании шахматных пучков — по рис. 6.2, при продольном омывании — по рис. 6.3; c_z — поправка на число рядов труб по ходу продуктов сгорания, определяется при поперечном омывании коридорных пучков — по рис. 6.1, при поперечном омывании шахматных пучков — по рис. 6.2; c_s — поправка на компоновку пучка, определяется: при поперечном омывании коридорных пучков — по рис. 6.1, при поперечном омывании шахматных пучков — по рис. 6.2; $c_ф$ — коэффициент, учитывающий влияние изменения физических параметров потока, определяется: при поперечном омывании коридорных пучков труб — по рис. 6.1, при поперечном омывании шахматных пучков труб — по рис. 6.2, при продольном омывании труб — по рис. 6.3; c_l — поправка на относительную длину, вводится при $l/d < 50$ в случае прямого входа в трубу, без закругления; при продольном омывании продуктами сгорания поправка вводится для котельных пучков и не вводится для ширм (см. рис. 6.3).

8. Вычисляется степень черноты газового потока по номограмме рис. 5.6. При этом необходимо вычислить суммарную оптическую толщину

$$kps = (k_г r_п + k_{зл}\mu)\, ps, \qquad (6.12)$$

где $k_г$ — коэффициент ослабления лучей трехатомными газами, определяется в соответствии с указаниями § 5.2, п. 6; $k_{зл}$ — коэф-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

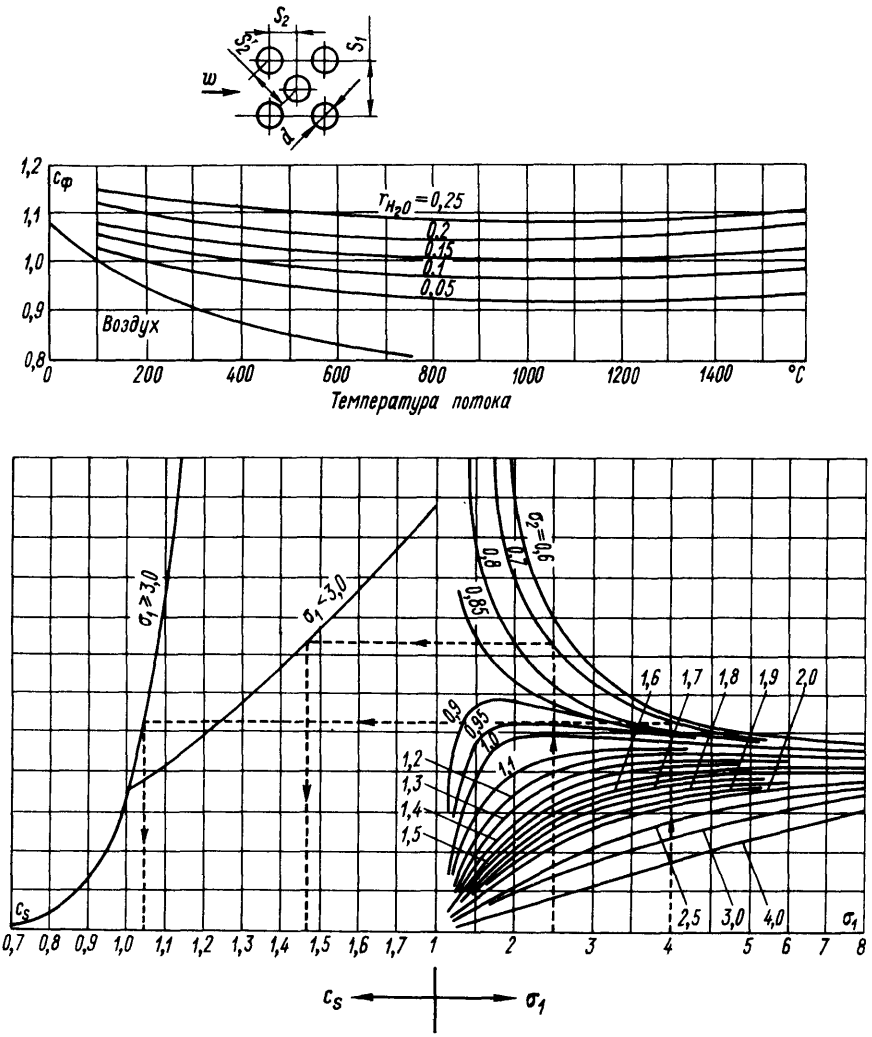
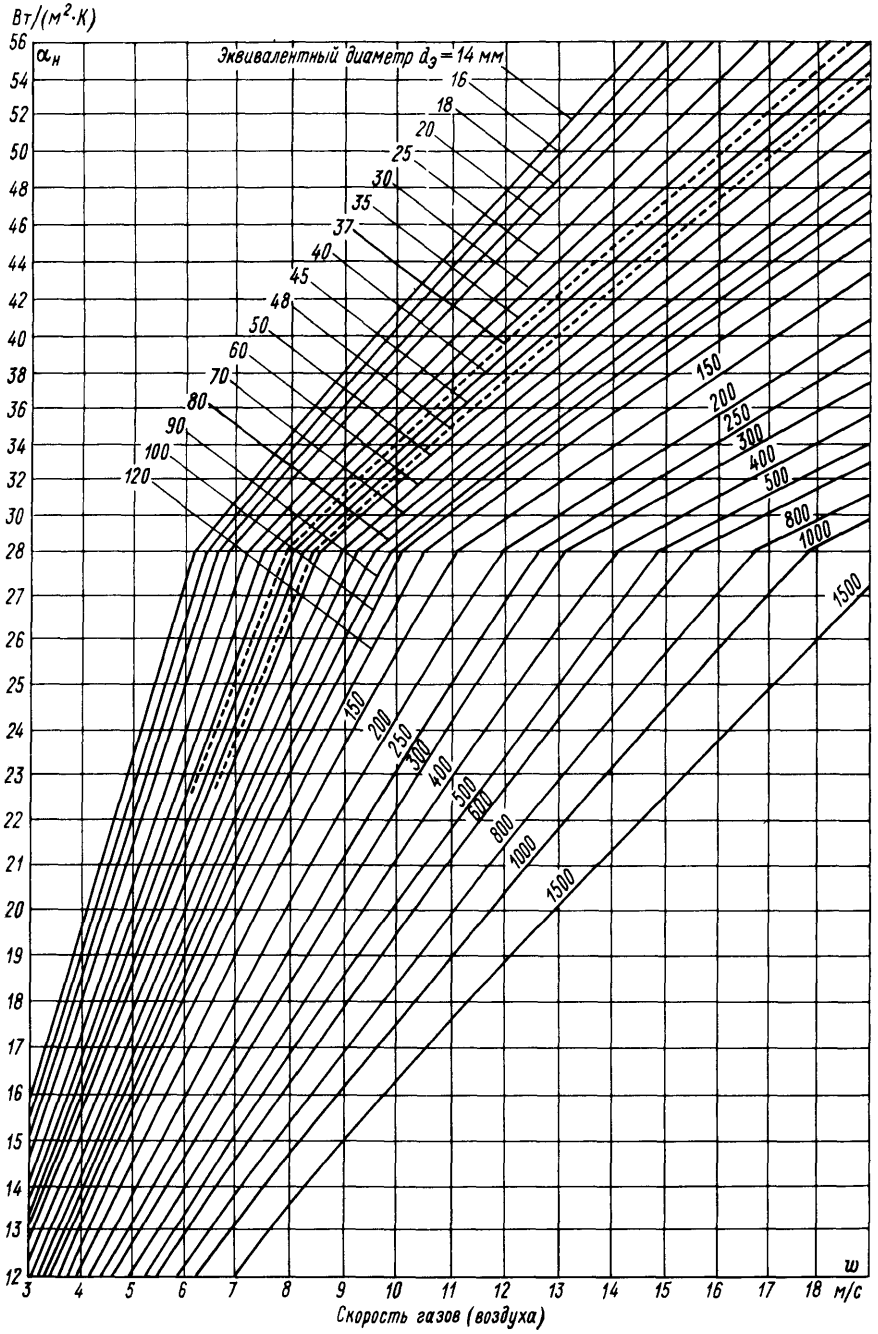


Рис. 6.2. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков

фициент ослабления лучей золовыми частицами, определяется по рис. 5.5 при сжигании твердого топлива в пылеугольных топках; при сжигании газа, жидкого и твердого топлива в слоевых и факельно-слоевых топках принимается $k_{зл} = 0$; μ — концентрация золовых частиц, берется из расчетной табл. 3.3; p — давление в газоходе, для котлоагрегатов без наддува принимается равным 0,1 МПа.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

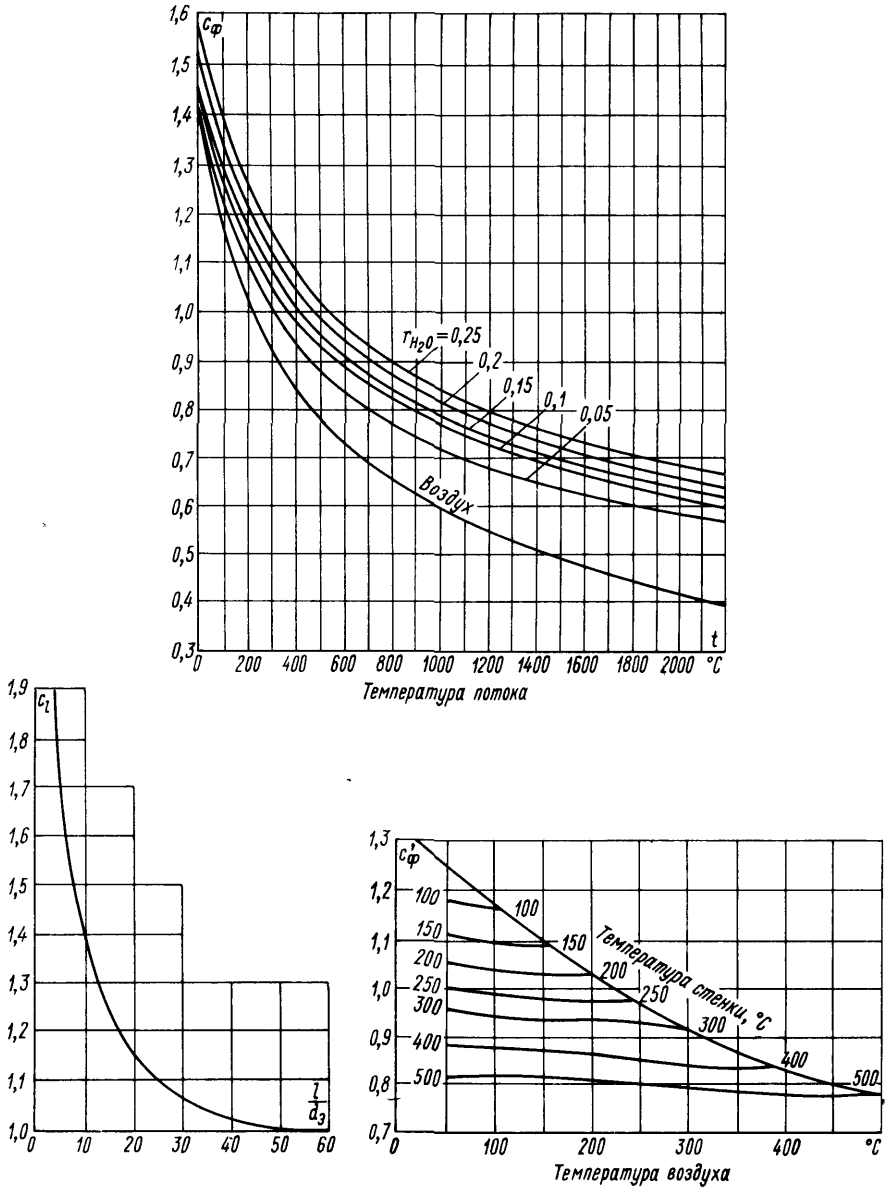


Рис. 6.3. Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании для воздуха и продуктов сгорания

При охлаждении продуктов сгорания и воздуха $\alpha_к = c_\Phi c_l \alpha_н$, Вт/(м²· К); при нагревании воздуха $\alpha_к = c'_\Phi c_l \alpha_н$, Вт/(м²· К)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

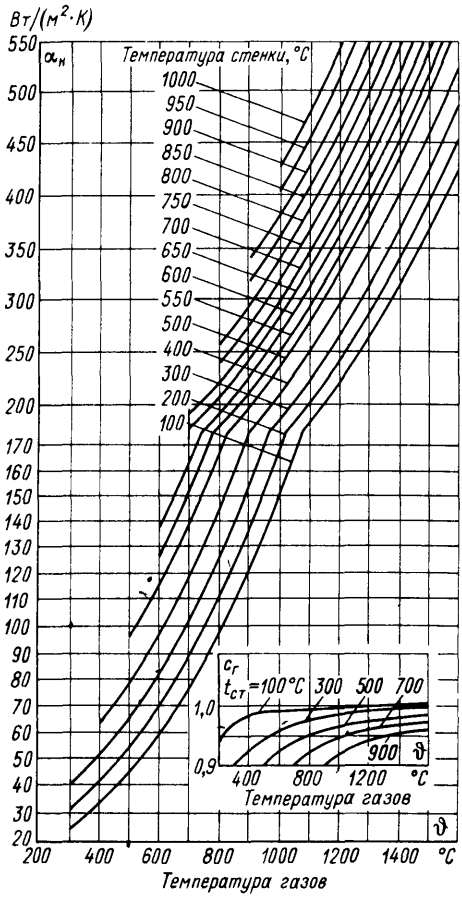


Рис. 6.4. Коэффициент теплоотдачи излучением

Толщина излучающего слоя для гладкотрубных пучков (м)

$$s = 0{,}9\,d\left(\frac{4}{\pi}\frac{s_1 s_2}{d^2} - 1\right). \qquad (6.13)$$

9. Определяется коэффициент теплоотдачи $\alpha_л$, учитывающий передачу теплоты излучением в конвективных поверхностях нагрева, Вт/(м²·К):

для запыленного потока (при сжигании твердого топлива)

$$\alpha_л = \alpha_н a; \qquad (6.14)$$

для незапыленного потока (при сжигании жидкого и газообразного топлива)

$$\alpha_л = \alpha_н a c_г, \qquad (6.15)$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи, определяется по номограмме на рис. 6.4; a — степень черноты; $c_г$ — коэффициент, определяется по рис. 6.4.

Для определения $\alpha_н$ и коэффициента $c_г$ вычисляется температура загрязненной стенки (°С)

$$t_з = t + \Delta t, \qquad (6.16)$$

где t — средняя температура окружающей среды, для паровых котлов принимается равной температуре насыщения при давлении в котле, а для водогрейных — полусумме температур воды на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, °С; Δt — при сжигании твердых и жидких топлив принимается равной 60 °С, при сжигании газа 25 °С.

10. Подсчитывается суммарный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности нагрева, Вт/(м²·К),

$$\alpha_1 = \xi\,(\alpha_к + \alpha_л), \qquad (6.17)$$

где ξ — коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева вследствие неравномерного

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 6.1. **Коэффициент тепловой эффективности ψ для конвективных поверхностей нагрева * при сжигании различных твердых топлив**

Топливо	Значение ψ
АШ и тощие угли	0,6
Каменные, бурые угли (кроме подмосковнных и канско-ачинских), промпродукты каменных углей	0,65
Подмосковный уголь	0,7
Бурые угли канско-ачинского месторождения, фрезерный торф и древесное топливо	0,6
Сланцы (северо-западные, кашпирские)	0,5

Примечание. Для всех топлив, кроме подмосковного угля, требуется очистка конвективных поверхностей нагрева.

* Фестоны паровых котлов большой мощности, развитые котельные пучки котлов малой мощности, конвективные пароперегреватели и экономайзеры с коридорным расположением труб.

омывания ее продуктами сгорания, частичного протекания продуктов сгорания мимо нее и образования застойных зон; для поперечно омываемых пучков принимается $\xi = 1$, для сложно омываемых пучков $\xi = 0{,}95$.

11. Вычисляется коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)

$$K = \psi\alpha_1, \tag{6.18}$$

где ψ — коэффициент тепловой эффективности, определяемый из табл. 6.1 и 6.2 в зависимости от вида сжигаемого топлива.

12. Определяется количество теплоты, воспринятое поверхностью нагрева, на 1 кг сжигаемого твердого и жидкого топлива или на 1 м³ газа (кДж/кг или кДж/м³)

$$Q_т = \frac{KH\Delta t}{B_р \cdot 10^3}. \tag{6.19}$$

Температурный напор Δt определяется для прямотока, перекрестного тока с числом ходов более четырех при постоянной температуре одной из сред (испарительные конвективные поверхности нагрева) как среднелогарифмическая разность температур (°С)

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}, \tag{6.20}$$

где $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ — большая и меньшая разности температуры продуктов сгорания и температуры нагреваемой жидкости.

Для испарительной конвективной поверхности нагрева (°С)

$$\Delta t = \frac{\vartheta' - \vartheta''}{2{,}3 \lg \frac{\vartheta' - t_{кип}}{\vartheta'' - t_{кип}}}, \tag{6.21}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 6.2. **Коэффициент тепловой эффективности ψ для конвективных поверхностей нагрева при сжигании мазута и газа**

Поверхность нагрева	Скорость продуктов сгорания, м/с	Значение ψ
При сжигании мазута		
Первые и вторые ступени экономайзеров с очисткой поверхности нагрева дробью	12—20 4—12	0,65—0,6 0,7—0,65
Пароперегреватели, расположенные в конвективной шахте, при очистке дробью, а также коридорные пароперегреватели в горизонтальном газоходе, без очистки; котельные пучки котлов малой мощности, фестоны	12—20 4—12	0,6 0,65—0,6
Экономайзеры котлов малой мощности (при температуре воды на входе 100 °С и ниже)	4—12	0,55—0,5
При сжигании газа		
Первые ступени экономайзеров и одноступенчатые экономайзеры, в том числе плавниковые и ребристые, при температуре продуктов сгорания на входе в них $\vartheta \leqslant 400$ °С	—	0,9
Вторые ступени экономайзеров, пароперегреватели и другие конвективные поверхности нагрева, в том числе плавниковые и ребристые, при температуре продуктов сгорания на входе в них $\vartheta' > 400$ °С	—	0,85

Примечания: 1. При сжигании газа после сжигания мазута коэффициент тепловой эффективности принимается средним между значениями для газа и мазута. 2. При сжигании газа после сжигания твердого топлива (без остановки котла) коэффициент тепловой эффективности принимается как для твердого топлива (см. табл. 6.1). 3. Больший коэффициент тепловой эффективности принимается для меньшей скорости.

где $t_{кип}$ — температура насыщения при давлении в паровом котле, определяется из таблиц для насыщенных водяных паров, °С.

Если для прямотока, противотока, перекрестного тока с числом ходов более четырех при постоянной температуре одной из сред (испарительные конвективные поверхности нагрева $\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м} \leqslant 1{,}7$), то температурный напор может быть определен как среднеарифметическое разностей температур:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б + \Delta t_м}{2}. \qquad (6.22)$$

13. По принятым двум значениям температуры ϑ'_I и ϑ''_{II} и полученным двум значениям $Q_б$ и $Q_т$ производится графическая интер-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

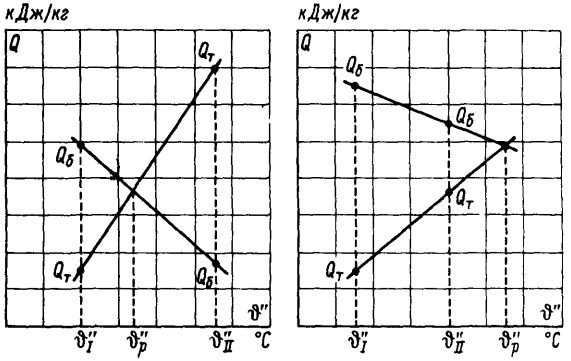


Рис. 6.5. Графическое определение расчетной температуры

поляция для определения температуры продуктов сгорания после поверхности нагрева. Для этого строится зависимость $Q = f(\vartheta'')$, показанная на рис. 6.5. Точка пересечения прямых укажет температуру продуктов сгорания ϑ''_p, которую следовало бы принять при расчете. Если значение ϑ''_p отличается от одного из принятых предварительно значений ϑ''_I и ϑ''_{II} не более чем на 50 °С, то для завершения расчета необходимо по ϑ''_p повторно определить только $Q_т$, сохранив прежний коэффициент теплопередачи. При большем расхождении заново определяется коэффициент теплопередачи для найденной температуры ϑ''_p.

6.2. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ

Расчет пароперегревателя может быть конструктивным или поверочным. Конструктивный расчет выполняется при создании новых паровых котлов в конструкторских бюро заводов-изготовителей.

При проектировании и эксплуатации котельных установок чаще всего приходится выполнять поверочный расчет пароперегревателя. Задачей расчета в этом случае является определение температуры продуктов сгорания после пароперегревателя и выявление возможности при имеющейся поверхности нагрева пароперегревателя получить необходимую температуру перегретого пара. Если в результате расчета выявится, что существующая поверхность нагрева пароперегревателя не обеспечит необходимой температуры перегретого пара, то должны быть разработаны соответствующие мероприятия и внесены коррективы в чертежи поверхности нагрева пароперегревателя.

Последовательность расчета пароперегревателя зависит от расположения его в газовом тракте котельного агрегата, способа регулирования температуры перегрева пара и схемы включения регулятора перегрева.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

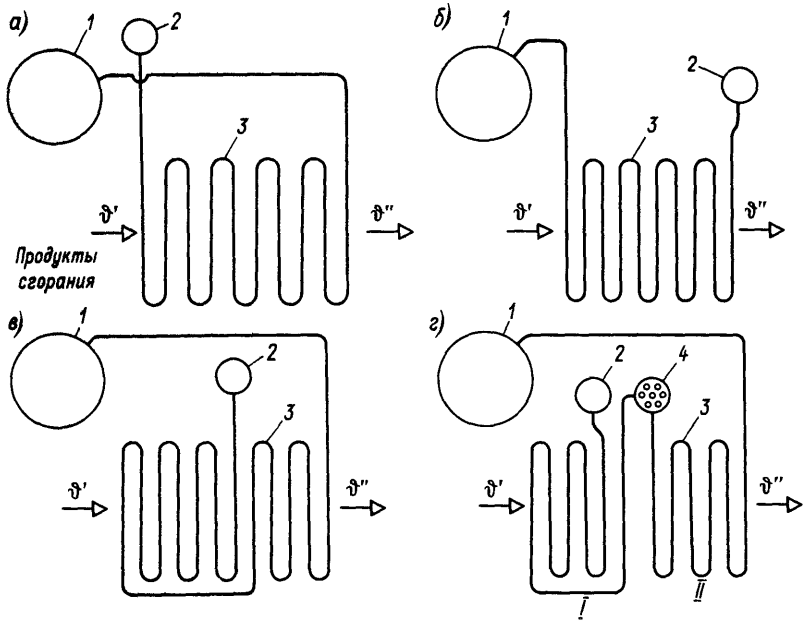


Рис. 6.6. Схемы конвективных пароперегревателей: *а* — противоточная; *б* — прямоточная без пароохладителя; *в* — с последовательно-смешанным током без пароохладителя; *г* — с последовательно-смешанным током и пароохладителем, установленным врассечку

1 — барабан котла; *2* — коллектор перегретого пара; *3* — змеевики пароперегревателя; *4* — поверхностный или впрыскивающий пароохладитель; *I, II* — части пароперегревателя по движению продуктов сгорания

Для промышленных паровых котлов, как правило, применяются конвективные пароперегреватели, расположенные после фестона или первого конвективного пучка труб поверхности нагрева, для получения перегретого пара с температурой до 450 °С. Паровые котлы низкого давления обычно вырабатывают пар с температурой около 250 °С и не имеют регулятора перегрева. Паровые котлы с давлением 4 МПа вырабатывают перегретый пар с температурой около 450 °С и имеют поверхностные или впрыскивающие пароохладители, установленные врассечку. В соответствии с этим ниже рассматривается последовательность расчета пароперегревателей, показанных на рис. 6.6.

Расчет конвективного пароперегревателя, имеющего поверхностный или впрыскивающий пароохладитель, установленный врассечку, как показано на рис. 6.6, *г*, производится по частям. Сначала рассчитывается первая по ходу продуктов сгорания часть.

Расчет первой по ходу продуктов сгорания части пароперегревателя производится в такой последовательности:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

1. По имеющимся чертежам определить площадь поверхности нагрева первой части пароперегревателя, относительный поперечный и продольный шаг труб (S_1/d, S_2/d), расположение труб (шахматное или коридорное), площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания и пара.

2. Выбрать основные расчетные параметры: температуру продуктов сгорания на входе в пароперегреватель ϑ' (берется из расчета предыдущей поверхности нагрева), давление, температуру и энтальпию перегретого пара. Задаться тепловосприятием пароохладителя $\Delta i_{\text{по}} = 60 \div 85$ кДж/кг.

3. Задаться двумя температурами продуктов сгорания ϑ'' после первой части пароперегревателя. В дальнейшем весь расчет выполнить при двух температурах продуктов сгорания.

4. Для двух выбранных температур продуктов сгорания ϑ'' определить теплоту, отданную продуктами сгорания пару (кДж/кг или кДж/м^3),

$$Q_{\text{б}} = \varphi(I' - I'' + \Delta\alpha_{\text{пп}} I^0_{\text{прс}}), \qquad (6.23)$$

где $\Delta\alpha_{\text{пп}}$ — присос воздуха в газоход пароперегревателя; $I^0_{\text{прс}}$ определяется по формуле (4.5).

5. Вычислить энтальпию пара на выходе из пароохладителя, приравняв теплоту, отданную продуктами сгорания, теплоте, воспринятой паром (кДж/кг),

$$i''_{\text{по}} = i_{\text{пе}} - \frac{Q_{\text{б}} B_{\text{р}}}{D}, \qquad (6.24)$$

где $i_{\text{пе}}$ — энтальпия перегретого пара, берется по давлению и

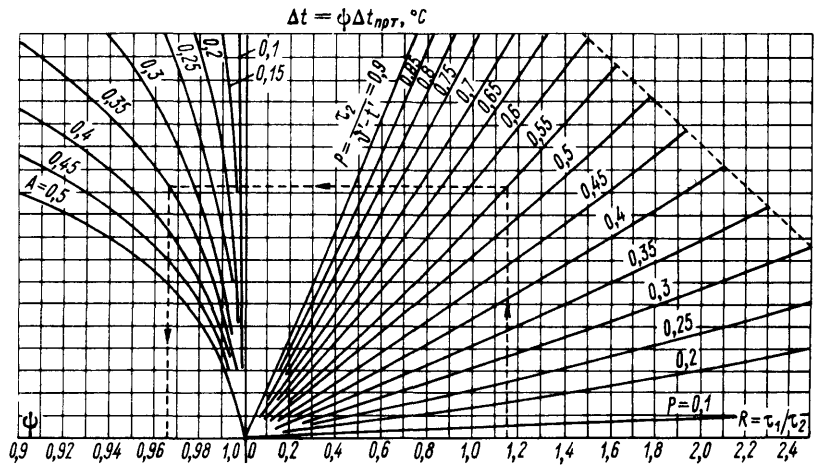


Рис. 6.7. Номограмма для определения температурного напора при последовательно-смешанном токе продуктов сгорания

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

температуре из таблиц водяных паров, кДж/кг; $B_р$ — расчетный расход топлива, определяется по формуле (4.27), кг/с.

6. Из таблиц для водяных паров по значениям энтальпии и давления найти температуру пара после пароохладителя.

7. Определить температурный напор. При последовательно-смешанном токе (рис. 6.6, *в* и первая часть пароперегревателя на рис. 6.6, *г*) температурный напор (°С) определяется выражением

$$\Delta t_{пе} = \psi \Delta t_{прт}, \tag{6.25}$$

где $\Delta t_{прт}$ — температурный напор при противотоке, определяется по формуле (6.20); ψ — коэффициент пересчета от противоточной схемы к последовательно-смешанному току, определяется по номограмме, приведенной на рис. 6.7.

При прямотоке температурный напор определяется по формуле (6.20).

Для пользования номограммой, показанной на рис. 6.7, вычисляются безразмерные определяющие параметры:

$$A = H_{прм}/H; \tag{6.26}$$

$$P = \frac{t'' - t'}{\vartheta' - t'}; \tag{6.27}$$

$$R = \frac{\vartheta' - \vartheta''}{t'' - t'}, \tag{6.28}$$

где $H_{прм}$ — поверхность нагрева, в которой осуществляется прямоток, м²; H — полная поверхность нагрева рассчитываемой части пароперегревателя, м²; ϑ' и ϑ'' — температура продуктов сгорания на входе и выходе рассчитываемой части поверхности нагрева пароперегревателя, °С; t' и t'' — температура пара на входе и выходе рассчитываемой части поверхности нагрева пароперегревателя, °С.

8. Подсчитывается средняя скорость продуктов сгорания в газоходе пароперегревателя (м/с)

$$w_г = \frac{B_р V_г (\vartheta + 273)}{F \cdot 273}. \tag{6.29}$$

9. Определить коэффициечт теплоотдачи конвекцией ($\alpha_к$). При поперечном омывании коридорных и шахматных пучков труб коэффициент теплоотдачи определяется по формуле (6.10).

10. Вычислить расчетную скорость пара в змеевиках пароперегревателя (м/с)

$$w_п = Dv_{ср}/f, \tag{6.30}$$

где D — расход пара, кг/с; $v_{ср}$ — средний удельный объем пара, м³/кг (определяется из таблиц водяных паров при среднеарифметических давлении и температуре пара рассчитываемой части пароперегревателя); f — площадь живого сечения для прохода

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

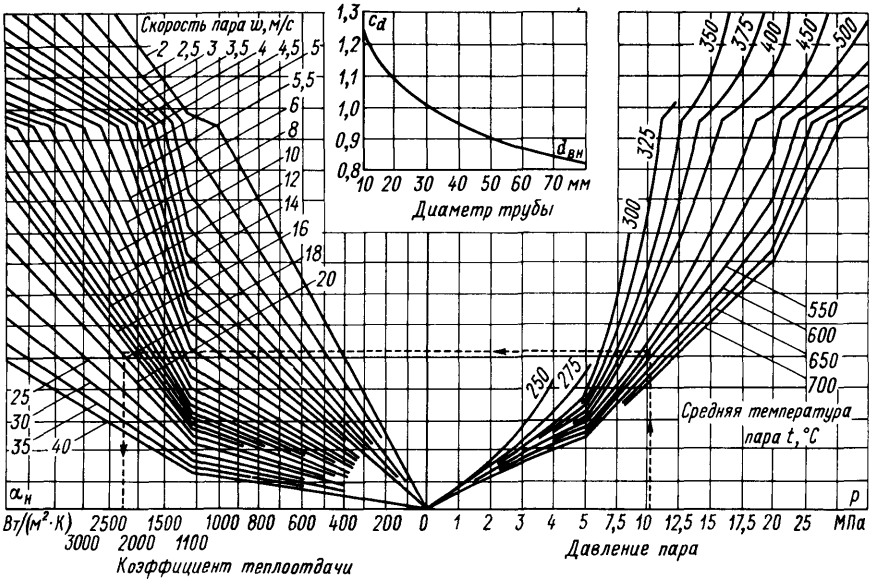


Рис. 6.8. Коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к перегретому пару при продольном омывании змеевиков пароперегревателя

пара, м²; $f = 0{,}785 d_{вн}^2 z$; $d_{вн}$ — внутренний диаметр труб пароперегревателя, м; z — число параллельно включенных труб.

11. Подсчитать коэффициент теплоотдачи от стенки к пару, Вт/(м²·К),

$$\alpha_2 = \alpha_н c_d, \tag{6.31}$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи, определяемый из номограммы, показанной на рис. 6.8, по средним значениям скорости, давления и температуры пара в рассчитываемой части пароперегревателя; c_d — поправочный коэффициент, определяемый по кривой, показанной на рис. 6.8.

12. Найти степень черноты газового потока в соответствии с указаниями п. 8 § 6.1 (рекомендуемый порядок расчета конвективных поверхностей нагрева).

13. Вычислить температуру стенки труб пароперегревателя, принимаемую равной при сжигании твердого и жидкого топлива температуре наружного слоя золовых отложений на трубах (°С)

$$t_з = t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \frac{B_р}{H} Q_б, \tag{6.32}$$

где t — среднеарифметическое значение температуры пара в рассчитываемой части пароперегревателя, °С; ε — коэффициент загрязнения, м²·К/Вт (для пароперегревателей с коридорным и шахматным расположением труб при сжигании жидких топлив

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

принимается $\varepsilon = 0{,}00257$; для пароперегревателей с коридорным расположением труб при сжигании твердых топлив $\varepsilon = 0{,}0043$).

При сжигании газообразного топлива температура загрязненной стенки труб пароперегревателя (°С)

$$t_з = t + 25, \tag{6.33}$$

где t — среднеарифметическое значение температуры пара в рассчитываемой части пароперегревателя.

14. Определить коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м²·К):

для запыленного потока (при сжигании твердых топлив)

$$\alpha_л = \alpha_н a; \tag{6.34}$$

для незапыленного потока (при сжигании жидкого и газообразного топлива)

$$\alpha_л = \alpha_н c_г a, \tag{6.35}$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи излучением, определяется из номограммы, показанной на рис. 6.4; $c_г$ — поправка, вводимая при отсутствии золовых частиц в продуктах сгорания (см. рис. 6.4); a — степень черноты продуктов сгорания.

15. Подсчитать коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке труб пароперегревателя, Вт/(м²·К),

$$\alpha_1 = \xi (\alpha_к + \alpha_л), \tag{6.36}$$

где ξ — коэффициент использования (для поперечно омываемых пучков труб конвективных пароперегревателей принимается $\xi = 1$); $\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к поверхности нагрева, Вт/(м²·К), определяется по п. 7 § 6.1.

16. Определить коэффициент теплопередачи. Для шахматных и коридорных пучков труб при сжигании газа и мазута, а также коридорных пучков при сжигании твердого топлива, Вт/(м²·К),

$$K = \frac{\psi \alpha_1}{1 + \alpha_1/\alpha_2}, \tag{6.37}$$

где ψ — коэффициент тепловой эффективности, при коридорном расположении труб и сжигании твердых топлив определяется из табл. 6.1; при сжигании газа принимается $\psi = 0{,}85$; при сжигании мазута с $\alpha_т > 1{,}03$ ψ определяется из табл. 6.2.

17. Вычислить количество теплоты, воспринятое пароперегревателем (кДж/кг или кДж/м³),

$$Q_т = \frac{K H_1 \Delta t}{10^3 \cdot B_р}. \tag{6.38}$$

18. По принятым двум значениям температуры и полученным значениям $Q_б$ и $Q_т$ производится графическая интерполяция для определения температуры продуктов сгорания после паро-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

перегревателя. Метод графической интерполяции подробно описан в § 6.1 (п. 13, рис. 6.5).

19. По найденной температуре $\vartheta''_{\text{р}}$ и уравнению (6.23) определить $Q_{\text{б}}$, а из уравнения (6.24) — энтальпию пара на выходе из пароохладителя $i''_{\text{по}}$. На этом расчет первой части пароперегревателя заканчивается.

Расчет второй (по ходу продуктов сгорания) части пароперегревателя, имеющего пароохладитель, включенный врассечку, и расчет пароперегревателей без пароохладителей, схемы которых показаны на рис. 6.6, *а—в*, производится в такой последовательности:

1. По чертежам определить поверхность нагрева всего пароперегревателя или рассчитываемой второй части, относительные шаги труб S_1/d и S_2/d, характер расположения труб, площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания и пара.

2. Выбрать основные расчетные параметры: температуру продуктов сгорания перед пароперегревателем или перед частью его (берется из расчета предыдущей поверхности нагрева), давление, температуру и энтальпию перегретого пара (или энтальпию перегретого пара после второй части пароперегревателя).

Энтальпия пара после второй части пароперегревателя (кДж/кг)

$$i'_{\text{по}} = i''_{\text{по}} + \Delta i_{\text{по}}. \tag{6.39}$$

3. Из таблиц для перегретых паров по величине $i'_{\text{по}}$ и давлению пара найти температуру перегретого пара после второй части пароперегревателя.

4. Определить тепловосприятие пароперегревателя (кДж/кг или кДж/м³):

без пароохладителя

$$Q_{\text{пе}} = \frac{D}{B_{\text{р}}}(i_{\text{пе}} - i_{\text{н}}); \tag{6.40}$$

с поверхностным пароохладителем (при расчете второй части пароперегревателя)

$$Q_{\text{пе}} = \frac{D}{B_{\text{р}}}(i'_{\text{по}} - i_{\text{н}}); \tag{6.41}$$

с впрыскивающим пароохладителем

$$Q_{\text{пе}} = \frac{D - \Delta D}{B_{\text{р}}}(i'_{\text{по}} - i_{\text{н}}), \tag{6.42}$$

где $i_{\text{пе}}$ — энтальпия перегретого пара, кДж/кг; $i'_{\text{по}}$ — энтальпия пара после второй части пароперегревателя, кДж/кг; D — расход перегретого пара, кг/с; $B_{\text{р}}$ — расход топлива, м³/с или кг/с; ΔD — расход охлаждающей воды на впрыскивающий пароохладитель, кг/с.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Расход воды на впрыскивающий пароохладитель (кг/с)

$$\Delta D = D \frac{\Delta i_{\text{по}}}{i'_{\text{по}} - i_{\text{ж}}}, \qquad (6.43)$$

где $i_{\text{ж}}$ — энтальпия воды, подаваемой в пароохладитель (при впрыске «собственного конденсата» парового котла определяется по таблицам водяных паров для давления в конденсаторе).

5. Из уравнения теплового баланса определить энтальпию продуктов сгорания после всего пароперегревателя или его второй части (кДж/кг или кДж/м³)

$$I''_{\text{пп}} = I'_{\text{пп}} - \frac{Q_{\text{пе}}}{\varphi} - \Delta\alpha_{\text{пп}} I^0_{\text{в}}, \qquad (6.44)$$

где $I'_{\text{пп}}$ — энтальпия продуктов сгорания перед пароперегревателем, известна из расчета предыдущей поверхности нагрева, кДж/кг или кДж/м³; φ — коэффициент сохранения теплоты, определяется по формуле (4.28); $I^0_{\text{в}}$ — энтальпия теоретического объема воздуха, определяется по формуле (4.5); $Q_{\text{пе}}$ — тепловосприятие пароперегревателя или его части.

6. По величине $I''_{\text{пп}}$ из табл. 3.5 при коэффициенте избытка воздуха после пароперегревателя определить температуру продуктов сгорания после пароперегревателя.

7. При расчете второй части пароперегревателя коэффициент теплопередачи следует принимать равным коэффициенту теплопередачи, рассчитанному для первой части. В остальных случаях расчет коэффициента теплопередачи выполнять в последовательности, описанной при расчете первой части пароперегревателя (п. 8—16).

8. В зависимости от схемы взаимного движения продуктов сгорания и пара определить температурный напор: при противотоке и прямотоке по формуле (6.20), при последовательно-смешанном токе по формуле (6.25).

9. По уравнению теплопередачи определить теплоту, воспринятую пароперегревателем (кДж/кг или кДж/м³),

$$Q_{\text{т}} = \frac{KH\Delta t}{10^3 B_{\text{р}}}. \qquad (6.45)$$

10. Произвести сравнение тепловосприятий пароперегревателя $Q_{\text{т}}$ и $Q_{\text{пе}}$ (в процентах), определяемых по уравнениям (6.45), (6.40)—(6.42):

$$\Delta Q = \frac{Q_{\text{т}}}{Q_{\text{пе}}} \cdot 100. \qquad (6.46)$$

Если расхождение между $Q_{\text{т}}$ и $Q_{\text{пе}}$ составляет не более 2 % (при отсутствии пароохладителя не более 3 %), расчет пароперегревателя считается оконченным, так как существующая поверх-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ность нагрева обеспечит необходимую температуру перегретого пара.

В противном случае следует определить необходимую площадь поверхности нагрева всего пароперегревателя или его второй части (м²)

$$H' = \frac{10^3 B_р Q_{пе}}{K\Delta t}. \qquad (6.47)$$

Уменьшение поверхности нагрева пароперегревателя или его второй части может быть достигнуто укорачиванием змеевиков или удалением (вырезкой) отдельных змеевиков, а также торкретированием змеевиков. При удалении змеевиков образовавшиеся коридоры должны быть заложены огнеупорным кирпичом, т. е. площадь живого сечения и поперечный шаг змеевиков S_1 должны быть сохранены прежними. Увеличение поверхности нагрева пароперегревателя или его второй части может быть достигнуто удлинением змеевиков.

6.3. РАСЧЕТ ВОДЯНЫХ ЭКОНОМАЙЗЕРОВ

В промышленных паровых котлах, работающих при давлении пара до 2,5 МПа, чаще всего применяются чугунные водяные экономайзеры, а при большем давлении — стальные. При этом в котельных агрегатах горизонтальной ориентации производительностью до 25 т/ч, имеющих развитые конвективные поверхности, часто ограничиваются установкой только водяного экономайзера. В котельных агрегатах паропроизводительностью более 25 т/ч вертикальной ориентации с пылеугольными топками после водяного экономайзера всегда устанавливается воздухоподогреватель. При сжигании высоковлажных топлив в пылеугольных топках применяется двухступенчатая установка водяного экономайзера и воздухоподогревателя.

При установке только водяного экономайзера рекомендуется такая последовательность его расчета:

1. По уравнению теплового баланса определить количество теплоты (кДж/кг или кДж/м³), которое должны отдать продукты сгорания при принятой температуре уходящих газов:

$$Q_б = \varphi (I'_{эк} - I''_{эк} + \Delta\alpha_{эк} I^0_в), \qquad (6.48)$$

где $I'_{эк}$ — энтальпия продуктов сгорания на входе в экономайзер, определяется из табл. 3.5 по температуре продуктов сгорания, известной из расчета предыдущей поверхности нагрева, кДж/кг или кДж/м³; $I''_{эк}$ — энтальпия уходящих газов, определяется из табл. 3.5 по принятой в начале расчета температуре уходящих газов, кДж/кг или кДж/м³; φ — коэффициент сохранения теплоты, определяется по формуле (4.28); $\Delta\alpha_{эк}$ — присос воздуха в экономайзер, принимается по табл. 3.1; $I^0_в$ — энтальпия теоретического количества воздуха, определяется по формуле (4.5).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

2. Приравнивая теплоту, отданную продуктами сгорания, теплоте, воспринятой водой в водяном экономайзере, определить энтальпию воды после водяного экономайзера (кДж/кг):

$$i''_{эк} = \frac{B_р Q_б}{D + D_{пр}} + i'_{эк}, \qquad (6.49)$$

где $i'_{эк}$ — энтальпия воды на входе в экономайзер, кДж/кг; D — паропроизводительность котла, кг/с; $D_{пр}$ — расход продувочной воды, кг/с.

По энтальпии воды после экономайзера и давлению ее из таблиц для воды и водяного пара определить температуру воды после экономайзера $t''_{эк}$. Если полученная температура воды окажется на 20 °С ниже температуры при давлении в барабане котла, то для котлов давлением до 2,4 МПа к установке принимают чугунный водяной экономайзер. При несоблюдении указанных условий к установке следует принять стальной змеевиковый водяной экономайзер.

3. В зависимости от направления движения воды и продуктов сгорания определить температурный напор по уравнению (6.20).

4. Выбрать конструктивные характеристики принятого к установке экономайзера. Для чугунного и стального экономайзера выбирается число труб в ряду с таким расчетом, чтобы скорость продуктов сгорания была в пределах от 6 до 9 м/с при номинальной паропроизводительности котла. Конструктивные характеристики труб чугунных экономайзеров ВТИ приведены в табл. 6.3. Число труб в ряду для чугунных экономайзеров должно быть не менее 3 и не более 10.

Стальные экономайзеры выполняются в виде змеевиков из труб с наружным диаметром 28—38 мм (толщина стенки до 4 мм). В промышленных котлах вертикальной ориентации змеевики обычно располагаются параллельно фронту котла. Для более компактной компоновки стального экономайзера применяют шахматное расположение труб и минимальные относительные шаги S_1/d и S_2/d. При этом относительный шаг $S_1/d = 2{,}2 \div 3{,}5$, а минимальный относительный шаг для однониточных змеевиков при холодной гибке труб $S_2/d = 2$.

Таблица 6.3. **Конструктивные характеристики труб чугунных экономайзеров ВТИ и ЦККБ**

Характеристика одной трубы	Экономайзер ВТИ				Экономайзер ЦККБ
Длина, мм	1500	2000	2500	3000	1990
Площадь поверхности нагрева с газовой стороны, м²	2,18	2,95	3,72	4,49	5,50
Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания, м²	0,088	0,120	0,152	0,184	0,21

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Число параллельно включенных змеевиков в пакете

$$n_1 = \frac{D \cdot 10^6}{0{,}785\, w\rho d_{вн}^2}, \qquad (6.50)$$

где D — расход воды через экономайзер, кг/с; $w\rho$ — массовая скорость воды на входе в экономайзер, должна быть 600—800 кг/(м^2·с); $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, мм.

5. Определить действительную скорость продуктов сгорания в экономайзере (м/с)

$$w_г = \frac{B_р V_г (\vartheta_{эк} + 273)}{F_{эк} \cdot 273}, \qquad (6.51)$$

где $B_р$ — расчетный расход топлива, кг/с или м^3/с; $V_г$ — объем продуктов сгорания при среднем коэффициенте избытка воздуха, определяется из табл. 3.3; $\vartheta_{эк}$ — среднеарифметическая температура продуктов сгорания в экономайзере, °С; $F_{эк}$ — площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания, м^2.

Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания:

при установке чугунного водяного экономайзера

$$F_{эк} = z_1 F_{тр}; \qquad (6.52)$$

при установке стального водяного экономайзера

$$F_{эк} = ab - z_1 ld, \qquad (6.53)$$

где $F_{тр}$ — площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания одной трубы, берется из табл. 6.3; z_1 — число труб в ряду; a и b — размеры газохода, м; l — длина змеевика, м; d — наружный диаметр труб, м.

6. Определить коэффициент теплопередачи. Для чугунных экономайзеров коэффициент теплопередачи $K = K_н c_v$, определяется с помощью номограммы рис. 6.9.

Для стальных водяных экономайзеров при сжигании газа и мазута (шахматные и коридорные пучки), а также для коридорных пучков при сжигании твердого топлива коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К),

$$K = \psi \alpha_1, \qquad (6.54)$$

где ψ — коэффициент тепловой эффективности, для газа и мазута принимается по табл. 6.2, а для твердого топлива — по табл. 6.1; α_1 — коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке труб, определяется по формуле (6.17).

Коэффициент теплоотдачи конвекцией, входящий в формулу (6.17), определяется, как указано в п. 7 § 6.1, а коэффициент теплоотдачи $\alpha_л$, учитывающий передачу теплоты излучением, подсчитывается в соответствии с п. 8 и 9 § 6.1. При этом температура

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

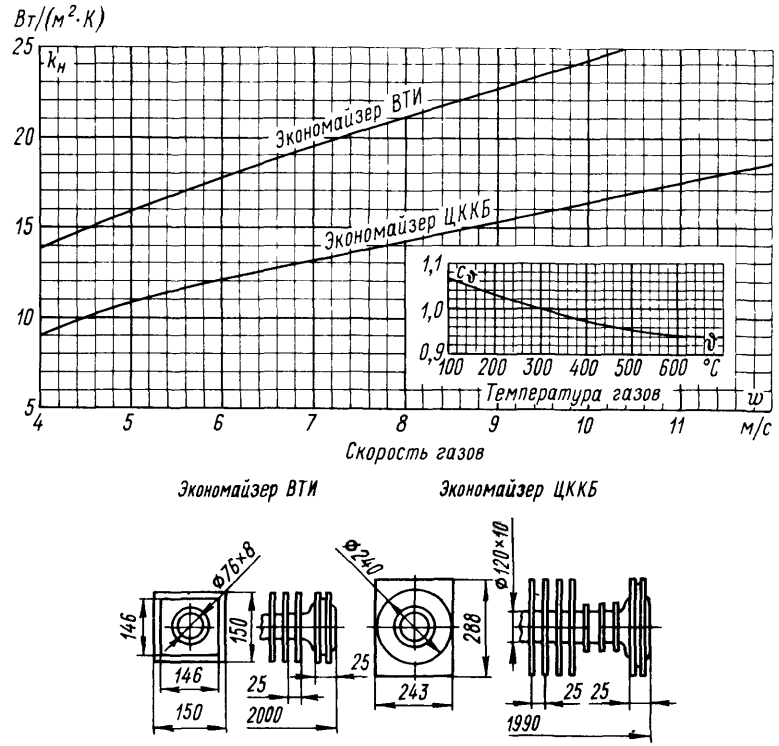


Рис. 6.9. Коэффициент теплопередачи для чугунных экономайзеров

загрязненной стенки водяного экономайзера определяется по формуле

$$t_з = t + \Delta t, \tag{6.55}$$

где t — средняя температура охлаждающей среды, принимается равной полусумме температур воды на входе в экономайзер и на выходе из него, °С; Δt при температуре продуктов сгорания $\vartheta > 400$ °С и сжигании твердых и жидких топлив принимается равным 60 °С, а при $\vartheta \leqslant 400$ °С — равным 25 °С. При сжигании газа для обоих случаев $\Delta t = 25$ °С.

7. Определить площадь поверхности нагрева водяного экономайзера (м²)

$$H_{эк} = \frac{10^3 \cdot Q_б B_р}{K \Delta t}. \tag{6.56}$$

8. По полученной поверхности нагрева экономайзера окончательно установить его конструктивные характеристики. Для

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

чугунного экономайзера определить общее число труб и число рядов по формулам:

$$n = H_{эк}/H_{тр}; \tag{6.57}$$

$$m = n/z_1, \tag{6.58}$$

где $H_{тр}$ — площадь поверхности нагрева одной трубы, м^2; z_1 — принятое число труб в ряду.

Для стального экономайзера определить длину каждого змеевика (м), число петель и полную высоту пакетов экономайзера (м):

$$l_{эм} = \frac{H_{эк}}{\pi dz}; \tag{6.59}$$

$$z_{пет} = l_{эм}/a'; \tag{6.60}$$

$$h_{эк} = z_{пет}S_{пет}, \tag{6.61}$$

где d — наружный диаметр труб экономайзера, м; z — полное число труб экономайзера, включенных параллельно; a' — длина пакета экономайзера, м; $S_{пет} = 2S_2$ — шаг петли экономайзера, м; S_2 — расстояние между осями соседних рядов труб по ходу продуктов сгорания, м.

9. Определить невязку теплового баланса (кДж/кг или кДж/м^3)

$$\Delta Q = Q_р^р\eta_{бр} - (Q_л + Q_к + Q_{пе} + Q_{эк})\left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \tag{6.62}$$

где $Q_л$, $Q_к$, $Q_{пе}$, $Q_{эк}$ — количества теплоты, воспринятые лучевоспринимающими поверхностями топки, котельными пучками, пароперегревателем и экономайзером; в формулу подставляют значения, определенные из уравнения баланса.

При правильном расчете невязка не должна превышать 0,5 % $Q_р^р$.

6.4. РАСЧЕТ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

В современных паровых и водогрейных котлах, особенно при сжигании влажных топлив, широко применяются воздухоподогреватели. Подача горячего воздуха в топку котлоагрегата ускоряет воспламенение топлива и интенсифицирует процесс его горения, уменьшая потери теплоты от химической и механической неполноты горения. Установка воздухоподогревателя позволяет также снизить температуру уходящих газов, что особенно существенно при предварительном подогреве питательной воды, поступающей в водяной экономайзер.

В пылеугольных топках горячий воздух используется для сушки топлива в процессе его размола и для транспортировки готовой пыли. В то же время установка воздухоподогревателя требует дополнительных капитальных затрат, увеличивает габариты котлоагрегата и сопротивление газового и воздушного тракта.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Температура подогрева воздуха выбирается в зависимости от способа сжигания и вида топлива. При сжигании каменных углей и антрацитов в слоевых топках температура подогрева воздуха не должна превышать 200 °С, а для бурых углей необходим подогрев до 150—250 °С. При камерном сжигании топлива рекомендуются следующие температуры подогрева воздуха: для каменных углей 300—350 °С, бурых углей и фрезерного торфа 350—400 °С, природного газа и мазута 250—300 °С.

Продукты сгорания, поступающие в воздухоподогреватель, охлаждаются в нем медленнее, чем нагревается воздух. Так, в среднем при охлаждении продуктов сгорания на 1 К воздух нагревается на 1,15—1,45 К. Это обусловлено тем, что количество продуктов сгорания и их теплоемкость больше, чем у нагреваемого воздуха, и для достижения высокого подогрева воздуха при одноступенчатом подогреве потребовалась бы поверхность нагрева воздухоподогревателя весьма больших размеров. Поэтому при необходимости высокого подогрева в современных котлоагрегатах применяют двухступенчатый подогрев, размещая воздухоподогреватель в рассечку с водяным экономайзером.

Для промышленных паровых и водогрейных котлов в основном применяются трубчатые воздухоподогреватели, чаще всего устанавливаемые после водяного экономайзера.

Расчет трубчатых воздухоподогревателей, установленных после водяного экономайзера, производится в такой последовательности:

1. При конструктивном расчете воздухоподогревателя выбрать диаметр труб, поперечный S_1/d и продольный S_2/d относительный шаг, площади поперечного сечения для прохода продуктов сгорания и воздуха, число ходов. Для трубчатых воздухоподогревателей применяются трубы с наружным диаметром 33—40 мм при толщине стенки 1,5 мм. При сжигании газа допускаются трубы диаметром 29 мм. Относительный поперечный шаг обычно принимается $S_1/d = 1{,}5 \div 1{,}6$, а продольный $S_2/d = 1{,}05 \div 1{,}1$. Площадь поперечного сечения для прохода продуктов сгорания выбирается из расчета получения скорости газов 9—13 м/с, а для прохода воздуха — из расчета 4,5—6 м/с.

При поверочном расчете существующего воздухоподогревателя перечисленные характеристики и его поверхность нагрева определяются из чертежей.

2. Определить минимальный температурный напор на горячем конце воздухоподогревателя (°С)

$$t_{\text{гор}} = \vartheta'_{\text{вп}} - t_{\text{г.в}}, \qquad (6.63)$$

где $\vartheta'_{\text{вп}}$ — температура продуктов сгорания на входе в воздухоподогреватель, известна из расчета предыдущей поверхности нагрева; $t_{\text{г.в}}$ — температура горячего воздуха, принята при составлении уравнения теплового баланса котлоагрегата, °С.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Если значение $\Delta t_{гор}$ окажется меньшим 25—30 °С, то при конструктивном расчете это укажет на необходимость в неоправданно большой поверхности нагрева, а при поверочном — на недостаточность имеющегося воздухоподогревателя для получения принятой температуры горячего воздуха. В обоих случаях необходимо снизить температуру горячего воздуха и произвести расчет котлоагрегата заново или применить двухступенчатую компоновку воздухоподогревателя.

3. Определить тепловосприятие воздуха в воздухоподогревателе. При предварительном подогреве воздуха в калорифере тепловосприятие в воздухоподогревателе (кДж/кг или кДж/м³)

$$Q_{вп} = (\beta_{г.в} + \Delta\alpha_{вп}/2)\,(I^0_{г.в} - I^0_{вп}), \qquad (6.64)$$

где $\beta_{г.в}$ — отношение количества горячего воздуха к теоретически необходимому,

$$\beta_{г.в} = \alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{пл}; \qquad (6.65)$$

$\alpha_т$, $\Delta\alpha_{вп}$, $\Delta\alpha_{пл}$ — присосы воздуха в топку, воздухоподогреватель и системы пылеприготовления (определяются из табл. 3.1 и 4.7); $I^0_{вп}$, $I^0_{г.в}$ — энтальпия теоретического количества воздуха на входе в воздухоподогреватель и на выходе из него, определяется из табл. 3.5 для соответствующих температур, принятых при составлении уравнения теплового баланса котла.

4. Из уравнения теплового баланса определить энтальпию продуктов сгорания после воздухоподогревателя (кДж/кг или кДж/м³)

$$I''_{вп} = I'_{вп} - \frac{Q_{вп}}{\varphi} + \Delta\alpha_{вп} I^0_в. \qquad (6.66)$$

Полученное значение $I''_{вп}$ сравнивается с предварительно принятым при составлении теплового баланса значением энтальпии уходящих газов. Если расхождение не превысит 0,5 % располагаемой теплоты $Q^р_р$, то расчет выполнен правильно.

5. В зависимости от взаимного движения воздуха и продуктов сгорания определить температурный напор в воздухоподогревателе. При прямотоке и противотоке температурный напор определяется по уравнению (6.20), а при последовательно-смешанном и перекрестном токе — по уравнению (6.25). Поправочный коэффициент при последовательно-смешанном токе определяется по номограмме, показанной на рис. 6.7, а параметры A, P и R, необходимые для пользования номограммой, — по формулам (6.26), (6.27), (6.28). Поправочный коэффициент ψ для перекрестного тока определяется по номограмме, приведенной на рис. 6.10, в зависимости от числа ходов. Схемы перекрестного тока с разным числом ходов показаны на рис. 6.11.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

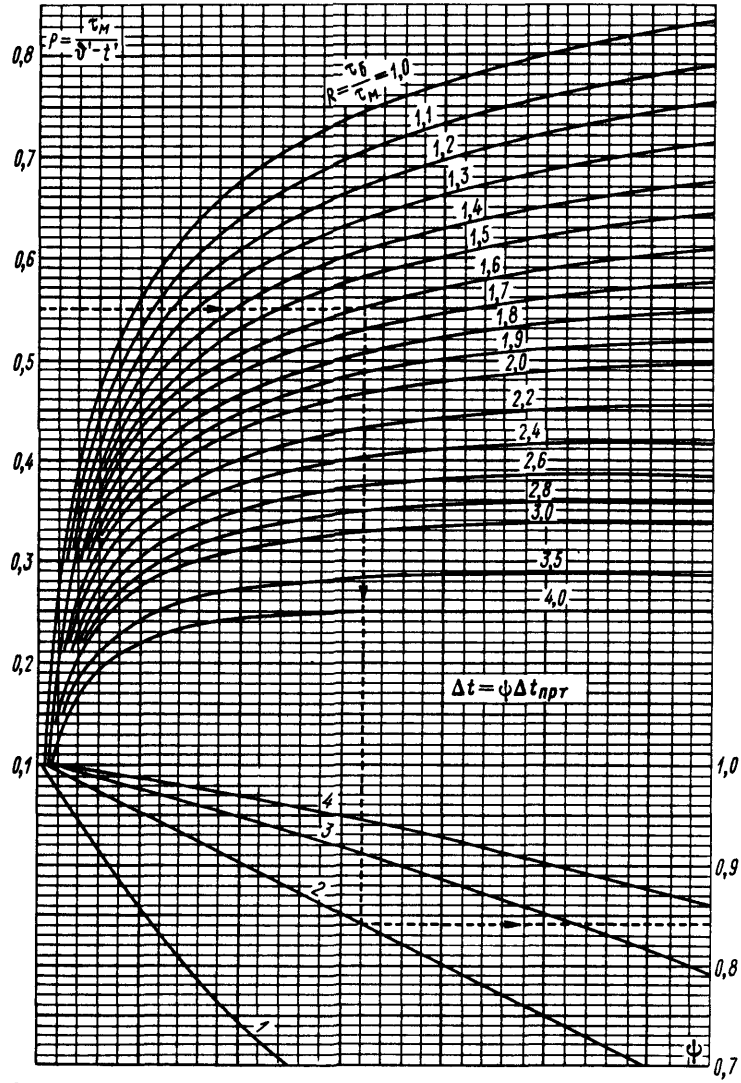


Рис. 6.10. Номограмма для определения температурного напора при перекрестном токе

1 — однократный перекрест; *2* — двухкратный; *3* — трехкратный; *4* — четырехкратный

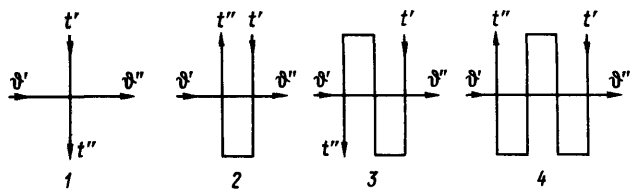


Рис. 6.11. Схемы перекрестного тока с разным числом перекрестов, указанным на кривых внизу рис. 6.10

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для пользования номограммой вычисляются безразмерные параметры

$$P = \frac{\tau_м}{\vartheta' - t'}; \tag{6.67}$$

$$R = \tau_б/\tau_м, \tag{6.68}$$

где ϑ' и t' — температуры продуктов сгорания и воздуха на входе в поверхность нагрева, °С; $\tau_б$ — изменение (перепад) температуры при прохождении поверхности нагрева той средой, у которой перепад больше, °С; $\tau_м$ — изменение температуры второй среды (меньше), °С.

6. Определить скорость продуктов сгорания в воздухоподогревателе (м/с)

$$w_г = \frac{B_р V_г (\vartheta + 273)}{F_{вп} \cdot 273}, \tag{6.69}$$

где $B_р$ — расчетный расход топлива, кг/с или м³/с; $V_г$ — объем продуктов сгорания, берется из табл. 3.3; ϑ — среднеарифметическая температура продуктов сгорания на входе и выходе из воздухоподогревателя, °С; $F_{вп}$ — площадь поперечного сечения для прохода продуктов сгорания, м².

7. Определить скорость воздуха в воздухоподогревателе (м/с)

$$w_в = \frac{B_р \beta_{г.в} V^0 (t + 273)}{F \cdot 273}, \tag{6.70}$$

где V^0 — теоретическое количество воздуха, необходимое для горения, берется из табл. 3.3; t — среднеарифметическая температура воздуха на входе и выходе из воздухоподогревателя, °С; F — площадь поперечного сечения для прохода воздуха, м².

8. Определить коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к стенке в соответствии с указаниями, приведенными в § 6.1, п. 7.

9. Определить суммарный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности нагрева, Вт/(м²·К),

$$\alpha_1 = \xi (\alpha_к + \alpha_л), \tag{6.71}$$

где $\alpha_л$ — коэффициент теплоотдачи излучением, для трубчатых воздухоподогревателей первой ступени (по ходу воздуха) принимается $\alpha_л = 0$; ξ — коэффициент использования, при сжигании АШ, фрезерного торфа, мазута и древесного топлива принимается равным 0,8, а для всех остальных топлив — равным 0,85.

10. Определить коэффициент теплоотдачи от стенки поверхности нагрева к воздуху, Вт/(м²·К). При поперечном омывании коридорных и шахматных пучков

$$\alpha_2 = \alpha_н c_z c_s^* c_ф, \tag{6.72}$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи по номограмме, при поперечном омывании коридорных пучков определяется из рис. 6.1,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

при поперечном омывании шахматных пучков — из рис. 6.2; c_z, c_s, c_Φ — поправки, определяемые при поперечном омывании коридорных пучков из рис. 6.1, а при поперечном омывании шахматных пучков — из рис. 6.2.

Для определения перечисленных выше поправок необходимо вычислить среднюю температуру воздуха

$$t = (t'_в + t''_в)/2; \tag{6.73}$$

и относительные шаги $\sigma_1 = S_1/d$ и $\sigma_2 = S_2/d$.

11. Определить коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К),

$$K = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}. \tag{6.74}$$

12. При конструктивном расчете из уравнения теплопередачи определить площадь поверхности нагрева воздухоподогревателя (м²)

$$H_{вп} = \frac{10^3 Q_{вп} B_р}{K \Delta t}. \tag{6.75}$$

При поверочном расчете (поверхность нагрева воздухоподогревателя известна) из уравнения теплопередачи определяется теплота, воспринятая воздухом (кДж/кг или кДж/м³),

$$Q_{вп} = \frac{K H_{вп} \Delta t}{10^3 \cdot B_р}. \tag{6.76}$$

По значению $Q_{вп}$ определяется энтальпия горячего воздуха после воздухоподогревателя (кДж/кг или кДж/м³)

$$I^0_{г.в} = \frac{Q_{вп}}{\beta_{г.в} + \Delta\alpha_{вп}/2} + I^0_{вп}. \tag{6.77}$$

По величине $I^0_{г.в}$ из табл. 3.5 определяется температура горячего воздуха после воздухоподогревателя $t_{г.в}$. Если эта температура отличается от принятой при составлении уравнения теплового баланса (см. гл. 4) не более чем на ±40 °С, то расчет считается оконченным. В противном случае расчет котлоагрегата следует повторить, задавшись новой температурой горячего воздуха, близкой к полученной.

Глава седьмая

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭВМ ПРИ ТЕПЛОВОМ РАСЧЕТЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ КОТЛОАГРЕГАТОВ

7.1. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ ПРИЕМЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ НА ЭВМ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОГРАММИРОВАНИЮ

Применение микро-ЭВМ при курсовом и дипломном проектировании освободит учащихся от утомительной вычислительной работы и позволит решать задачи выбора оптимальных вариантов при конструировании узлов котельного агрегата и проектировании котельных цехов.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В учебных целях может широко использоваться серийно выпускаемый нашей промышленностью персональный компьютер БК-00-10. Основные характеристики этого компьютера (быстродействие $300 \cdot 10^3$ опер/с, объем оперативной памяти 32 К) позволяют эффективно использовать его для автоматизации различных теплотехнических и технико-экономических расчетов, выполняемых при курсовом и дипломном проектировании.

Приведенная ниже программа составлена для поверочного теплового расчета паровых котлов горизонтальной ориентации, вырабатывающих перегретый или насыщенный пар при сжигании твердого, жидкого и газообразного топлива.

Программа написана на языке «фокал», транслятор с которого находится в постоянном запоминающем устройстве компьютера БК-00-10. Текст программы занимает практически всю оперативную память машины, поэтому использование компьютеров с меньшим объемом оперативной памяти недопустимо.

В программе осуществлен последовательный расчет объемов продуктов сгорания и воздуха, энтальпий продуктов сгорания по всем газоходам, теплового баланса, расчет топки, пароперегревателя, конвективных поверхностей нагрева и водяного экономайзера. Промежуточные данные выдаются в процессе расчета на экран дисплея в виде таблиц.

Расчет на компьютере имеет следующие особенности:

1. При расчете энтальпий воздуха и продуктов сгорания использованы следующие зависимости удельной теплоемкости азота и водяных паров от температуры:

$$c_{N_2} = 1{,}2799 + 0{,}1107 \frac{t}{1000};$$

$$c_{H_2O} = 1{,}4733 + 0{,}2498 \frac{t}{1000}.$$

2. Для определения энтальпий при промежуточных температурах (прямая задача) и температур по заданным энтальпиям (обратная задача) использовался интерполяционный полином Лагранжа. Входными параметрами программы полинома Лагранжа являются: число узловых точек N, значения аргумента и функции в узловых точках X (I), E (I) (I = $\overline{1, N}$) и промежуточное значение аргумента XS. Выходным параметром U является значение функции в точке XS. При решении прямой задачи аргументом являются температуры, при решении обратной — энтальпии.

3. При расчете топки используется следующая итерационная процедура: в начале расчета предварительно принимается температура TN. Если действительная температура на выходе из топки $\vartheta_т$, подсчитываемая по формуле (5.29), отличается от предварительно принятой более чем на 50 °С, определяется новое значение температуры TN = (TN + $\vartheta_т''$)/2, при которой расчет повторяется.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

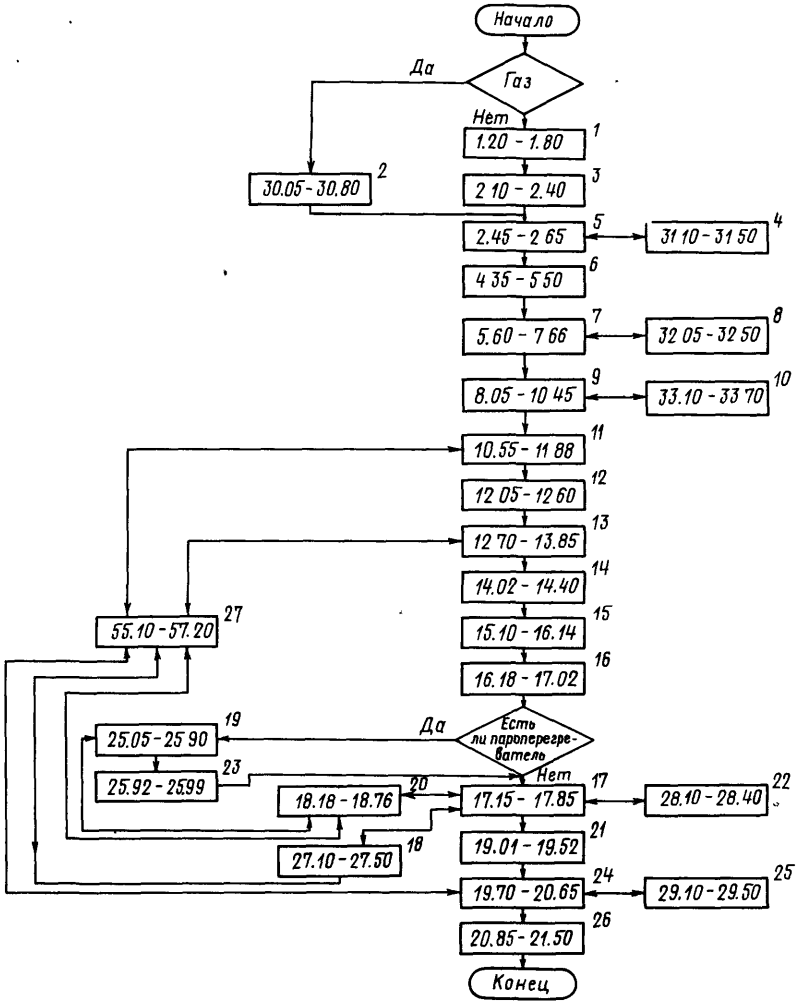


Рис. 7.1. Блок-схема теплового расчета котла

1 — ввод топлива (уголь и мазут) и присосов воздуха; *2* — ввод газа и расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания; *3* — расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания для угля и мазута; *4, 5* — расчет действительных объемов продуктов сгорания; *6* — вывод на экран дисплея результатов расчета объемов воздуха и продуктов сгорания; *7* — задание энтальпий 1 м³ воздуха и газообразных продуктов сгорания; *8* — расчет энтальпий теоретического объема воздуха и продуктов сгорания; *9, 10* — расчет энтальпий избыточного воздуха и энтальпий действительного объема продуктов сгорания, вывод на экран дисплея таблицы $I = f(\theta)$; *11* — тепловой баланс и расчет расхода топлива; *12* — вывод на экран дисплея таблицы расчета теплового баланса; *13* — ввод исходных данных для расчета топки; *14* — расчет коэффициента ослабления лучей; *15* — расчет температуры на выходе из топки; *16* — вывод на экран дисплея таблицы результатов расчета топки; *17* — ввод исходных данных для расчета конвективной поверхности нагрева, проверка на окончание вычислений и определение входных данных для следующей итерации; *18* — определение $Q_б$, расчетной температуры потока продуктов сгорания и температурного напора для конвективной поверхности нагрева; *19* — расчет пароперегревателя; *20* — расчет $w_г$, $\alpha_к$, $\alpha_л$ и $\alpha_в$ для пароперегревателя и конвективных поверхностей нагрева; *21* — вывод на экран дисплея результатов расчета конвективной

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

4. При расчете пароперегревателя и конвективных поверхностей нагрева коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К), определяется по формуле

$$\alpha_к = K1 c_s \frac{\lambda}{d} Pr^{K2} \left(\frac{wd}{\vartheta}\right)^{K3}.$$

Здесь для пароперегревателя K1 = 16,95; K2 = 0,4; K3 = 0,8; для конвективной поверхности нагрева K1 = 18,47; K2 = 0,33; K3 = 0,65. Значения теплопроводности λ, кинематической вязкости ϑ и критерия Прандтля Pr при средней температуре потока определяются с помощью полинома Лагранжа.

5. При расчете конвективных поверхностей нагрева коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания, Вт/(м²·К), находится по формуле

$$\alpha_л = 2{,}56 \cdot 10^{-8} a \frac{1 - (T_э/T)^n}{1 - T_э/T},$$

где показатель степени $n = 4$ для твердого топлива, $n = 3{,}6$ для газа и мазута.

6. При расчете конвективных поверхностей нагрева поиск действительной температуры продуктов сгорания после поверхности нагрева осуществляется следующим образом. Предварительно принятые температуры ϑ''_I и ϑ''_{II} предполагаемого интервала задаются пользователем. Действительная температура после конвективной поверхности нагрева определяется по формуле

$$\vartheta''_р = \frac{\vartheta''_{II} + (\vartheta''_{II} - \vartheta''_I)(Q_б - Q_т)_{II}}{(Q_б - Q_т)_I - (Q_б - Q_т)_{II}}.$$

Затем расчет повторяется при температуре $\vartheta''_р$, после чего сравниваются значения $Q_б$ и $Q_т$ при этой температуре. Если расхождение между $Q_б$ и $Q_т$ составляет менее 0,5 %, то расчет считается законченным. В противном случае, если $Q_б > Q_т$, исходный интервал температур сужается до интервала $[\vartheta''_р, \vartheta''_{II}]$. При $Q_б < Q_т$ исходный интервал температур сужается до интервала $[\vartheta''_I, \vartheta''_р]$. Затем весь процесс повторяется.

7. При расчете водяного экономайзера производится автоматический выбор оптимального числа труб в ряду. Это достигается перебором вариантов, при котором добавляется по одной трубе, начиная с трех, до тех пор пока скорость продуктов сгорания не станет меньшей или равной 9 м/с.

Для лучшего понимания логики программы на рис. 7.1 приведена ее укрупненная блок-схема. На блок-схеме пронумерованы разделы программы, выполняющие определенные этапы расчета (см. подпись под рисунком), а в прямоугольниках указаны соответствующие им строки программы. Приведем текст программы.

поверхности нагрева; *22* — определение коэффициента теплопередачи, средней логарифмической разности температур и теплоты, воспринятой конвективной поверхностью нагрева; *23* — вывод на экран дисплея результатов расчета пароперегревателя; *24* — расчет водяного экономайзера; *25* — выбор оптимальной скорости продуктов сгорания в водяном экономайзере; *26* — вывод на экран дисплея результатов расчета водяного экономайзера; *27* — вычисление интерполяционного полинома Лагранжа

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Программа теплового расчета котла

```
1.05 E
1.07 A "ЕСТЬ ЛИ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬ(1-ДА,0-НЕТ)",JI
1.10 A "ГАЗ(0),УГОЛЬ(1) ИЛИ МАЗУТ(2)",JJ
1.12 S NP=JI+3
1.15 I (JJ-1) 30.05,1.2
1.20 A "C",C,"S",S,"W",W,"A",A
1.30 A "H",H,"N",N,"O",O
1.60 A "АЛЬФА",AL
1.70 S T9=333
1.80 F I=1,NP;A "ПРИСОСЫ",PR(I)
2.10 S V0=0.0889*(C+0.375*S)+0.265*H-0.0333*O
2.20 S VR=0.01866*(C+0.375*S)
2.30 S VN=0.79*V0+0.008*N
2.40 S VH=0.111*H+0.0124*W+0.0161*V0
2.45 S IZ(0)=0
2.50 F I=1,NP;S IZ(I)=PR(I)+IZ(I-1);S AF(I)=AL+IZ(I)
2.55 S SR(1)=(AL+AF(1))/2
2.60 F I=2,NP;S SR(I)=(AF(I-1)+AF(I))/2
2.65 F I=1,NP;D 31
4.35 T "                          ОБ'ЕМЫ ГАЗОВ И ВОЗДУХА",!
4.45 F I=1,64;T "*"
4.55 T !,"*                    ; *";F I=1,7;T " "
4.60 T "ТЕОР.ОБ'ЕМЫ:V0=",%4.02,V0,"    VN=",%4.02,VN,"
4.62 T "* ВЕЛИЧИНА          *";F I=1,45;T " ";
4.65 T "*",!,"*                      *";F I=1,19;T " "
4.68 T "VR=",%4.02,VR,"    VH=",%4.02,VH,"    *",!
4.69 T "*                   *";F I=1,6;T " "
4.72 IF (JI) 4.75,4.77,4.75
4.75 T "ТОПКА     ПАР-ЛЬ     КОНВ.П     ЭКОНОМ.    *",!:G 4.8
4.77 T "    ТОПКА          КОНВ.П          ЭКОНОМ. *",!
4.80 D 4.45;T !
```

Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

```
4.85 T "* К-Т ИЗБ. ВОЗД. *";F I=1,NP;D 5.4;T %4.02,AF(I)
4.88 D 5.42;T "*",!,"* СР.К-Т ИЗБ.В.  *";F I=1,NP;D 5.4;T %4.02,SR(I)
4.92 D 5.42;T "*",!,"* ИЗБ.К-ВО ВОЗД. *";F I=1,NP;D 5.4;T %4.02,KV(I)
4.98 D 5.42;T "*",!,"* ОБ.ВОД.ПАРОВ   *";F I=1,NP;D 5.4;T %4.02,VP(I)
5.04 D 5.42;T "*",!,"* ПОЛН.ОБ.ПР.СГ  *";F I=1,NP;D 5.4;T %4.02,VG(I)
5.10 D 5.42;T "*",!,"* ОБ.ДОЛЯ ТР.Г   *";F I=1,NP;D 5.4;T %4.03,RR(I)
5.18 D 5.42;T "*",!,"* ОБ.ДОЛЯ ВОД.П. *";F I=1,NP;D 5.4;T %4.03,RH(I)
5.30 D 5.42;T "*",!,"* СУМ.ОБ.ДОЛЯ    *";F I=1,NP;D 5.4;T %4.03,RP(I)
5.32 D 5.42;T "*",!;D 4.45;T !,!
5.35 G 5.5
5.40 F I1=1,NP-1-5*(JI-1);T " "
5.42 F I=1,2*NP-3;T  " "
5.50 I (FCHR(-1)-13) 5.5,5.60,5.5
5.60 S IZ(1)=170.5;S IZ(2)=358.7;S IZ(3)=560.7;S IZ(4)=774.5
5.62 S IZ(5)=999.6;S IZ(6)=1226.4;S IZ(7)=1465.8
5.64 S IZ(8)=1709.4;S IZ(9)=1957.2;S IZ(10)=2209.2
5.66 S IZ(11)=2465.4;S IZ(12)=2725.8;S IZ(13)=2986.2
5.68 S IZ(14)=3250.8;S IZ(15)=3515.4;S IZ(16)=3780
5.70 S IZ(17)=4048.8;S IZ(18)=4317.6;S IZ(19)=4586.4
5.72 S IZ(20)=4859.4
7.10 S I(1)=132.7;S I(2)=267.1;S I(3)=404
7.20 S I(4)=543.5;S I(5)=686.3;S I(6)=832.4
7.30 S I(7)=982.8;S I(8)=1134.0;S I(9)=1285.2
7.50 S I(10)=1440.6;S I(11)=1600.2;S I(12)=1759.8
7.55 S I(13)=1919.4;S I(14)=2083.2;S I(15)=2247
7.63 S I(16)=2410.8;S I(17)=2574.6;S I(18)=2738.4
7.66 S I(19)=2906.4;S I(20)=3074.4
7.70 F T=100,100,2000;D 32
8.05 T "                ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА И ГАЗОВ",!
8.10 F I=1,59;T "*"
8.20 T !,"*ПОВ.НАГРЕВА* Т ПОСЛЕ П/Н *  IВ   *  IГ   *  IИЗ  *  I    *",'
8.25 D 8.1
8.30 T !,"*ТОПКА       "
```


Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

```
 8.31 F K=15,20;S IZ(K)=(AL-1)*IV(K)
 8.35 S Y=4;S T=2000;S TK=1500;D 33;D 8.1
 8.38 T !,"*ВЕРХ ТОПКИ "
 8.40 F K=9,15;S IZ(K)=(AF(1)-1)*IV(K)
 8.45 S Y=11;S T=1500;S TK=900;D 33;D 8.1
 8.47 IF (JI) 8.5,8.7,8.5
 8.50 T !,"*ПАРОПЕРЕГР."
 8.52 F K=6,9;S IZ(K)=(AF(2)-1)*IV(K)
 8.53 S Y=19;S T=900;S TK=600;D 33
 8.55 S I3(6)=I(6)
 8.60 D 8.1
 8.70 I (FCHR(-1)-13) 8.7,8.75,8.7
 8.75 T .;T "*КОНВ.П.     "
 8.80 F K=2,7;S IZ(K)=(AF(JI+2)-1)*IV(K)
 8.82 S T=700;S TK=200;D 33
 8.85 S I4(2)=I(2);D 8.1
 8.90 T !,"*ЭКОНОМ.     "
10.10 F K=1,5;S IZ(K)=(AF(JI+3)-1)*IV(K)
10.14 S Y=11;S T=500;S TK=100;D 33
10.18 D 8.1;T !
10.30 F I=1,20;S NY(I)=0;S LY(I)=0
10.45 I (FCHR(-1)-13) 10.45,10.55,10.45
10.55 A "QH",QN
10.60 A "ТЕМПЕР. МАЗУТА(ДЛЯ ГАЗА,УГЛЯ ВВЕСТИ 0)",TT
10.80 S IH=39.81*V0
10.90 S CT=1.74+0.0025*TT
10.94 S IT=CT*TT
10.98 S QR=QN+IT
11.04 I (JJ-1) 11.08,11.06,11.08
11.06 A "Q4",Q4;G 11.15
11.08 S Q4=0
11.15 A "T УХОДЯЩИХ ГАЗОВ",T
11.30 S X(1)=100;S E(1)=I(1);S X(2)=200;S E(2)=I(2);S N=2;S XS=T
```

Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

```
11.32 D 55;S IY=U
11.35 S O2=(IY-AF(JI+3)*IH)*(100-Q4)/QR
11.45 A "НОМИН. ПРОИЗВ. КОТЛА D ",O
11.46 A "РАСЧ. ПРОИЗВ.",D
11.48 A "Q5 НОМ.",QN,"Q3",Q3
11.52 S Q5=QN*O/D
11.60 S KP=100-(Q2+Q3+Q4+Q5)
11.63 A "ЭНТ. КИП. ВОДЫ",EK
11.65 A "ЭНТ. ПАРА",EP
11.68 A "ЭНТ. ПИТ. ВОДЫ",EV
11.74 A "% ПРОДУВКИ",DY
11.78 S NN=D*(EP-EV)+0.01*DY*D*(EK-EV)
11.82 S BK=NN*100/(QR*KP)
11.84 S BR=BK*(1-0.01*Q4)
11.88 S ZZ=1-Q5/(KP+Q5)
12.05 T  "                          ТЕПЛОВОЙ  БАЛАНС ",'
12.10 F I=1,56;T "*"
12.12 T '
12.15 T "*   ВЕЛИЧИНА                *    ЕДИНИЦА    *   ЗНАЧЕНИЕ  *",'
12.20 D 12.1;T '
12.25 T "*РАСПОЛАГ. ТЕПЛОТА          *   КДЖ/КГ      *    ",%5.00,QR,"    *",'
12.30 T "*ТЕМП. УХ. ГАЗОВ            *   ГР.С        *      ",%3.0,T,"    *",'
12.35 T "*ПОТЕРЯ ТЕПЛА С УХОД. ГАЗ.*      %         *    ",%4.02,Q2,"    *",!
12.40 T "*К.П.Д. КОТЛА БРУТТО        *      %         *    ",%4.02,KP,"    *",'
12.45 T "*РАСХОД ТОПЛИВА             *      КГ/С      *  ",%5.03,BR,"    *",!
12.50 T "*КОЭФ-Т СОХР. ТЕПЛОТЫ       *       -        *     ",%3.02,ZZ,"    *",'
12.53 D 12.2
12.60 I (FCHR(-1)-13) 12.6,12.70,12.6
12.70 A !,"ПОВ-ТЬ СТЕН ТОПКИ",PT
12.75 A "ОБ'ЕМ ТОПКИ",VK
12.85 A "УГЛ. КОЭФ-Т",V0
12.90 I (JJ-1) 13.10,13.20,12.95
12.95 S ZG=0.55
```


Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

```
12.98 G 13.3
13.10 S ZG=0.65;G 13.3
13.20 A "К-Т ЗАГРЯЗНЕНИЯ",ZG
13.30 S KE=ZG*V0
13.35 S TS=3.6*VK/PT
13.40 S QT=QR*(100-Q3-Q4)/(100-Q4)+IH*AL
13.45 A "ПАРАМЕТР М",VN
13.50 A "ЗАДАЙТЕСЬ ТЕМП. НА ВЫХ. ТОПКИ",TN
13.53 I (JJ-1) 13.60,13.55,13.60
13.55 A "К-Т ОСЛ. КОКС.ЧАСТИЦ(ДЛЯ СЛОЕВОЙ=0.15;КАМЕРНОЙ=0.5)",0
13.57 A "ПЛОЩАДЬ РЕШЕТКИ(ДЛЯ КАМЕРН.=0)",RE;G 13.7
13.60 A "КОЭФ-Т МГ",VR
13.70 S X(1)=1000;S E(1)=I(10);S X(3)=1500;S E(3)=I(15)
13.75 S X(2)=1200;S E(2)=I(12);S N=3;S XS=TN;D 55;S IN=U
13.85 S I=1;S J1=1
14.02 S KG(I)=[(7.8+16*RH(J1))/(3.16*FSQT(0.1*RP(J1)*TS))-1]*[1-0.37*(TN+273)/1000]
14.04 I (JJ-1) 14.10,14.40,14.20
14.10 S HC=0;F X=1,5;S Y=2*X+2;S HC=HC+HC(X)*X/Y
14.12 S HC=0.12*HC;G 14.25
14.20 S HC=C/H
14.25 S KS=0.3*(2-AF(I))*(1.6*(TN+273)/1000-0.5)*HC
14.30 S KK=KG(1)*RP(I)+KS
14.32 G 15.10
14.40 S KK=KG(1)*RP(I)+0
15.10 S AG(I)=1-FEXP((-KG(I)*RP(J1)*TS*0.1))
15.13 S AP=1-(1-AG(I))*FEXP(-KS*TS*0.1)
15.20 S AM=VR*AP+(1-VR)*AG(I)
15.25 S A0=AM/(AM+(1-AM)*KE)
15.30 G 15.65
15.50 S AG(I)=1-FEXP(-KK*TS*0.1)
15.60 S A0=(AG(I)+(1-AG(I))*RE/PT)/(1-(1-AG(I))*(1-KE)*(1-RE/PT))
15.65 S X(1)=I(16);S E(1)=1500;S X(2)=I(18);S E(2)=1800
15.67 S X(3)=I(20);S E(3)=2000;S N=3;S XS=QT;D 55
```

Электронная библиотека http://igv.khstu.ru/

```
15.70 S TA=U+273.
15.75 S VS=(QT-IN)/(TA-TN-273)
15.90 S TO=TA/(VN*FEXP(0.6*FLOG(5.67*KE*PT*A0*TA^3/((10^11)*BR*ZZ*VS)))+1)-2
15.95 I (FABS(TN-TO)-50) 16.02,15.98,15.98
15.98 S TN=(TN+TO)/2;T "TN=",%4.00,TN,!;G 13.7
16.02 S TP=TN
16.05 S TN=TP
16.12 D 13.7;D 13.75
16.14 S QL=ZZ*(QT-IN)
16.18 T "                РАСЧЕТ  ТОПКИ ",!
16.20 F I=1,44;T "*"
16.22 T !
16.25 T "* РАССЧИТЫВ. ВЕЛИЧИНА         *   РЕЗУЛЬТАТ *",!
16.30 D 16.2;T !
16.35 T "* ТЕМП.ПЕРЕД ПОСЛ.ИТЕРАЦИЕЙ  *     ",%4.00,TP,"  *",!
16.40 T "* ПОЛЕЗН. ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЕ     *    ",%5.00,QT,"  *",'
16.50 T "* СРЕДН. КОЭФ-Т ТЕПЛ. ЭФФЕКТ.*     ",%3.02,KE,"  *",'
16.55 T "* ЭФФЕКТ. ТОЛЩ. ИЗЛУЧ. СЛОЯ  *    ",%4.02,TS,"  *",!
16.60 T "* КОЭФ-Т ОСЛ. ЛУЧЕЙ ГАЗАМИ   *    ",%4.02,KG(1),"  *",'
16.62 I (JJ-1) 16.65,16.70,16.65
16.65 T "* КОЭФ-Т ОСЛ. ЛУЧЕЙ САЖЕЙ    *    ",%4.02,KS,"  *",!
16.70 T "* СТЕП. ЧЕРНОТЫ ГАЗОВ         *    ",%4.03,AG(1),"  *",'
16.72 I (JJ-1) 16.75,16.85,16.75
16.75 T "* СТЕП. ЧЕРНОТЫ САЖИ          *    ",%4.03,AP,"  *",'
16.80 T "* СТЕП. ЧЕРНОТЫ ФАКЕЛА        *    ",%4.03,AM,"  *",'
16.85 T "* СТЕП. ЧЕРНОТЫ ТОПКИ         *    ",%4.03,A0,"  *",'
16.90 T "* ДЕЙСТВ. ТЕМП. НА ВЫХ. ТОПКИ*     ",%4.00,TO,"  *",'
16.98 D 16.3
17.02 I (FCHR(-1)-13) 17.02,17.05,17.02
17.05 A !,"ТЕМП. КИПЯЩЕЙ ВОДЫ",TK
17.07 A "К-Т ТЕПЛ. ЭФФЕКТ.",PS
17.12 I (JI) 25.05,17.15,25.05
17.15 S QP=0
```


Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

```
17.20 A "ДИАМЕТР ТРУБ",DD
17.21 A "ПОВ-ТЬ НАГР. Н",HN
17.22 A "S1",S1,"S2",S2
17.30 A "F ГАЗА",PF
17.32 S CS=1/[1+(2*S1/DD-3)*((1-S2/(2*DD))^3)]^2
17.33 I (CS-1) 17.35,17.35,17.34
17.34 S CS=1
17.35 F I=1,2;A "ЗАДАЙТЕСЬ ТЕМП.",T1(I)
17.37 S SI=0.9*DD*(4*S1*S2/(3.14*DD^2)-1)
17.38 S TZ=T9+TK
17.40 S J1=JI+2
17.44 F I=1,2;D 27;D 18;D 28
17.48 S X1=T1(2)+(T1(2)-T1(1))*(QB(2)-QT(2))/(QB(1)-QT(1)-QB(2)+QT(2))
17.50 T "X1",X1,!
17.55 S I=3;S T1(I)=X1;D 27;D 18;D 28
17.60 I (FABS(QB(I)-QT(I))/QT(I)-0.005) 17.63,17.63,17.65
17.63 G 17.85
17.65 I (QB(I)-QT(I)) 17.68,17.63,17.78
17.68 S T1(2)=X1;S QT(2)=QT(3);S QB(2)=QB(3);G 17.48
17.78 S T1(1)=X1;S QT(1)=QT(3);S QB(1)=QB(3);G 17.48
17.85 S C=FABS((QB(3)-QT(3)))/QB(3)
17.90 G 19.01
18.18 S WG(I)=BR*VG(J1)*(T2(I)+273)/(PF*273)
18.22 S X(1)=200;S E(1)=0.67;S X(2)=400;S E(2)=0.64
18.24 S X(3)=700;S E(3)=0.6;S N=3;S XS=T2(I);D 55
18.26 S P1(I)=U
18.28 S E(1)=3.45;S E(2)=4.9;S E(3)=7.11;D 55
18.30 S LY(I)=U
18.33 S E(1)=31.6;S E(2)=57.8;S E(3)=107;D 55
18.35 S NY(I)=U
18.37 S K1=18.476;S K2=0.33;S K3=0.65
18.40 S AK(I)=K1*LY(I)*FEXP(K2*FLOG(P1(I)))/DD
18.43 S AK(I)=CS*AK(I)*FEXP(K3*FLOG(WG(I)*DD/NY(I)))
```

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

```
18.50 S TN=T2(I);S TS=SI;D 14.02;D 15.1
18.55 I (JJ-1) 18.6,18.57,18.6
18.57 S O=4;G 18.63
18.60 S O=3.6
18.63 S A1(I)=2.56*AG(I)*((T2(I)+273)^3)*(1-FEXP(O*FLOG(TZ/(T2(I)+273))))/10000
18.65 S A1(I)=A1(I)/(1-TZ/(T2(I)+273))/10000
18.72 S A2(I)=A1(I)+AK(I)
18.76 R
19.01 T !,"  РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНОЙ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА"
19.02 T !;F I=1,7;T " "
19.05 D 19.02;F J=1,22;T "*"
19.10 D 19.02;T "* QБ    *  ",%6.01,QB(3),"  *"
19.15 D 19.02;T "* WГ    *    ",%4.02,WG(3),"  *"
19.18 D 19.02;T "* AK    *   ",%5.02,AK(3),"  *"
19.22 D 19.02;T "*  S    *     ",%3.02,SI,"  *"
19.25 D 19.02;T "* AЛ    *    ",%4.02,A1(3),"  *"
19.30 D 19.02;T "*  K    *   ",%5.02,KC(3),"  *"
19.33 D 19.02;T "* DT    *   ",%5.02,DT(3),"  *"
19.36 D 19.02;T "* QT    *  ",%6.01,QT(3),"  *"
19.40 D 19.02;T "*  T    *      ",%3.00,X1,"  *"
19.45 D 19.02;T "*  %    *   ",%5.04,C*100,"  *"
19.47 D 19.05;T !,!
19.52 I (FCHR(-1)-13) 19.52,19.7,19.52
19.70 A "F ТРУБЫ",S1
19.75 A "H ТРУБЫ",S2
19.80 S QB=ZZ*(I2(3)-IY+PR(JI+3)*IH)
19.85 S IN=BR*QB/(D+0.01*D*DY)+EV
19.90 S C=(X1+T)/2
19.95 F I=3,10;D 29
20.25 S X(1)=5;S E(1)=16;S X(2)=8;S E(2)=21
20.30 S X(3)=9.8;S E(3)=24;S N=3;S XS=WG;D 55;S KT=U
20.35 S X(1)=100;S E(1)=1.06;S X(2)=300;S E(2)=1
20.40 S X(3)=480;S E(3)=0.96;S N=3;D 55
```


Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

```
20.45 S KK=KT*U
20.50 S DT=((X1-IN/4.187)-(T-EV/4.187))/FLOG((X1-IN/4.187)/(T-EV/4.187))
20.60 S HE=1000*QB*BR/(KK*DT)
20.65 S O=100*[QR*KP/100-(1-Q4/100)*(QL+QB(3)+QB+QP)]/(QR*KP/100)
20.85 T "          РАСЧЕТ  ЭКОНОМАЙЗЕРА",'
20.90 D 19.05
20.95 D 19.02;T "* T'ЭК   * ",%4.01,IN/4.187,"    *"
21.10 D 19.02;T "* WГ     * ",%4.02,WG,"    *"
21.20 D 19.02;T "* H ЭК   * ",%4.01,HE,"    *"
21.30 D 19.02;T "* K ЭК   * ",%4.02,KK,"    *"
21.35 D 19.02;T "* DT     * ",%4.01,DT,"    *"
21.40 D 19.02;T "* НЕВЯЗКА* ",%4.02,O,"    *"
21.45 D 19.02;T "* N ТРУБ *    ",%2.00,N1,"    *"
21.48 D 19.02;T "* N РЯДОВ* ",%4.01,HE/(S2*N1),"    *"
21.50 D 19.05;T '
21.60 Q
25.05 T "ВВЕДИТЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ",'
25.10 D 17.2;D 17.22;D 17.3
25.12 A "P ПАРА",PP,"ЭНТ. НАСЫЩ. ПАРА",EN
25.14 A "V ПАРА",VP,"T ПЕРЕГР. ПАРА",TP
25.16 S CS=1;D 17.37
25.20 S QP=D*(EP-EN)/BR
25.25 S IP=IN-QP/ZZ-PR(2)*IH
25.30 S X(1)=I3(6);S E(1)=600;S X(2)=I(8);S E(2)=800
25.35 S X(3)=I(9);S E(3)=900;S N=3;S XS=IP;D 55;S TG=U
25.40 S TS=(TK+TP)/2
25.42 S I=1;S J1=2;S T2(1)=(TO+TG)/2
25.45 S X(1)=230;S E(1)=1.7;S X(2)=260;S E(2)=1.67
25.47 S X(3)=300;S E(3)=2.06;S N=3;S XS=TS;D 55
25.49 S NY(1)=9.81*U*VP
25.50 S TZ=TS+25
25.51 S E(1)=1.17;S E(2)=1.09;S E(3)=1.03;D 55;S P1(1)=U
25.53 S E(1)=3.45;S E(2)=3.61;S E(3)=3.92;D 55;S LY(1)=U
```

Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

```
25.55 S WG(1)=D*VP/PP
25.60 S K1=16.93;S K2=0.4;S K3=0.8;D 18.4;D 18.43;S AK=AK(1)
25.65 I (JJ) 25.7,25.75,25.75
25.70 S TZ=TZ+25;G 25.8
25.75 S TZ=TS
25.80 D 18
25.84 S KC(1)=PS*A2(1)/(1+A2(1)/AK)
25.86 S DT(1)=(TO-TP-TG+TK)/FLOG((TO-TP)/(TG-TK))
25.90 S H1=1000*QP*BR/(KC(1)*DT(1))
25.92 T "       РАСЧЕТ  ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ",';D 19.05
25.93 D 19.02;T "* Q ПЕ     *",%5.00,QP,"    *"
25.94 D 19.02;T "* T ''     *",%5.00,TG,"    *"
25.96 D 19.02;T "* H П/П    *",%4.01,H1,"    *"
25.97 D 19.05;T !;S TO=TG;S IN=IP
25.99 I (FCHR(-1)-13) 25.99,17.2,25.99
27.10 S X(1)=200;S E(1)=I4(2);S X(2)=600;S E(2)=I(6);S X(3)=700
27.20 S E(3)=I(7);S N=3;S XS=T1(I);D 55;S I2(I)=U
27.30 S QB(I)=ZZ*(IN-I2(I)+PR(JI+2)*IH)
27.35 S T2(I)=(TO+T1(I))/2
27.40 S T3(I)=T2(I)-TK
27.50 R
28.10 S KC(I)=PS*A2(I)
28.20 S DT(I)=(TO-T1(I))/FLOG((TO-TK)/(T1(I)-TK))
28.30 S QT(I)=KC(I)*HN*DT(I)/(1000*BR)
28.40 R
29.10 S WG=BR*VG(JI+3)*(C+273)/(273*S1*I)
29.20 S O=9-WG
29.30 I (O) 29.5,29.4,29.4
29.40 S N1=I;S I=10
29.50 R
30.05 A "CH4",HC(1),"C2H6",HC(2),"C3H8",HC(3)
30.10 A "C4H10",HC(4),"C5H12",HC(5),"CO2",C2,"CO",CO
30.20 S T9=298
```


Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

```
30.25 D 1.3
30.35 S NK=0
30.40 F X=1,5;S Y=2*X+2;S NK=NK+(X+Y/4)*HC(X)
30.45 S V0=0.0476*(0.5*CO+0.5*H+NK-O)
30.50 S NK=0
30.53 F X=1,5;S Y=2*X+2;S NK=NK+X*HC(X)
30.57 S VR=0.01*(C2+CO+NK)
30.60 S NK=0
30.63 F X=1,5;S Y=2*X+2;S NK=NK+Y*HC(X)/2
30.65 S VH=0.01*(H+NK)+0.0161*V0
30.70 S VN=0.79*V0+0.01*N
30.75 D 1.6;D 1.8
30.80 G 2.5
31.10 S KV(I)=V0*(SR(I)-1)
31.20 S VP(I)=VH+0.0161*KV(I)
31.25 S VG(I)=VR+VN+KV(I)+VP(I)
31.30 S RR(I)=VR/VG(I)
31.35 S RH(I)=VP(I)/VG(I)
31.40 S RP(I)=RR(I)+RH(I)
31.50 RETURN
32.05 S K=T/100
32.10 S NY(K)=(1.2799+0.1107*(T/1000))*T
32.20 S LY(K)=(1.4733+0.2498*(T/1000))*T
32.30 S IV(K)=V0*I(K)
32.40 S LY(K)=VN*NY(K)+VR*IZ(K)+VH*LY(K)
32.50 R
33.05 S I1=0
33.10 IF (I1) 33.15,33.25,33.15
33.15 T #;T "*";F I=1,11;T " "
33.25 T "*     ";T %4.00,T
33.30 T "    *"
33.35 S K=T/100
33.40 T %5.00,IV(K),"*"
33.45 T %5.00,LY(K),"*"
33.50 T %5.00,IZ(K),"*"
33.55 S I(K)=IZ(K)+LY(K);T %5.00,I(K),"*",'
33.60 S T=T-100;S Y=Y+1;S I1=I1+1
33.65 I (T-TK) 33.7,33.1,33.1
33.70 R
55.10 S U=0;S P=1
55.20 F P=1,N;D 56
55.30 R
56.10 I (XS-X(P)) 56.15,56.8,56.15
56.15 S R=1
56.20 F J=1,N;D 57
56.25 S U=U+R*E(P)
56.30 R
56.80 S U=E(P);S P=N;R
57.10 I (X(J)-X(P)) 57.15,57.2,57.15
57.15 S R=R*(XS-X(J))/(X(P)-X(J))
57.20 R
```

Электронная библиотека http://gy.khstu.ru/

Для использования программы ее следует ввести в оперативную память машины. Программа построена в диалоговом режиме, при этом исходные данные запрашиваются машиной в процессе расчета. Для ответа на вопросы, задаваемые машиной, следует набрать на клавиатуре численное значение параметра, которое указывается в исходных данных или принимается из соответствующих таблиц, приведенных в главах 3—6. Размерности всех вводимых величин должны соответствовать указанным в этих главах. После ответа на заданный машиной вопрос следует нажать клавишу «ввод». Это приведет к новому вопросу или выдаче примерно через 1 мин таблицы результатов расчета. Ознакомившись с результатами расчета и выписав необходимые данные, следует нажать клавишу «ввод», после чего ЭВМ переходит к следующему этапу расчета.

При расчете объемов продуктов сгорания в ответ на задаваемый несколько раз вопрос «присос?» необходимо последовательно ввести численное значение присоса в топке, пароперегревателе (если он есть), конвективной поверхности нагрева, водяном экономайзере, нажимая после каждого ответа клавишу «ввод».

При расчете конвективной поверхности нагрева указание «задайтесь температурой» появляется на экране дисплея два раза. Первый раз следует ввести меньшую температуру, второй раз — большую, между которыми ожидается действительная искомая температура.

Для контроля сходимости итерационных процессов при расчете топки и конвективных поверхностей нагрева на экран ЭВМ перед распечаткой таблицы выводятся температуры соответственно на выходе из топки ($\vartheta''_т$) и после конвективной поверхности нагрева ($\vartheta''_р$), полученные на данной итерации.

Обозначения рассчитываемых величин в сводных таблицах и задаваемые машиной вопросы по возможности приближены к

Таблица 7.1. **Условные обозначения величин и принятые сокращения, выводимые на экран дисплея**

Обозначение	Расшифровка
C, H, N, O, S, W, A	Содержание соответственно углерода, водорода, азота, кислорода, летучей серы, влаги, золы в рабочей массе твердого и жидкого топлива
CH4, C2H6, C3H8, C4H10, C5H12, CO2, CO	Содержание в газообразном топливе соответственно метана, этана, пропана, бутана, пентана, диоксида углерода, оксида углерода
VØ, VN, VH, VR	Теоретические объемы соответственно воздуха, азота, водяных паров и объем трехатомных газов
ПАР-ЛЬ	Пароперегреватель

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 7.1

Обозначение	Расшифровка
КОНВ. П.	Конвективная поверхность нагрева
ЭКОНОМ.	Водяной экономайзер
К-Т ИЗБ. ВОЗД.	Коэффициент избытка воздуха
ИЗБ. К-ВО	Избыточное количество воздуха
СР. К-Т ИЗБ. В.	Средний коэффициент избытка воздуха
ОБ. ВОД. ПАРОВ	Действительный объем водяных паров
ПОЛН. ОБ. ПР. СГ.	Суммарный действительный объем продуктов сгорания
ОБ. ДОЛЯ ТР. Г.	Объемная доля трехатомных газов
ОБ. ДОЛЯ ВОД. П.	Объемная доля водяных паров
СУМ. ОБ. ДОЛЯ	Суммарная объемная доля
Т. ПОСЛЕ П/Н	Температура после поверхности нагрева
IВ, IГ, I ИЗ., I	Энтальпия соответственно теоретического количества воздуха, теоретического объема продуктов сгорания, избыточного воздуха в нродуктах сгорания, действительного объема продуктов сгорания
QH	Низшая теплота сгорания рабочей массы топлива
Q4	Потеря теплоты от механической неполноты горения (q_4)
Q5НОМ	Потеря теплоты от наружного охлаждения при номинальной нагрузке ($q_{5\,ном}$)
Q3	Потеря теплоты от химической неполноты горения (q_3)
ЭНТ. КИП. ВОДЫ	Энтальпия кипящей воды при давлении в котле
ЭНТ. ПАРА	Энтальпия перегретого (при наличии пароперегревателя) или насыщенного (при отсутствии пароперегревателя) пара
ЭНТ. ПИТ. ВОДЫ	Энтальпия питательной воды
КОЭФ-Т СОХР. ТЕПЛОТЫ	Коэффициент сохранения теплоты
Q2	Потеря теплоты с уходящими газами (q_2)
УГЛ. КОЭФ-Т	Угловой коэффициент
К-Т ЗАГРЯЗНЕНИЯ	Коэффициент загрязнения топочных экранов
К-Т ОСЛ. КОКС. ЧАСТ.	Коэффициент ослабления лучей коксовыми частицами
КОЭФ-Т МС	Доля топочного объема, заполненная светящейся частью факела
ТЕМП. ПЕРЕД ПОСЛ. ИТЕРАЦИЕЙ	Температура продуктов сгорания перед последней итерацией
КОЭФ-Т ОСЛ. ЛУЧЕЙ ГАЗАМИ	Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами
КОЭФ-Т ОСЛ. САЖЕЙ	Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами
СТЕП. ЧЕРНОТЫ ГАЗОВ	Степень черноты несветящихся трехатомных газов
СТЕП. ЧЕРНОТЫ САЖИ	Степень черноты светящейся части факела
ПОВ-ТЬ НАГР.	Конвективная поверхность нагрева котла

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 7.1

Обозначение	Расшифровка
S1	Поперечный шаг труб
S2	Продольный шаг труб
ВВЕДИТЕ F	Площадь поперечного сечения для прохода продуктов сгорания
ЗАДАЙТЕСЬ ТЕМП.	Следует задаться двумя температурами продуктов сгорания после конвективной поверхности нагрева
QБ	Теплота, отданная продуктами сгорания
WГ	Скорость продуктов сгорания
АК	Коэффициент теплоотдачи конвекцией
S	Толщина излучающего слоя
АЛ	Коэффициент теплоотдачи излучением
К	Коэффициент теплопередачи
ДТ	Среднелогарифмическая разность температур
QТ	Теплота, воспринятая поверхностью нагрева
Т	Действительная температура продуктов сгорания после конвективной поверхности нагрева
%	Относительная погрешность определения температуры продуктов сгорания после конвективной поверхности нагрева
Н ТРУБЫ	Поверхность нагрева одной трубы водяного экономайзера
F ТРУБЫ	Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания одной трубы экономайзера
Т″ЭК.	Температура воды после водяного экономайзера
Н ЭК.	Поверхность нагрева водяного экономайзера
К ЭК.	Коэффициент теплопередачи в водяном экономайзере
НЕВЯЗКА	Погрешность расчета, %
N ТРУБ	Число труб в ряду водяного экономайзера
N РЯДОВ	Число рядов труб в водяном экономайзере
F ПАРА	Площадь живого сечения для прохода пара в пароперегревателе
V ПАРА	Средний удельный объем пара
Т ПЕРЕГР. ПАРА	Температура перегретого пара
Т″	Температура продуктов сгорания после пароперегревателя
Q ПЕ	Тепловосприятие пароперегревателя
Н П/П	Необходимая площадь поверхности нагрева пароперегревателя для получения заданной температуры перегрева пара

обозначениям, принятым в учебном пособии. Однако для экономии памяти машины в ряде вопросов и в таблицах результатов расчета используются сокращения. Расшифровка сокращений, понимание которых может вызвать затруднения, приведена в табл. 7.1.

7.3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА КОТЛОАГРЕГАТОВ

Для лучшего понимания методики расчета и тестирования программы теплового расчета котла ниже приведены распечатки расчета котлов на ЭВМ, выполненные по этой программе.

Все исходные данные, необходимые для расчета, и принятые в расчете значения отдельных параметров указаны в распечатке.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Поверочный расчет котла ДЕ-16-14, вырабатывающего сухой насыщенный пар при сжигании малосернистого мазута

```
ЕСТЬ ЛИ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬ(1-ДА,0-НЕТ):0
ГАЗ(0),УГОЛЬ(1) ИЛИ МАЗУТ(2):2
C:84.65
S:0.3
W:3
A:0.05
H:11.7
N:0
O:0.3
АЛЬФА:1.1
ПРИСОСЫ:0
ПРИСОСЫ:0.05
ПРИСОСЫ:0.2
```

ОБ'ЕМЫ ГАЗОВ И ВОЗДУХА

ВЕЛИЧИНА	ТЕОР.ОБ'ЕМЫ: V0= 10.63 VN= 8.39 VR= 1.58 VH= 1.51		
	ТОПКА	КОНВ.П	ЭКОНОМ.
К-Т ИЗБ. ВОЗД.	1.10	1.15	1.35
СР.К-Т ИЗБ.В.	1.10	1.13	1.25
ИЗБ.К-ВО ВОЗД.	1.06	1.33	2.66
ОБ.ВОД.ПАРОВ	1.52	1.53	1.55
ПОЛН.ОБ.ПР.СГ	12.56	12.83	14.18
ОБ.ДОЛЯ ТР.Г	0.126	0.123	0.112
ОБ.ДОЛЯ ВОД.П.	0.121	0.119	0.109
СУМ.ОБ.ДОЛЯ	0.247	0.242	0.221

Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru

ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА И ГАЗОВ

ПОВ.НАГРЕВА	Т ПОСЛЕ П/Н	IВ	IГ	IИЗ	I
ТОПКА	2000	32668	38838	3267	42104
	1900	30883	36600	3088	39688
	1800	29098	34395	2910	37305
	1700	27358	32217	2736	34953
	1600	25617	30064	2562	32626
	1500	23876	27945	2388	30332
ВЕРХ ТОПКИ	1500	23876	27945	2388	30332
	1400	22136	25851	2214	28065
	1300	20395	23783	2040	25823
	1200	18700	21749	1870	23619
	1100	17004	19740	1700	21441
	1000	15308	17764	1531	19295
	900	13656	15821	1366	17187
КОНВ.П.	700	10443	12033	1566	13600
	600	8845	10188	1327	11515
	500	7293	8390	1094	9484
	400	5775	6620	866	7486
	300	4293	4894	644	5538
	200	2838	3212	426	3638
ЭКОНОМ.	500	7293	8390	2552	10942
	400	5775	6620	2021	8641
	300	4293	4894	1503	6396
	200	2838	3212	993	4206
	100	1410	1579	494	2073

Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

QH:40280
ТЕМПЕР. МАЗУТА(ДЛЯ ГАЗА,УГЛЯ ВВЕСТИ 0):100
Т УХОДЯЩИХ ГАЗОВ:160
НОМИН. ПРОИЗВ. КОТЛА D :4.44
РАСЧ. ПРОИЗВ.:4.44
Q5 НОМ.:1.5
Q3:0.5
ЭНТ. КИП. ВОДЫ:830
ЭНТ. ПАРА:2788
ЭНТ. ПИТ. ВОДЫ:420
% ПРОДУВКИ:3

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС

ВЕЛИЧИНА	ЕДИНИЦА	ЗНАЧЕНИЕ
РАСПОЛАГ. ТЕПЛОТА	КДЖ/КГ	40479
ТЕМП. УХ. ГАЗОВ	ГР.С	160
ПОТЕРЯ ТЕПЛА С УХОД. ГАЗ.	%	6.87
К.П.Д. КОТЛА БРУТТО	%	91.13
РАСХОД ТОПЛИВА	КГ/С	0.287
КОЭФ-Т СОХР. ТЕПЛОТЫ	-	0.98

ПОВ-ТЬ СТЕН ТОПКИ:51.84
ОБ'ЕМ ТОПКИ:22.5
УГЛ. КОЭФ-Т:1
ПАРАМЕТР М:0.48
ЗАДАЙТЕСЬ ТЕМП. НА ВЫХ. ТОПКИ:1000
КОЭФ-Т MF:0.55
TN= 1046

Электронная библиотека http://igv.khstu.ru/

РАСЧЕТ ТОПКИ

РАССЧИТЫВ. ВЕЛИЧИНА	РЕЗУЛЬТАТ
ТЕМП.ПЕРЕД ПОСЛ.ИТЕРАЦИЕЙ	1046
ПОЛЕЗН. ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЕ	40742
СРЕДН. КОЭФ-Т ТЕПЛ. ЭФФЕКТ.	0.55
ЭФФЕКТ. ТОЛЩ. ИЗЛУЧ. СЛОЯ	1.56
КОЭФ-Т ОСЛ. ЛУЧЕЙ ГАЗАМИ	7.52
КОЭФ-Т ОСЛ. ЛУЧЕЙ САЖЕЙ	3.15
СТЕП. ЧЕРНОТЫ ГАЗОВ	0.252
СТЕП. ЧЕРНОТЫ САЖИ	0.543
СТЕП. ЧЕРНОТЫ ФАКЕЛА	0.412
СТЕП. ЧЕРНОТЫ ТОПКИ	0.560
ДЕЙСТВ. ТЕМП. НА ВЫХ. ТОПКИ	1093

ТЕМП. КИПЯЩЕЙ ВОДЫ:195
К-Т ТЕПЛ. ЭФФЕКТ.:0.6
ДИАМЕТР ТРУБ:0.051
ПОВ-ТЬ НАГР. Н:156
S1:0.11
S2:0.11
F ГАЗА:0.713
ЗАДАЙТЕСЬ ТЕМП.:200
ЗАДАЙТЕСЬ ТЕМП.:400
X1 344
X1 332
X1 329

РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНОЙ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

QБ	13967.4
WГ	18.59
AK	100.67
S	0.23
AЛ	6.19
K	64.12
DT	402.04
QT	14035.5
T	329
%	0.4874

F ТРУБЫ:0.184
Н ТРУБЫ:4.49

РАСЧЕТ ЭКОНОМАЙЗЕРА

T''ЭК	142.1
WГ	8.38
Н ЭК	303.2
К ЭК	23.64
DT	111.6
НЕВЯЗКА	0.00
N ТРУБ	5
N РЯДОВ	13.5

Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

Поверочный тепловой расчет котла ДЕ-10-14, вырабатывающего перегретый пар температурой 300 °С при сжигании природного газа на газопроводе Серпухов—Ленинград

ЕСТЬ ЛИ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬ(1-ДА,0-НЕТ):1
ГАЗ(0),УГОЛЬ(1) ИЛИ МАЗУТ(2):0
CH4:89.7
C2H6:5.2
C3H8:1.7
C4H10:0.5
C5H12:0.1
CO2:0.1
CO:0
H:0
N:2.7
O:0

АЛЬФА:1.1
ПРИСОСЫ:0
ПРИСОСЫ:0.03
ПРИСОСЫ:0.15
ПРИСОСЫ:0.2

ОБ'ЕМЫ ГАЗОВ И ВОЗДУХА

ВЕЛИЧИНА	ТЕОР.ОБ'ЕМЫ: V0= 10.00 VN= 7.93 VR= 1.08 VH= 2.21 ТОПКА	ПАР-ЛЬ	КОНВ.П	ЭКОНОМ.
К-Т ИЗБ. ВОЗД.	1.10	1.13	1.28	1.48
СР.К-Т ИЗБ.В.	1.10	1.12	1.21	1.38
ИЗБ.К-ВО ВОЗД.	1.00	1.15	2.05	3.80
ОБ.ВОД.ПАРОВ	2.23	2.23	2.24	2.27
ПОЛН.ОБ.ПР.СГ	12.23	12.39	13.30	15.08
ОБ.ДОЛЯ ТР.Г	0.088	0.087	0.081	0.071
ОБ.ДОЛЯ ВОД.П.	0.182	0.180	0.169	0.151
СУМ.ОБ.ДОЛЯ	0.270	0.267	0.250	0.222

Электронная библиотека http://lgy.kbstu.ru/

ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА И ГАЗОВ

ПОВ.НАГРЕВА	Т ПОСЛЕ П/Н	IВ	IГ	IИЗ	I
ТОПКА	2000	30754	37768	3075	40843
	1900	29073	35576	2907	38483
	1800	27393	33416	2739	36156
	1700	25754	31286	2575	33861
	1600	24116	29183	2412	31595
	1500	22477	27114	2248	29362
ВЕРХ ТОПКИ	1500	22477	27114	2248	29362
	1400	20839	25074	2084	27158
	1300	19200	23062	1920	24982
	1200	17604	21084	1760	22844
	1100	16007	19133	1601	20734
	1000	14411	17216	1441	18658
	900	12856	15333	1286	16618
ПАРОПЕРЕГР.	900	12856	15333	1671	17004
	800	11344	13482	1475	14957
	700	9831	11664	1278	12942
	600	8327	9880	1082	10962
КОНВ.П.	700	9831	11664	2753	14417
	600	8327	9880	2331	12211
	500	6865	8138	1922	10060
	400	5437	6426	1522	7948
	300	4041	4755	1132	5886
	200	2672	3125	748	3873

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

*ЭКОНОМ.	*	500	*	6865*	8138*	3295*	11433*
*	*	400	*	5437*	6426*	2610*	9075*
*	*	300	*	4041*	4755*	1940*	6694*
*	*	200	*	2672*	3125*	1282*	4407*
*	*	100	*	1327*	1539*	637*	2176*

QH:37430
ТЕМПЕР. МАЗУТА(ДЛЯ ГАЗА,УГЛЯ ВВЕСТИ 0):0
Т УХОДЯЩИХ ГАЗОВ:130
НОМИН. ПРОИЗВ. КОТЛА D :2.78
РАСЧ. ПРОИЗВ.:2.78
Q5 НОМ.:1.7
Q3:0.5
ЭНТ. КИП. ВОДЫ:830
ЭНТ. ПАРА:3049
ЭНТ. ПИТ. ВОДЫ:420
% ПРОДУВКИ:3

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС

* ВЕЛИЧИНА	*	ЕДИНИЦА	*	ЗНАЧЕНИЕ	*
*РАСПОЛАГ. ТЕПЛОТА	*	КДЖ/КГ	*	37430	*
*ТЕМП. УХ. ГАЗОВ	*	ГР.С	*	130	*
*ПОТЕРЯ ТЕПЛА С УХОД. ГАЗ.	*	%	*	6.03	*
*К.П.Д. КОТЛА БРУТТО	*	%	*	91.77	*
*РАСХОД ТОПЛИВА	*	КГ/С	*	0.214	*
*КОЭФ-Т СОХР. ТЕПЛОТЫ	*	-	*	0.98	*

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

```
ПОВ-ТЬ СТЕН ТОПКИ:41.47
ОБ'ЕМ ТОПКИ:17.14
УГЛ. КОЭФ-Т:0.95
ПАРАМЕТР М:0.48
ЗАДАЙТЕСЬ ТЕМП. НА ВЫХ. ТОПКИ:1000
КОЭФ-Т МГ:0.1
TN=  1052
TN=  1082
```

РАСЧЕТ ТОПКИ

РАССЧИТЫВ. ВЕЛИЧИНА	РЕЗУЛЬТАТ
ТЕМП.ПЕРЕД ПОСЛ.ИТЕРАЦИЕЙ	1082
ПОЛЕЗН. ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЕ	37681
СРЕДН. КОЭФ-Т ТЕПЛ. ЭФФЕКТ.	0.62
ЭФФЕКТ. ТОЛЩ. ИЗЛУЧ. СЛОЯ	1.49
КОЭФ-Т ОСЛ. ЛУЧЕЙ ГАЗАМИ	7.93
КОЭФ-Т ОСЛ. ЛУЧЕЙ САЖЕЙ	1.35
СТЕП. ЧЕРНОТЫ ГАЗОВ	0.273
СТЕП. ЧЕРНОТЫ САЖИ	0.406
СТЕП. ЧЕРНОТЫ ФАКЕЛА	0.286
СТЕП. ЧЕРНОТЫ ТОПКИ	0.394
ДЕЙСТВ. ТЕМП. НА ВЫХ. ТОПКИ	1117

```
ТЕМП. КИПЯЩЕЙ ВОДЫ:195
К-Т ТЕПЛ. ЭФФЕКТ.:0.85
ВВЕДИТЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ
ДИАМЕТР ТРУБ:0.032
S1:0.1
S2:0.1
F ГАЗА:0.41
F ПАРА:0.08
ЭНТ. НАСЫЩ. ПАРА:2790
V ПАРА:0.161
T ПЕРЕГР. ПАРА:300
```

РАСЧЕТ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Q ПЕ	3368
T	896
H П/П	11.9

```
ДИАМЕТР ТРУБ:0.051
ПОВ-ТЬ НАГР. Н:117.69
S1:0.11
S2:0.11
F ГАЗА:0.41
ЗАДАЙТЕСЬ ТЕМП.:200
ЗАДАЙТЕСЬ ТЕМП.:400
X1  253.2
X1  236.4
X1  232.5
X1  231.4
```


Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНОЙ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

QБ	12257.6
WГ	21.26
AK	112.23
S	0.23
AЛ	4.82
K	99.49
DT	224.71
QT	12308.5
T	231
%	0.4152

F ТРУБЫ: 0.152
H ТРУБЫ: 3.72

РАСЧЕТ ЭКОНОМАЙЗЕРА

T''ЭК	130.7
WГ	8.81
H ЭК	256.2
K ЭК	24.43
DT	58.2
НЕВЯЗКА	0.07
N ТРУБ	4
N РЯДОВ	17.2

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

Поверочный расчет котла КЕ-10-14, вырабатывающего перегретый пар температурой 300 °С при сжигании бурого рядового угля Челябинского месторождения

```
ЕСТЬ ЛИ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬ(1-ДА,0-НЕТ):1
ГАЗ(0),УГОЛЬ(1) ИЛИ МАЗУТ(2):1
C:37.3
S:1
W:18
A:29.5
H:2.8
N:0.9
O:10.5
```

```
АЛЬФА:1.4
ПРИСОСЫ:0
ПРИСОСЫ:0.03
ПРИСОСЫ:0.15
ПРИСОСЫ:0.2
```

ОБ ЕМЫ ГАЗОВ И ВОЗДУХА

ВЕЛИЧИНА	ТЕОР.ОБ'ЕМЫ: V0= 3.74 VN= 2.96 VR= 0.70 VH= 0.59			
	ТОПКА	ПАР-ЛЬ	КОНВ.П	ЭКОНОМ.
К-Т ИЗБ. ВОЗД.	1.40	1.43	1.58	1.78
СР.К-Т ИЗБ.В.	1.40	1.42	1.51	1.68
ИЗБ.К-ВО ВОЗД.	1.50	1.55	1.89	2.54
ОБ.ВОД.ПАРОВ	0.62	0.62	0.62	0.64
ПОЛН.ОБ.ПР.СГ	5.78	5.84	6.18	6.95
ОБ.ДОЛЯ ТР.Г	0.122	0.120	0.114	0.103
ОБ.ДОЛЯ ВОД.П.	0.107	0.106	0.101	0.093
СУМ.ОБ.ДОЛЯ	0.229	0.226	0.215	0.195

Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА И ГАЗОВ

ПОВ.НАГРЕВА	Т ПОСЛЕ П/Н	IВ	IГ	IИЗ	I
ТОПКА	2000	11503	14658	4601	19259
	1900	10875	13814	4350	18163
	1800	10246	12981	4098	17080
	1700	9633	12159	3853	16012
	1600	9020	11346	3608	14954
	1500	8408	10545	3363	13908
ВЕРХ ТОПКИ	1500	8408	10545	3363	13908
	1400	7795	9754	3118	12872
	1300	7182	8973	2873	11846
	1200	6585	8204	2634	10838
	1100	5987	7445	2395	9839
	1000	5390	6698	2156	8854
	900	4809	5963	1924	7887
ПАРОПЕРЕГР.	900	4809	5963	2068	8031
	800	4243	5241	1825	7066
	700	3677	4532	1581	6113
	600	3115	3835	1339	5174
КОНВ.П.	700	3677	4532	2133	6664
	600	3115	3835	1806	5641
	500	2568	3156	1489	4645
	400	2034	2488	1179	3667
	300	1512	1837	877	2714
	200	999	1205	580	1784

Электронная библиотека http://gyv.khstu.ru/

```
*************************************************************
*ЭКОНОМ.     *       500   *    2568*    3156*    2003*    5159*
*            *       400   *    2034*    2488*    1586*    4074*
*            *       300   *    1512*    1837*    1179*    3017*
*            *       200   *     999*    1205*     780*    1984*
*            *       100   *     497*     591*     387*     979*
*************************************************************

QH:13940
ТЕМПЕР. МАЗУТА(ДЛЯ ГАЗА,УГЛЯ ВВЕСТИ 0):0
Q4:5.5
Т УХОДЯЩИХ ГАЗОВ:150
НОМИН. ПРОИЗВ. КОТЛА D :2.78
РАСЧ. ПРОИЗВ.:2.78
Q5 НОМ.:1.7
Q3:0.5
ЭНТ. КИП. ВОДЫ:830
ЭНТ. ПАРА:3049
ЭНТ. ПИТ. ВОДЫ:420
% ПРОДУВКИ:3
                        ТЕПЛОВОЙ  БАЛАНС
*************************************************************
*   ВЕЛИЧИНА                *     ЕДИНИЦА    *   ЗНАЧЕНИЕ   *
*************************************************************
*РАСПОЛАГ. ТЕПЛОТА          *    КДЖ/КГ      *      13940   *
*ТЕМП. УХ. ГАЗОВ            *    ГР.С        *        150   *
*ПОТЕРЯ ТЕПЛА С УХОД. ГАЗ.* *      %         *       8.25   *
*К.П.Д. КОТЛА БРУТТО        *      %         *      84.05   *
*РАСХОД ТОПЛИВА             *      КГ/С      *      0.592   *
*КОЭФ-Т СОХР. ТЕПЛОТЫ       *       -        *       0.98   *
*************************************************************
```


Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

```
ПОВ-ТЬ СТЕН ТОПКИ:57.3
ОБ'ЕМ ТОПКИ:22.6
УГЛ. КОЭФ-Т:0.9
К-Т ЗАГРЯЗНЕНИЯ:0.45
ПАРАМЕТР М:0.52
ЗАДАЙТЕСЬ ТЕМП. НА ВЫХ. ТОПКИ:1000
К-Т ОСЛ. КОКС.ЧАСТИЦ(ДЛЯ СЛОЕВОЙ=0.15;КАМЕРНОЙ=0.5):0.15
ПЛОЩАДЬ РЕШЕТКИ(ДЛЯ КАМЕРН.=0):15.6
```

РАСЧЕТ ТОПКИ

РАССЧИТЫВ. ВЕЛИЧИНА	РЕЗУЛЬТАТ
ТЕМП.ПЕРЕД ПОСЛ.ИТЕРАЦИЕЙ	1000
ПОЛЕЗН. ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЕ	14075
СРЕДН. КОЭФ-Т ТЕПЛ. ЭФФЕКТ.	0.41
ЭФФЕКТ. ТОЛЩ. ИЗЛУЧ. СЛОЯ	1.42
КОЭФ-Т ОСЛ. ЛУЧЕЙ ГАЗАМИ	8.31
СТЕП. ЧЕРНОТЫ ГАЗОВ	0.236
СТЕП. ЧЕРНОТЫ ТОПКИ	0.433
ДЕЙСТВ. ТЕМП. НА ВЫХ. ТОПКИ	1032

```
ТЕМП. КИПЯЩЕЙ ВОДЫ:195
К-Т ТЕПЛ. ЭФФЕКТ.:0.65
ВВЕДИТЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ
ДИАМЕТР ТРУБ:0.032
S1:0.1
S2:0.1
F ГАЗА:0.41
F ПАРА:0.08
ЭНТ. НАСЫЩ. ПАРА:2790
V ПАРА:0.161
Т ПЕРЕГР. ПАРА:300
```

РАСЧЕТ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Q ПЕ	1216
Т	856
Н П/П	15.8

Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

```
ДИАМЕТР ТРУБ:0.051
ПОВ-ТЬ НАГР. Н:213.9
S1:0.09
S2:0.11
F ГАЗА:1.15
ЗАДАЙТЕСЬ ТЕМП.:200
ЗАДАЙТЕСЬ ТЕМП.:400
X1  308.8
X1  293.8
X1  290.3
X1  289.3
```

РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНОЙ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

QБ	4918.7
WГ	9.86
AK	68.03
S	0.18
АЛ	4.06
K	46.86
DT	291.20
QT	4928.4
T	289
%	0.1977

```
F ТРУБЫ:0.152
H ТРУБЫ:3.72
```

РАСЧЕТ ЭКОНОМАЙЗЕРА

T''Эк	156.5
WГ	8.02
H Эк	346.7
F Эк	23.00
DT	84.5
НЕВЯЗКА	0.07
N ТРУБ	6
N РЯДОВ	15.5

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Часть вторая

ДИПЛОМНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Глава восьмая

ОРГАНИЗАЦИЯ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

8.1. ТЕМАТИКА ДИПЛОМНЫХ ПРОЕКТОВ

Основной задачей при выполнении дипломного проекта является обобщение знаний, полученных учащимися при изучении профилирующих предметов и выполнении курсовых проектов, а также навыков, приобретенных в период производственной практики. Тема дипломного проекта должна отличаться от темы курсового проекта по котельным установкам, но методику расчета, графические навыки учащихся, полученные при курсовом проектировании, следует использовать при разработке тематики дипломных проектов.

Темами дипломного проекта могут быть:

проект производственной котельной для обеспечения теплотой технологических потребителей;

проект отопительной котельной для обеспечения теплотой систем отопления, вентиляции и для горячего водоснабжения коммунальных и бытовых потребителей;

проект производственно-отопительной котельной для обеспечения теплотой технологических потребителей и жилищно-коммунального сектора;

проект расширения существующей котельной или ее реконструкции с заменой отдельных котлоагрегатов;

проект утилизации теплоты продуктов сгорания с установкой котлов-утилизаторов;

разработка новых типов паровых или водогрейных котлов, а также реконструкция котлов, установленных на предприятии, с целью повышения их производительности и экономичности.

Кроме указанных традиционных тем, для дипломного проектирования рекомендуются в качестве примера нижеперечисленные исследовательские, наладочные и эксплуатационные темы:

стендовые исследования процесса воспламенения и горения различных топлив;

стендовые исследования процесса теплообмена в конвективных поверхностях нагрева котла;

наладочные испытания котлоагрегата и его вспомогательного оборудования;

обследование котельной с целью разработки рекомендаций по повышению надежности и экономичности работы оборудования.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Разработка указанных тем возможна в исследовательских институтах, наладочных организациях, а также при проведении экспериментально-конструкторских работ под руководством преподавателей техникума.

При подборе тем для дипломного проектирования желательно выбирать такие, которые имеют практическое значение, т. е. будут предприятиями охотно внедряться. Дипломное проектирование также может быть использовано для укрепления материальной базы техникума при выполнении учащимися, вместо чертежей, макетов оборудования, тренажеров, лабораторных стендов и т. д.

Независимо от темы дипломного проекта в каждом задании на дипломное проектирование должны быть вопросы по защите окружающей среды, охране труда, технике безопасности и организации производства.

При подборе тем дипломного проектирования следует использовать типовые проекты, новые разработки проектных и исследовательских институтов. Тема дипломного проекта должна быть увязана с преддипломной практикой. К разработке тематики дипломных проектов следует привлекать опытных специалистов предприятий, проектных и исследовательских институтов, преподавателей профилирующих дисциплин техникума.

8.2. ОБЪЕМ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Дипломный проект должен состоять из пояснительной записки с необходимыми расчетами и обоснованием принятых решений, а также компоновочных чертежей или макетов оборудования. В качестве примера ниже приводится объем дипломного проекта для одной традиционной темы и одной темы по наладке котельной установки.

Тема дипломного проекта: «Реконструкция производственной котельной с тремя котлами типа ДКВР-10-14 в связи с переводом на сжигание природного газа и повышением паропроизводительности котельной до 39 т/ч». В пояснительной записке должны быть рассмотрены следующие вопросы:

описание и основные технические характеристики существующей котельной при сжигании бурого угля;

поверочный тепловой расчет одного из котлов при сжигании природного газа и разработка рекомендаций по реконструкции водяного экономайзера;

выбор и расчет газогорелочных устройств;

поверочный расчет газового и воздушного тракта с разработкой мероприятий, обеспечивающих снижение расхода электроэнергии на привод тягодутьевых устройств;

поверочный расчет существующей тепловой схемы в связи с увеличением паропроизводительности котельной;

разработка объема монтажных работ и последовательности их без остановки котельной;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

расчет рассеивания вредных примесей, содержащихся в продуктах сгорания, и определение минимальной высоты дымовой трубы;

разработка инструкции по пуску и остановке котла при сжигании газа;

определение срока окупаемости реконструкции котельной.

Графическая часть проекта должна содержать следующие чертежи: листы 1, 2, 3 — чертежи компоновки оборудования котельного цеха; лист 4 — аксонометрическая схема газопроводов в пределах котельной; лист 5 — общий вид газовой горелки.

Для выполнения дипломного проекта по указанной теме должны быть выданы следующие исходные данные: состав газа, который будет получать котельная, или его месторождение, вид и состав резервного топлива, чертежи компоновки оборудования существующей котельной, технические характеристики всего установленного вспомогательного оборудования, чертежи газового и воздушного тракта котельной, установочный чертеж котлоагрегата и водяного экономайзера.

Тема дипломного проекта: «Наладочные испытания котлоагрегата типа ДЕ-16-14 с разработкой мероприятий по повышению экономичности его работы».

В пояснительной записке должны быть рассмотрены следующие вопросы:

цель и программа испытаний;

краткое описание котлоагрегата и режима его эксплуатации по показаниям эксплуатационных средств измерения;

методика измерений и расчетов;

описание и результаты предварительных опытов;

описание и результаты основных опытов;

обработка результатов испытаний и составление сводных таблиц;

анализ результатов испытаний;

выводы и рекомендации по повышению экономичности работы котлоагрегата;

разработка режимной карты для обслуживающего персонала;

организация работ при наладочных испытаниях;

правила техники безопасности при испытаниях;

составление сметы на наладочные работы и расчет срока окупаемости затрат на наладочные работы.

Графическая часть проекта должна включать в себя следующие чертежи: лист 1 — компоновка котлоагрегата и его вспомогательного оборудования; лист 2 — схема расстановки средств измерения при испытании; лист 3 — результаты предварительных опытов; лист 4 — графики, характеризующие экономичность работы котла в зависимости от нагрузки.

Для выполнения дипломного проекта по указанной теме должны иметься следующие исходные данные: чертежи компоновки

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

котлоагрегата, диаграммы записывающих расход пара расходомеров, суточные ведомости работы оборудования, журнал ремонта оборудования и вахтенный журнал.

8.3. ОФОРМЛЕНИЕ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА

Пояснительная записка дипломного проекта оформляется в соответствии с требованиями, указанными в § 1.3. В дополнение к этим требованиям необходимо соблюдать следующие. Условные обозначения теплотехнических, химических и других величин должны быть одинаковыми во всех разделах записки. Расшифровка обозначений символов и численных коэффициентов, входящих в формулу, должна быть приведена непосредственно под формулой. Первая строка расшифровки должна начинаться со слова «где» без какого-либо знака препинания после него. При использовании дипломником справочных материалов, нормативных методов расчета, СНиП, прейскурантов, литературных данных и других материалов необходимо делать ссылки на использованную литературу. Приводить полное название использованной справочной и технической литературы в записке не обязательно, достаточно в квадратных скобках указать порядковый номер книги, под которым в конце записки она помещена в перечне использованной литературы.

Если в тексте в пределах одной фразы приводится ряд численных значений физической величины, единица указывается только после последнего числа, например 10, 20, 30, 40 мм.

Листы пояснительной записки нумеруют, начиная с титульного листа. На второй странице приводится задание на дипломное проектирование, и далее идут листы записки в порядке, указанном в оглавлении. В конце записки помещается перечень использованной литературы.

Графическая часть проекта должна выполняться в соответствии с требованиями ЕСПДС (Единая система проектной документации в строительстве). Каждый лист графической части проекта должен иметь угловой штамп с указанием номера листа и общего числа листов, входящих в проект.

При выполнении тепловых схем котельных следует соблюдать индексы инженерных сетей, приведенные в табл. 8.1, и условные обозначения трубопроводов и арматуры, приведенные в табл. 8.2. и 8.3.

Таблица 8.1. **Индексы инженерных сетей**

Наименование	Условное обозначение
Паропровод:	
при давлении свыше 13 кгм/см²	Т 99
» » до 13 »	Т 97
» » » 0,5 »	Т 98
» » » 1 »	Т 97

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 8.1

Наименование	Условное обозначение
» » » 2 »	Т 96
» » » 3 »	Т 95
» » » 4 »	Т 94
» » » 5 »	Т 93
» » » 6 »	Т 92
» » » 7 »	Т 91
Конденсатопровод:	
общего назначения	Т 8
самотечный условно чистый	Т 82
самотечный чистый	Т 81
напорный	Т 8Н
Трубопроводы общего назначения	
Водопровод хозяйственно-питьевой	В 1
» производственный	В 3
» оборотной воды подающий	В 4
» » » обратный	В 5
» умягченной воды	В 6
Трубопровод Na-катионитовой воды 1-й ступени	В 21
» » » 2-й ступени	В 22
» Н-катионитовой воды	В 23
» при «голодной» регенерации	В 24
» декарбонизированной воды	В 25
» аммоний-катионитовой воды	В 26
» хлор-ионированной воды	В 27
» промывочной воды для фильтров	В 28
» питательной воды на всас насосов	В 29
» » » напорной	В 29Н
» подпиточной воды	В 30
» периодической продувки котлов	В 31
» непрерывной » »	В 32
Канализация производственная, общее обозначение	КЗ
Канализация напорная	КЗН
Трубопровод сливов и дренажей	К13
» атмосферный	А0
» выпара деаэратора и подогревателей	Е0
Канализация вод щелочных (слив и др.)	К9
Трубопровод крепкого раствора соли	М1
» регенерационного раствора соли	М2
» крепкого раствора сульфата аммония	М3
» регенерационного раствора сульфата аммония	М4
» крепкой серной кислоты	М5
» регенерационного раствора серной кислоты	М6
» раствора нитрата	М7
Трубопровод гидроперегрузки	М8
Теплопроводы по ГОСТ 21.106—78	
Трубопровод горячей воды для отопления и вентиляции подающий	Т 1
То же, обратный	Т 2

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 8.1

Наименование	Условное обозначение
Трубопровод горячей воды для ГВС подающий	Т 3
То же, циркуляционный	Т 4
Трубопровод горячей воды для технологических процессов подающий	Т 5
То же, обратный	Т 6
Трубопровод горячей воды для кондиционирования воздуха подающий	Т 15
То же, обратный	Т 25
Трубопроводы газа горючего (природного)	
Проектируемые сети	
Трубопровод горючего газа низкого давления до 0,05 кгс/см²	Р1
То же среднего давления более 0,05 до 3 кгс/см²	Р2
То же высокого давления более 3 до 6 кгс/см²	Р3
» » » более 6 до 12 кгс/см²	Р4
Трубопровод горючего газа продувочный	Р5
То же безопасности	Р6
» импульсный	Р7
Трубопровод горючего газа низкого давления до 0,05 кгс/см² разбираемый	Р8
То же, среднего давления более 0,05 до 3 кгс/см²	Р9
» » » более 3 до 6 кгс/см²	Р10
» » » более 6 до 12 кгс/см²	Р12
Трубопровод кислорода	Р13
» ацетилена	Р14
Существующие сети	
Трубопровод горючего газа низкого давления до 0,05 кгс/см²	Р11
То же среднего давления более 0,05 до 3 кгс/см²	Р21
» высокого давления более 3 до 6 кгс/см²	Р31
» » » более 6 до 12 кгс/см²	Р41
Трубопровод продувочный	Р51
» безопасности	Р61
Воздухопровод	
воздуха неосушенного, давлением до 1 кгс/см²	А1
» » » » 2 »	А11
» » » » 3 »	А12
» » » » 4 »	А13
» » » » 5 »	А14
» » » » 6 »	А15
» » » » 7 »	А16
» » » » 8 »	А17
дренажа, продувки	А18

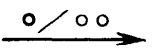
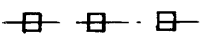
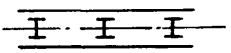
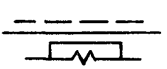
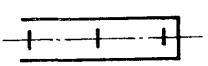
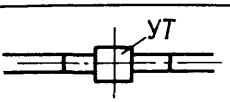
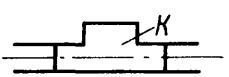
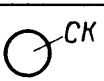
Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 8.1

Нанменование	Условное обозначение
пусковой	А19
воздуха давлением ниже атмосферного (вакуум-провод)	А3
воздуха осушенного, давлением до 1 кгс/см²	А2
» » » » 2 »	А21
» » » » 3 »	А22
» » » » 4 »	А23
» » » » 5 »	А24
» » » » 6 »	А25
» » » » 7 »	А26
» » » » 8 »	А27
дренажа, продувки	А28
Технологический трубопровод	
мазута подающий	Н1
» обратный	Н2
» дренажный и сливной	Н3
присадок к мазуту	Н4
дренажа и слива присадок	Н5
уайт-спирита	Н6
спирта	Н7
дизельного топлива подающий	Н8
» » обратный	Н9
бензина	Н10
керосина	Н11
масла компрессорного	Н12
» машинного	Н13
» (гидравлическая система ВД) подающий	Н14
» » » » сливной	Н15
соляной кислоты	М9
уксусной »	М10
перекиси водорода	М11
едкого натра	М12
глазури для фарфора	М14
» » фаянса	М15
фарфоровой суспензии	М16
фаянсовой »	М17
литейного шликера	М18
раствора пасты ОП-10	М19
электролита	М20
дистиллированной воды	М21
Трубопровод сжиженного газа	
жидкой фазы давлением до 6 кгс/см²	Н14
» » » более 6 до 10 кгс/см²	Н15
» » » более 10 до 16 кгс/см²	Н16
слива сжиженного газа	Н17
паровой фазы низкого давления до 0,05 кгс/см²	Р15
среднего давления более 0,05 до 3 кгс/см²	Р22
высокого давления более 3 до 6 кгс/см²	Р32
» » более 6 до 12 кгс/см²	Р42
безопасности	Р62
импульсный	Р71

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 8.1

Наименование	Условное обозначение
Уклон трубопроводов	
Эстакада для прокладки инженерных сетей	
Канал проходной	
Инженерная сеть надземная на высоких опорах	
» » надземная на низких столбиках	
» » , прокладываемая по покрытию здания	
Инженерная сеть бесканальной прокладки	
» » , прокладываемая по стенке здания	
Канал крытый непроходной для прокладки инженерных сетей	
Узел ответвления трубопроводов	
Установка компенсатора (план)	
Колодец сбросной	

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 8.1

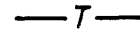
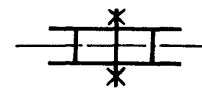
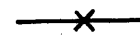
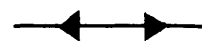
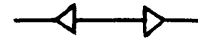
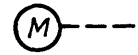
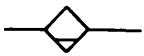
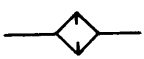
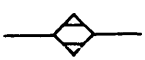
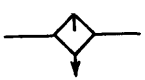
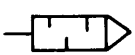
Наименование	Условное обозначение
Компенсатор (схема)	
Дренажный или воздушный узел	
Существующая теплотрасса	
Неподвижная опора в канале	
Неподвижная опора на трубопроводе	

Таблица 8.2. **Условные обозначения трубопроводов и их элементов на схемах**

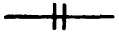
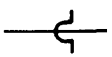
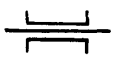
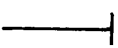
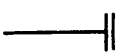
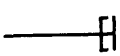
Наименование	Обозначение	ГОСТ
Поток жидкости: в одном направлении		2.721—74
в обоих направлениях		
Поток воздуха, пара, газа: в одном направлении		
в обоих направлениях		
Привод электромашинный		

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 8.2

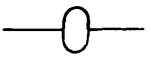
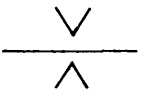
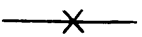
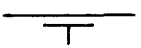
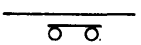
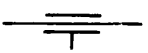
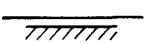
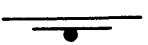
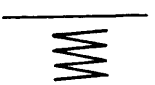
Наименование	Обозначение	ГОСТ
Маслораспылитель		
Масловлагопоглотитель		
Конденсатоотводчик		
Бак под атмосферным давлением		
Бак с давлением выше атмосферного		
Бак с давлением ниже атмосферного		2.780—68
Охладитель жидкости проб, дренажа, воздуха		
Фильтр для жидкости или воздуха		
Осушитель воздуха химическим способом (УОВ)		
Сепаратор (барбатер)		
Глушитель		
Заборник воздуха из атмосферы		

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Наименование	Обозначение	ГОСТ
Заливная горловина, воронка		2.780—68
Воздухосборник		
Охладитель с впрыском (ОУ)		
Соединение фланцевое		2.784—70*
Трубопровод		
Соединительные трубопроводы		
Перекрещивание трубопроводов (без соединения)		
Трубопровод в футляре		
Конец трубопровода с заглушкой (общее обозначение)		
То же фланцевый		
То же резьбовой		
Переход (общее обозначение)		
Переход фланцевый		

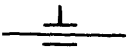
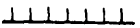
Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 8.2

Наименование	Обозначение	ГОСТ
Компенсатор П-образный		
Компенсатор линзовый		
Компенсатор телескопический (сальниковый)		
Шланг гибкий		
Выпуск воздуха в атмосферу		
Устройство расходомерное (диафрагма)		2.784—70*
Опора неподвижная		
Опора подвижная (общее обозначение)		
Опора шариковая		
Опора направляющая		
Опора скользящая		
Опора катковая		
Опора упругая		

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 8.2

Наименование	Обозначение	ГОСТ
Подвеска неподвижная		
Подвеска направляющая		
Подвеска упругая		
Гидрозатвор		
Коллектор		
Трубопровод невидимый		
Слив жидкости из системы		2.784—70*
Вентиль проходной		
Вентиль угловой		
Задвижка		
Кран проходной		
Кран трехходовой (общее обозначение)		
Клапан предохранительный угловой		

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 8.2

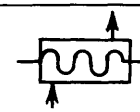
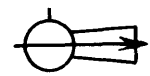
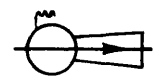
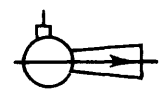
Наименование	Обозначение	ГОСТ
Клапан предохранительный проходной ПКН		
Клапан обратный проходной *		
Клапан редукционный		
Клапан дроссельный		
Вентиль регулирующий проходной РДУК		2.784—70*
Клапан регулирующий угловой (регулятор перелива)		
Регулятор давления (до себя)		
Регулятор давления (после себя)		

* Движение рабочей среды через клапан обозначать от белого треугольника к черному.

Таблица 8.3. **Условные обозначения оборудования и устройств на схемах**

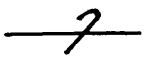
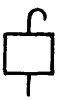
Наименование	Обозначение	ГОСТ
Насос шестеренный		2.782—68
Насос ротационный лопастной ВВН, КВН		

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Наименование	Обозначение	ГОСТ
Насос центробежный		
Насос винтовой		
Насос струйный, эжектор, элеватор водоструйный и пароструйный:		
общее обозначение		
насос водоструйный		
насос пароструйный		2.782—68
Компрессор		
Насос постоянной производительности с постоянным направлением потока		
Насос аксиально-поршневой		
Насос кривошипно-поршневой		
Насос ручной		
Вакуум-насос		

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 8.3

Наименование	Обозначение	ГОСТ
Воронка спускная		
Шибер		
Грязевик		
Водонагреватель емкий		
Водонагреватель скоростной пароводяной		2.786—82
Водонагреватель скоростной водоводяной		
Расширитель (бачок-сифон)		
Сетка приемная с клапаном		
Приспособление предохранительное для сосудов низкого давления (гидрозатвор)		

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК, ВЫБОР ЕДИНИЧНОЙ МОЩНОСТИ И ЧИСЛА КОТЛОАГРЕГАТОВ

9.1. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК И ОБОСНОВАНИЕ СТРОИТЕЛЬСТВА ИЛИ РАСШИРЕНИЯ КОТЕЛЬНОЙ

В соответствии со СНиП II-35-76 проектирование новых и расширение действующих котельных должно осуществляться в соответствии с утвержденными схемами теплоснабжения, т. е. с учетом количества и режимов потребления теплоты промышленными предприятиями и жилищно-коммунальным сектором (ЖКС). Число и единичная мощность котлоагрегатов, параметры и вид теплоносителя (пар или перегретая вода) зависят от суммарных тепловых нагрузок котельной и режима отпуска теплоты, определяемого режимом работы потребителей. В связи с этим проектировщикам на основании заявок потребителей приходится составлять исходные данные тепловых нагрузок котельной установки. От тщательности этой работы зависят последующие проектные решения: выбор принципиальной тепловой схемы, основного и вспомогательного оборудования, а также технико-экономические показатели котельной.

Тепловые нагрузки для расчета и выбора оборудования котельных должны, как минимум, определяться для трех характерных режимов (СНиП II-35—76):

максимально-зимнего — при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодную пятидневку;

наиболее холодного месяца — при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодный месяц;

летнего — при расчетной температуре наружного воздуха теплого периода.

Средняя температура наружного воздуха в наиболее холодную пятидневку (расчетная для отопления) принимается по климатологическим данным для населенных пунктов СССР (в табл. 9.1). Из этой же таблицы принимается средняя температура наружного воздуха в наиболее холодный месяц (расчетная для вентиляции).

За летний режим принимают такой, при котором отсутствуют расходы теплоты на отопление и вентиляцию.

В практике проектирования тепловые нагрузки часто определяют для пяти режимов, добавляя к указанным выше среднеотопительный режим и режим, соответствующий точке излома температурного графика. Это позволяет произвести более точный выбор вспомогательного оборудования. При дипломном проектировании расчет тепловой схемы котельной рекомендуется производить при трех режимах в соответствии со СНиП II-35-76.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 9.1. **Климатологические данные некоторых городов СССР для расчета отопительно-вентиляционных нагрузок**

Населенные пункты	Температура наружного воздуха, °С			Продолжительность отопительного периода, сут
	расчетная для отопления	расчетная для вентиляции	средняя за отопительный период	
Абакан	—42	—27	—9,5	226
Актюбинск	—31	—21	—7,3	203
Алма-Ата	—27	—12	—2,1	166
Архангельск	—32	—19	—4,7	251
Арзамас	—29	—17	—4,9	211
Армавир	—21	—7	0,5	159
Аральск	—27	—18	—6,0	181
Астрахань	—22	—8	—1,6	172
Ачинск	—41	—22	—7,9	238
Ашхабад	—11	—2	3,9	111
Баку	—4,0	1,0	5,1	119
Барнаул	—39	—23	—8,3	219
Белгород	—23	—12	—2,2	196
Бердянск	—19	—7,0	0,0	168
Бийск	—38	—24	—8,7	222
Благовещенск	—34	—25	—11,5	212
Боржоми	—11	—2,0	—2,5	189
Брест	—20	—8	0,4	186
Брянск	—24	—13	—2,6	206
Верхоянск	—60	—51	—22	272
Вильнюс	—23	—9	—0,9	194
Винница	—21	—10	—1,1	189
Витебск	—26	—12	—1,6	205
Владивосток	—25	—16	—4,8	201
Владимир	—27	—16	—4,5	217
Волгоград	—22	—13	—3,4	182
Вологда	—31	—16	—4,8	228
Воронеж	—25	—14	—3,4	199
Ворошиловград	—25	—10	—1,6	180
Вязьма	—29	—14	—3,5	217
Гомель	—25	—11	—1,3	197
Горький	—30	—17	—4,7	218
Грозный	—16	—5	0,4	164
Даугавпилс	—27	—10	—1,5	203
Днепропетровск	—24	—9	—1,0	175
Душанбе	—14	—2	3,6	112
Ереван	—19	—8	—0,9	114
Ессентуки	—17	—8	0,1	178
Житомир	—21	—9	—0,8	192
Запорожье	—23	—9	—0,7	175
Иваново	—28	—16	—4,4	217
Ижевск	—34	—19	—6,0	223
Иркутск	—38	—25	—8,9	241
Казань	—30	—18	—5,7	218
Караганда	—32	—20	—7,5	212
Каунас	—20	—9	—0,5	192

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 9.1

Населенные пункты	Температура наружного воздуха, °С			Продолжительность отопительного периода, сут
	расчетная для отопления	расчетная для вентиляции	средняя за отопительный период	
Киев	—21	—10	—1,1	187
Кострома	—30	—16	—4,5	224
Краснодар	—19	—5	1,5	152
Красноярск	—40	—22	—7,2	235
Курск	—24	—14	—3,0	198
Ленинград	—25	—11	—2,2	219
Липецк	—26	—15	—3,9	199
Львов	—19	—7	—0,2	191
Магнитогорск	—34	—22	—7,9	218
Минск	—25	—10	—1,2	203
Москва	—25	—14	—3,2	205
Мурманск	—28	—18	—3,3	281
Новосибирск	—39	—24	—9,1	227
Одесса	—18	—6	1,0	165
Омск	—37	—23	—7,7	220
Орджоникидзе	—17	—5	—0,4	175
Орел	—25	—13	—3,3	207
Пенза	—27	—17	—5,1	206
Пермь	—34	—20	—6,4	226
Петрозаводск	—29	—14	—2,9	237
Полтава	—22	—11	—1,9	187
Псков	—26	—11	—2,0	212
Ростов-на-Дону	—22	—8	—1,1	175
Рязань	—27	—16	—4,2	212
Саратов	—25	—16	—5,0	198
Свердловск	—31	—20	—6,4	228
Севастополь	—11	0	4,4	137
Смоленск	—26	—13	—2,7	210
Таганрог	—24	—9	—0,8	173
Таллин	—21	—9	—0,8	221
Тольятти	—29	—17	—5,4	203
Томск	—40	—25	—8,8	234
Тула	—28	—14	—3,8	207
Ульяновск	—31	—19	—5,7	213
Уфа	—29	—19	—6,4	211
Феодосия	—15	—2	2,9	144
Фрунзе	—23	—9	—0,9	157
Хабаровск	—32	—23	—10,1	205
Харьков	—23	—11	—2,1	189
Целиноград	—35	—22	—8,7	215
Челябинск	—29	—20	—7,1	216
Чимкент	—17	—6	1,1	147
Чита	—38	—30	—11,6	240
Якутск	—55	—45	—19,5	254
Ярославль	—31	—16	—4,5	222

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При обработке заявок потребителей производится распределение их на группы в зависимости от вида теплоносителя и его параметров, суммирование тепловых нагрузок с определением максимальных часовых расходов пара по каждой группе потребителей, расчет годового расхода пара и возврата конденсата, расчет расхода теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения предприятиями и ЖКС.

Составление сводных таблиц и графиков, характеризующих количество потребляемой теплоты и режим потребления, при дипломном проектировании рекомендуется производить в такой последовательности:

1. Составить принципиальную схему пароснабжения предприятия от котельной с указанием длины участков и параметров пара.

2. Из схемы пароснабжения и параметров пара выбрать объект, требующий наибольшего давления пара.

3. Выбрать серийно выпускаемый котельный агрегат, удовлетворяющий потребителя, требующего наибольшего давления.

4. Определить ориентировочным расчетом внутренние диаметры паропроводов от котельной до объекта, требующего наибольшего давления пара. Расчет паропроводов производится на максимальные часовые расходы по разнице давлений пара между котельной и наиболее удаленным объектом.

Внутренний диаметр паропровода (в метрах)

$$d_{вн} = \sqrt{0{,}354 \cdot 10^{-3} D v / w}, \qquad (9.1)$$

где D — максимальный расход пара, кг/ч; v — удельный объем пара при средних параметрах в паропроводе, определяемый из таблиц для водяного пара, м³/кг; w — скорость пара, м/с; при ориентировочных расчетах рекомендуется принимать для перегретого пара 35—40 м/с, для насыщенного пара 25—30 м/с (меньшее значение выбирается при небольшой разнице давлений между котельной и наиболее удаленным объектом).

5. Принять ближайший больший диаметр паропровода по ГОСТ или ОСТ из материала труб, соответствующего требованиям «Правил устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды» Госгортехнадзора СССР, определив действительную скорость по формуле

$$w = 0{,}354 \cdot 10^{-3} D v / d_{вн}^2. \qquad (9.2)$$

6. Определить коэффициент сопротивления трения

$$\lambda = 0{,}11 \, (K_э / d_{вн})^{0{,}25}, \qquad (9.3)$$

где $K_э$ — эквивалентная шероховатость внутренней поверхности трубы, м (для паропроводов рекомендуется принимать $K_э$ = = 0,0002 м, для водяных тепловых сетей $K_э$ = 0,0005 м).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 9.2. **Коэффициент α для определения суммарной эквивалентной длины местных сопротивлений**

Тип компенсатора	Условный проход трубопровода, мм	Значение α	
		для паровых сетей	для водяных и конденсатных сетей
Транзитные тепловые сети (без ответвлений)			
Сальниковый	До 1400	0,2	0,2
П-образный с гнутыми отводами	» 300	0,5	0,3
П-образный со сварными или крутоизогнутыми отводами	200—350	0,7	0,5
	400—500	0,9	0,7
	600—1400	1,2	1,0
Разветвленные тепловые сети			
Сальниковый	До 400	0,4	0,3
	450—1400	0,5	0,4
П-образный с гнутыми отводами	До 150	0,5	0,3

7. Определить удельную потерю на трение (Па/м)

$$\Delta h = \lambda \frac{\rho w^2}{2} \frac{1}{d_{вн}}, \qquad (9.4)$$

где ρ — плотность теплоносителя при его средних параметрах в трубопроводе, кг/м^3.

8. Определить эквивалентную длину, характеризующую местные сопротивления (при отсутствии данных о местных сопротивлениях),

$$l_э = \alpha l, \qquad (9.5)$$

где l — общая длина рассчитываемого участка, м; α — коэффициент, учитывающий падение давления в местных сопротивлениях по отношению к падению давления на трение, определяется в зависимости от конструкции компенсатора из табл. 9.2 (СНиП II-36-73).

9. Определить приведенную длину паропровода (в метрах)

$$l_{пр} = l + l_э. \qquad (9.6)$$

10. Определить потерю давления в паропроводе от трения и местных сопротивлений (в паскалях)

$$\Delta H = \Delta h l_{пр}. \qquad (9.7)$$

11. Определить потерю теплоты от наружного охлаждения паропровода (кВт)

$$Q = q_{уд}(t_{ср} - t_{ок}) l \cdot 10^{-3}, \qquad (9.8)$$

где $q_{уд}$ — полная удельная потеря теплоты изолированным паропроводом, принимается из табл. 9.3, Вт/(м·К); $t_{ср}$ — средняя

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 9.3. **Удельная потеря теплоты с 1 м изолированного паропровода с учетом дополнительных потерь арматурой с опорами, Вт/(м·К)**

Наружный диаметр, мм	Удельная потеря при температуре пара, °С					
	200	250—300	200	250—300	200	250—300
	Надземная прокладка		Прокладка в непроходных каналах		Прокладка в проходных каналах	
32	0,48	0,48	0,46	0,45	0,52	0,51
45	0,55	0,53	0,53	0,53	0,59	0,58
57	0,60	0,59	0,58	0,57	0,64	0,63
76	0,66	0,66	0,64	0,64	0,71	0,69
89	0,72	0,71	0,70	0,67	0,77	0,72
108	0,79	0,77	0,75	0,74	0,81	0,78
133	0,86	0,84	0,82	0,80	0,92	0,87
159	0,74	0,91	0,89	0,87	1,02	0,96
219	1,09	1,08	1,04	1,03	1,20	1,14
273	1,24	1,22	1,20	1,17	1,32	1,27
325	1,40	1,36	1,33	1,30	1,45	1,38
377	1,54	1,48	1,49	1,42	1,59	1,51
426	1,56	1,51	1,50	1,42	1,59	1,55
478	1,67	1,59	1,56	1,52	1,71	1,62
529	1,76	1,70	1,69	1,64	1,84	1,72
650	1,96	1,87	1,88	1,80	2,12	1,98
720	2,13	2,03	2,03	1,95	2,35	2,16
820	2,36	2,26	2,27	2,17	2,63	2,42
920	2,65	2,49	2,53	2,39	2,88	2,64
1020	2,99	2,76	2,79	2,65	3,09	2,86

температура пара в паропроводе, °С; $t_{ок}$ — температура окружающей среды, при прокладке в непроходных каналах (грунт) принимается $t_{ок} = 0$ °С, при прокладке в проходных каналах $t_{ок} = 40$ °С, при надземной прокладке принимается равной расчетной температуре наружного воздуха для отопления, $t_{ок} = t_{р.о}$; l — длина паропровода, м.

12. При транспорте перегретого пара определить падение температуры в паропроводе (°С)

$$\Delta t = 3{,}6\frac{D}{Dc_p}, \qquad (9.9)$$

где c_p — истинная удельная теплоемкость перегретого пара при постоянном давлении и его средних параметрах, кДж/(кг·К).

13. При транспорте насыщенного пара определить количество образующегося конденсата (т/ч)

$$D_{кон} = 3{,}6Q/r \qquad (9.10)$$

и полный часовой расход насыщенного пара (т/ч)

$$D_{пол} = D_{пот} + D_{кон}, \qquad (9.11)$$

где $D_{пот}$ — количество насыщенного пара, требующееся потребителям, т/ч; r — скрытая теплота парообразования при среднем давлении пара в паропроводе, кДж/кг.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 9.4. **Значения q в зависимости от температуры наружного воздуха**

Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления $t_{р.о}$, °С	0	−10	−20	−30	−40
Значение q, Вт/м²	93	128	151	174	186

14. Определить по каждому сооружению максимальный расход теплоты на нужды отопления (кВт) при расчетной температуре наружного воздуха:

на отопление жилых зданий

$$Q_o^{жил} = qF; \tag{9.12}$$

на отопление общественных зданий

$$Q_o^{общ} = KQ_o^{жил}, \tag{9.13}$$

где q — укрупненный показатель максимального часового расхода теплоты на отопление жилых зданий в ваттах на 1 м² жилой площади, принимается по данным табл. 9.4 (СНиП II-36-73); F — жилая площадь, м²; K — коэффициент, при отсутствии данных принимается равным 0,25.

15. Определить максимальный расход теплоты на отопление жилых и общественных зданий (кВт)

$$Q_o = Q_o^{жил} + Q_o^{общ}. \tag{9.14}$$

16. Определить максимальный расход теплоты на вентиляцию общественных зданий (кВт)

$$Q_в = K_1 Q_o^{общ}, \tag{9.15}$$

где K_1 — коэффициент при отсутствии данных, принимается равным 0,4.

17. Определить средний расход теплоты за отопительный период на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий (кВт)

$$Q_{г.в}^{ср} = q_{г.в}m, \tag{9.16}$$

где $q_{г.в}$ — укрупненный показатель среднечасового расхода теплоты на горячее водоснабжение на одного человека (с учетом

Таблица 9.5. **Средние за отопительный период нормы расхода воды и теплоты на горячее водоснабжение**

Значение $g_в^{ср}$, $\frac{л}{сут \cdot чел}$	80	90	100	110	120	130
Значение $q_{г.в}$, Вт/чел	290	319	348	377	406	435

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

общественных зданий района), принимается по табл. 9.5 (СНиП II-36-73); m — число человек.

18. Определить средний расход теплоты за отопительный период на нужды отопления (кВт)

$$Q_o^{ср} = Q_o \frac{t_{вн} - t_o^{ср}}{t_{вн} - t_{р.о}}, \qquad (9.17)$$

где Q_o — максимальный часовой расход теплоты на отопление, кВт; $t_o^{ср}$ — средняя температура наружного воздуха за отопительный период, принимается по табл. 9.1 (для предприятий, работающих в одну или две смены, средний расход теплоты должен определяться для каждой смены); $t_{р.о}$ — расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, принимаемая по табл. 9.1 как средняя температура воздуха наиболее холодной пятидневки, °С; $t_{вн}$ — расчетная температура воздуха внутри зданий.

19. Определить средний расход теплоты на вентиляцию (кВт)

$$Q_в^{ср} = Q_в \frac{t_{вн} - t_o^{ср}}{t_{вн} - t_{р.в}}, \qquad (9.18)$$

где $Q_в$ — максимальный расход теплоты на вентиляцию, кВт; $t_{р.в}$ — расчетная температура наружного воздуха для проектирования вентиляции, принимаемая по табл. 9.1 как средняя температура наиболее холодного месяца, °С.

3. Определить максимальный расход теплоты на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий (кВт)

$$Q_{г.в}^{макс} = (2 \div 2{,}4)\, Q_{г.в}^{ср}. \qquad (9.19)$$

21. Определить средний расход теплоты на горячее водоснабжение в летний период (кВт)

$$Q_{г.в.л}^{ср} = Q_{г.в}^{ср} \frac{60 - t_{хл}}{60 - t_{х.з}} \beta, \qquad (9.20)$$

где $t_{хл}$ — температура холодной (водопроводной) воды в летний период, при отсутствии данных принимается 15 °С; $t_{х.з}$ — температура холодной (водопроводной) воды в отопительный (зимний) период, при отсутствии данных принимается 5 °С; β — коэффициент, учитывающий снижение среднего расхода воды на горячее водоснабжение в летний период по отношению к отопительному, при отсутствии данных принимается $\beta = 0{,}8$, а для предприятий курортных и южных городов $\beta = 1$.

22. Определить расход теплоты для промежуточных режимов (кВт)

$$Q_t = Q^{ср} \frac{t_{вн} - t_н^t}{t_{вн} - t_н^{ср}}, \qquad (9.21)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

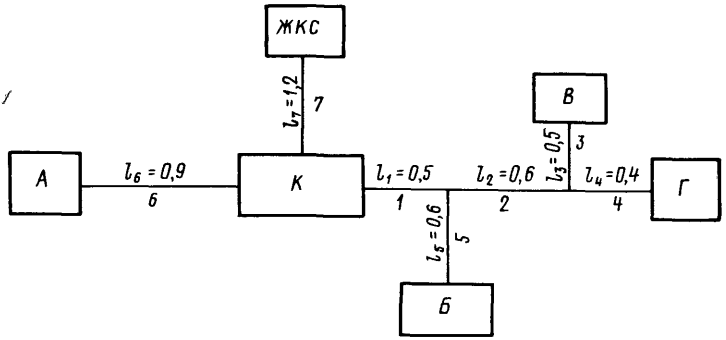


Рис. 9.1. Схема теплоснабжения предприятий и потребителей ЖКС

где $Q^{ср}$ — средний расход теплоты на отопление или вентиляцию, кВт; $t_н^i$ — температура наружного воздуха при промежуточном расчетном режиме (например, для режима наиболее холодного месяца), °С; $t_н^{ср}$ — средняя температура наружного воздуха за отопительный период, °С.

Пример определения тепловых нагрузок котельной. Произвести расчет тепловых нагрузок котельной. Схема теплоснабжения

Таблица 9.6. **Исходные данные для расчета**

Наименование	Потребители				
	А	Б	В	Г	ЖКС
Теплоноситель	Горячая вода	Пар	Пар	Пар	Горячая вода
Принятое давление пара на выходе из котельной, МПа	—	1,35			—
Давление пара, требуемое потребителем, МПа	—	0,3	0,65	0,4	—
Температура пара, требуемая потребителем, °С	—	250	210	250	—
Расход пара, т/ч	—	10	25	14	—
Длина трубопровода от котельной до потребителя, км	0,9	1,1	1,6	1,5	1,2
Способ прокладки трубопроводов	непроходной канал	непроходной канал	частично в непроходном и проходном канале	непроходной канал	непроходной канал
Расположение котельной	г. Ленинград				
Жилая площадь, м²	—	—	—	—	30 000
Объем здания, м³	—	100 000	300 000	50 000	—
Число жителей	—	—	—	—	300 000

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

предприятий и потребителей ЖКС приведена на рис. 9.1. Исходные данные для расчета приведены в табл. 9.6.

Потребители *Б*, *В*, *Г* расходуют пар на технологические нужды и горячую воду на нужды вентиляции и горячего водоснабжения. Потребитель *А* расходует горячую воду на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Потребителем *А* являются общественные здания. Потребители ЖКС расходуют горячую воду на нужды отопления и горячего водоснабжения. Прокладка трубопроводов произведена в непроходных и проходных каналах (см. табл. 9.6).

Расчет производится в такой последовательности:

1. Производим выбор объекта (см. схему рис. 9.1), требующего наибольшего давления пара. Таким является объект *В*, требующий давления 0,65 МПа и температуры перегретого пара 210 °С, остальные потребители могут принять пар с любой температурой вплоть до 250 °С.

Таблица 9.7. **Расчет падения давления от котельной до объекта В**

Рассчитываемая величина	Формула или иное обоснование	Значение величины по участкам		
		1	2	3
Расход пара, кг/ч	Задан	49 000	39 000	25 000
Плотность пара, кг/м³, при p = 0,1 МПа и t = 230 °С	Таблицы водяных паров		4,407	
Удельный объем пара, м³/кг	То же		0,2269	
Принятая предварительно скорость пара, м/с	Стр. 149, п. 4		40	
Внутренний диаметр паропровода при принятой скорости, м	Ф-ла (9.1)	0,313	0,279	0,224
Диаметр паропровода, принятого к установке, мм	ГОСТ или ОСТ	351×10	299×10	245×8
Действительная скорость в паропроводе, м/с	Ф-ла (9.2)	35,9	40,0	38,3
Коэффициент сопротивления трения	Ф-ла (9.3)	0,0172	0,0180	0,0189
Удельная потеря на трение, Па/м	Ф-ла (9.4)	147,6	227,4	266,8
Коэффициент α	Из табл. 9.2		0,8	
Эквивалентная длина, м	Ф-ла (9.5)	400	4800	400
Приведенная длина паропровода, м	Ф-ла (9.6)	900	1080	900
Потеря давления в паропроводе, МПа	Ф-ла (9.7)	0,133	0,246	0,240

Суммарное сопротивление $\sum \Delta H = \Delta H_1 + \Delta H_2 + \Delta H_3 = 0{,}619$ МПа.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 9.8. **Расчет снижения температуры в паропроводе от котельной до объекта В**

Рассчитываемая величина	Обоснование	Значение величины по участкам		
		1	2	3
Расход пара, кг/ч	Табл. 9.7	49 000	39 000	25 000
Наружный диаметр, м	Табл. 9.7	0,351	0,299	0,245
Способ прокладки	Задан	Непроходной канал		
Длина паропровода, м	Задана	500	600	500
Удельная потеря теплоты, Вт/(м·К)	Табл. 9.3	1,36	1,25	1,10
Теплоемкость пара, кДж/(кг·К), при $p = 0{,}1$ МПа и $t = 230$ °С	Таблицы водяных паров	1,974		
Снижение температуры пара, °С	Ф-ла (9.8)	5,8	8,1	7,6

Суммарное снижение температуры пара $\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = 21{,}5$ °С.

Таблица 9.9. **Расчет расхода теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение при $t_{р.\,о} = -25$ °С и $t_{р.\,в} = -11$ °С (теплоноситель — горячая вода, схема теплоснабжения закрытая)**

Рассчитываемая величина	Формула или иное обоснование	Потребитель				
		А	Б	В	Г	ЖКС
Укрупненный показатель максимального расхода теплоты на отопление жилых зданий, Вт/м²	Табл. 9.4	—	—	—	—	162,8
То же, производственных зданий, Вт/м³	Принят по типовым проектам	—	0,5	0,65	0,8	—
Расход теплоты на отопление, МВт	Ф-лы (9.12), (9.13)	12,2	2,1	8,0	1,6	48,8
Расход теплоты на вентиляцию, МВт	Ф-ла (9.15)	4,9	0,6	1,9	0,3	—
Средний расход теплоты на горячее водоснабжение производственных зданий, МВт	$Q_в^{пр} = 0{,}233V$	—	2,0	1,0	4,0	—

Примечания: 1. Средний расход теплоты на горячее водоснабжение общественных зданий (потребитель А) и ЖКС равен 10,5 МВт. 2. Максимальный расход теплоты на горячее водоснабжение общественных зданий и ЖКС составляет 21 МВт. 3. Температура внутри жилых и общественных зданий принята 18 °С, внутри производственных помещений 16 °С. 4. Укрупненный расход теплоты на вентиляцию производственных зданий принят 0,233 Вт/м³.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 9.10. **Сводная таблица расхода пара и тепловых нагрузок котельной с учетом потерь в тепловых сетях**

Группа потребителей и характер потребления	Единица *	Обоснование	Теплоноситель и его параметры	Расход теплоты по режиму		
				максимальному	наиболее холодного месяца	летнему
Предприятия с непрерывным технологическим процессом	т/ч	По заявкам потребителей	Пар, p = = 1,4 МПа, t = = 250 °С	49	49	34
Предприятия, расходующие теплоту на отопление	МВт	По табл. 9.9, ф-ла (9.21)	Горячая вода 150/70	11,7	7,9	—
То же на вентиляцию		То же	То же	2,8	1,9	—
То же на горячее водоснабжение		По заявкам потребителей	Горячая вода, $t_{г.в}$ = 60 °С	14	14	4,6
Жилищно-коммунальный сектор, расходующий теплоту на отопление		По табл. 9.9, ф-ла (9.21)	Горячая вода 150/70	48,8	32,9	—
Общественные здания, расходующие теплоту на отопление		То же	То же	12,2	8,2	—
То же на вентиляцию		»	»	4,9	3,3	—
ЖКС и общественные здания, расходующие теплоту на горячее водоснабжение		По табл. 9.9, ф-лы (9.16), (9.19), (9.20)	Горячая вода, $t_{г.в}$ = 60 °С	21	21	6,9
Суммарное потребление горячей воды	—	—	—	115,4	89,2	11,5

* Расход пара — т/ч, тепловая нагрузка — МВт.

Электронная библиотека http://igv.khstu.ru/

2. Выбираем серийно выпускаемый паровой котел на давление перегретого пара 1,4 МПа и температуру 250 °С. Потерю давления пара в котельной ориентировочно принимаем 0,05 МПа. Тогда располагаемый перепад давления во внешних паропроводах между котельной и объектом *В* составит 1,40—0,05 = 1,35 МПа.

3. Производим расчет падения давления в паропроводе от котельной до потребителя, требующего наибольшего давления пара (объект *В*). Результаты расчета приведены в табл. 9.7. Паропровод от котельной до объекта *В* состоит из трех участков: *1*, *2* и *3* (см. рис. 9.1). Как ясно из расчета, суммарное сопротивление до объекта *В* равно 0,619 МПа, т. е. у потребителя давление пара составило 0,73 МПа против требуемого 0,65 МПа. Следовательно, паропроводы, принятые к установке, обеспечат необходимое давление пара у потребителя.

4. Производим расчет снижения температуры пара при его транспорте от котельной до объекта *В*. Результаты расчета приведены в табл. 9.8. Из расчета ясно, что суммарное снижение температуры пара составило 21,5 °С, т. е. температура пара у потребителя будет 228 °С против необходимой 210 °С.

5. Производим расчет расхода теплоты каждым объектом для г. Ленинграда на отопление (при расчетной температуре наружного воздуха — 25 °С) и на вентиляцию (—11 °С) — максимально-зимний режим. Результаты расчета для закрытой системы теплоснабжения приведены в табл. 9.9.

6. Составляем сводную таблицу тепловых нагрузок котельной для трех характерных режимов (табл. 9.10). При расчете расхода теплоты на отопление в наиболее холодный месяц за расчетную температуру наружного воздуха принята $t_{р.\,в} = -11$ °С. Средняя температура наружного воздуха за отопительный период $t_н^{ср} = -2{,}2$ °С.

9.2. ОБОСНОВАНИЕ СТРОИТЕЛЬСТВА КОТЕЛЬНОЙ И ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ, ПРИНЯТЫЕ В ПРОЕКТЕ

На основании расчета тепловых нагрузок возникает вопрос, строить новую котельную или расширять, реконструируя, существующие котельные. Для принятия решения необходимо произвести обследование существующих котельных и выяснить возможность подключения к ним дополнительных потребителей. Если существующие котельные расположены вблизи (на расстоянии до 5 км) от новых потребителей теплоты, то, как правило, целесообразно, выбрав одну из котельных с наиболее устаревшим оборудованием, произвести ее реконструкцию.

При централизованном теплоснабжении ЖКС, имеющего сплошную застройку, и отсутствии вблизи действующих котельных сооружаются новые ТЭЦ или районные котельные. Если признано целесообразным осуществлять теплоснабжение не от ТЭЦ, а от

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

котельных, то возможны два варианта. Первый вариант: теплоснабжение осуществляется от индивидуальных котельных мощностью до 35 МВт, сооружаемых на промышленных предприятиях. Второй вариант: теплоснабжение осуществляется от крупной районной котельной мощностью до 450 МВт. Степень экономически оправданной централизации теплоснабжения должна быть выявлена технико-экономическим расчетом.

В дипломном проекте следует привести краткие соображения, без технико-экономического обоснования, о выбранном варианте: реконструкция действующей котельной или строительство новой районной котельной. В этом же разделе дипломного проекта следует описать основные технические решения, принятые в проекте, а также, сославшись на результаты расчета тепловой схемы, выбрать единичную мощность и число устанавливаемых котельных агрегатов.

При реальном проектировании для упорядочения теплоснабжения городов и других населенных пунктов с тепловой нагрузкой до 116 МВт на расчетный срок 10—15 лет должна составляться в качестве предпроектного документа схема теплоснабжения (инструкция Госстроя СССР СН 581—80). В этой схеме обосновывается экономическая и хозяйственная целесообразность проектирования и строительства новых, а также расширения и реконструкции существующих котельных.

В соответствии со СНиП II-35-76 расчетная мощность котельной определяется суммой мощностей, требующихся потребителям на технологические процессы, отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение при максимально-зимнем режиме. При определении мощности котельной должны также учитываться мощности, расходуемые на собственные нужды котельной и покрытие потерь в котельной и тепловых сетях.

Потребителей теплоты по надежности теплоснабжения делят на потребителей первой и второй категории. К потребителям первой категории относятся: потребители, нарушение теплоснабжения которых связано с опасностью для жизни людей или со значительным ущербом народному хозяйству (повреждения технологического оборудования, массовый брак продукции). Перечень потребителей первой категории утверждают Министерства по согласованию с Госпланом и Госстроем СССР. К потребителям второй категории относятся все остальные потребители.

Котельные по надежности отпуска теплоты потребителям разделяются на две категории. К котельным первой категории относятся котельные, являющиеся единственным источником теплоты системы теплоснабжения и обеспечивающие потребителей первой категории, не имеющих индивидуальных источников теплоты. Ко второй категории относятся все остальные котельные.

Единичная мощность и число котлоагрегатов выбирается по расчетной мощности, определяемой для максимально-зимнего режима (СНиП II-35-76). Резервные котлоагрегаты не устанавли-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ваются. При этом выбор числа котлоагрегатов должен быть произведен так, чтобы при выходе из строя котла наибольшей мощности в котельных первой категории оставшиеся в работе котлы обеспечивали отпуск теплоты потребителям первой категории на следующие нужды:

технологическое теплоснабжение и системы вентиляции в количестве, определяемом минимальными допустимыми нагрузками (независимо от температуры наружного воздуха);

отопление и горячее водоснабжение в количестве, определяемом режимом наиболее холодного месяца.

Теплота, отпускаемая потребителям второй категории при выходе из строя одного котла, независимо от категории котельной, не нормируется. Как минимум в котельной первой категории следует устанавливать два котла. В производственных котельных второй категории допускается установка одного котла. Максимальное количество котлов, устанавливаемых в котельной, определяется на основании технико-экономического расчета. Практика проектирования показала, что при строительстве новых котельных устанавливать более четырех котлов не рекомендуется. При реконструкции или расширении котельной число устанавливаемых котлов может быть большим. К установке следует принимать серийно выпускаемые промышленностью котлоагрегаты.

Мощности, требующиеся потребителям, определяются по их заявкам или подсчитываются, как было показано в § 9.1. Количество теплоты, расходуемое на собственные нужды и покрытие потерь в котельной и тепловых сетях, приходится предварительно принимать с последующей проверкой.

Глава десятая

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ КОТЕЛЬНЫХ

10.1. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОТЕЛЬНОЙ С ВОДОГРЕЙНЫМИ КОТЛАМИ

Котельные с водогрейными котлами могут сооружаться для отпуска теплоты только в виде горячей воды при сжигании твердого, газообразного и жидкого топлива. Жидкое топливо обычно поступает в автоцистернах, т. е. в разогретом состоянии. Эти котельные могут работать как на закрытую, так и на открытую систему теплоснабжения.

Основной целью расчета любой тепловой схемы котельной является выбор основного и вспомогательного оборудования с определением исходных данных для последующих технико-экономических расчетов.

При разработке и расчете тепловых схем котельных с водогрейными котлами необходимо учитывать особенности их конструк-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

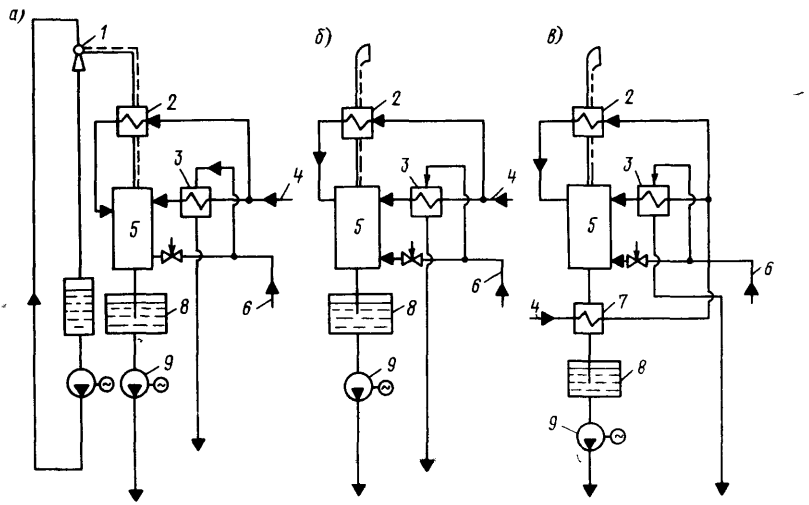


Рис. 10.1. Схемы включения деаэраторов: *а* — вакуумного; *б* — атмосферного; *в* — атмосферного с охладителем деаэрированной воды

1 — водоструйный эжектор; *2* — охладитель выпара; *3* — водо-водяной теплообменник; *4* — химически очищенная вода; *5* — деаэратор; *6* — горячая вода из прямой линии; *7* — охладитель деаэрированной воды; *8* — бак деаэрированной воды; *9* — подпиточный насос

ции и эксплуатации. Надежность и экономичность водогрейных котлов зависит от постоянства расхода воды через них, который не должен снижаться относительно установленного заводом-изготовителем. Во избежание низкотемпературной и сернокислотной коррозии конвективных поверхностей нагрева температура воды на входе в котел при сжигании топлив, не содержащих серу, должна быть не менее 60 °С, малосернистых топлив не менее 70 °С и высокосернистых топлив не менее 110 °С. Для повышения температуры воды на входе в водогрейный котел при температурах воды ниже указанных устанавливается рециркуляционный насос.

В котельных с водогрейными котлами часто устанавливаются вакуумные деаэраторы. Однако вакуумные деаэраторы требуют при эксплуатации тщательного надзора, поэтому в ряде котельных предпочитают устанавливать деаэраторы атмосферного типа.

Применяемые схемы включения вакуумных деаэраторов и деаэраторов атмосферного типа показаны на рис. 10.1.

На рис. 10.1, *а* показан деаэратор, работающий при абсолютном давлении 0,03 МПа. Вакуум в нем создается водоструйным эжектором. Подпиточная вода после химводоочистки подогревается в водо-водяном подогревателе горячей водой из прямой линии с температурой 130—150 °С. Выделившийся пар борботирует поток деаэрируемой воды и направляется в охладитель выпара. Температура воды после деаэратора 70 °С.

На рис. 10.1, *б* показана схема деаэрации при давлении 0,12 МПа, т. е. выше атмосферного. При этом давлении темпера-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

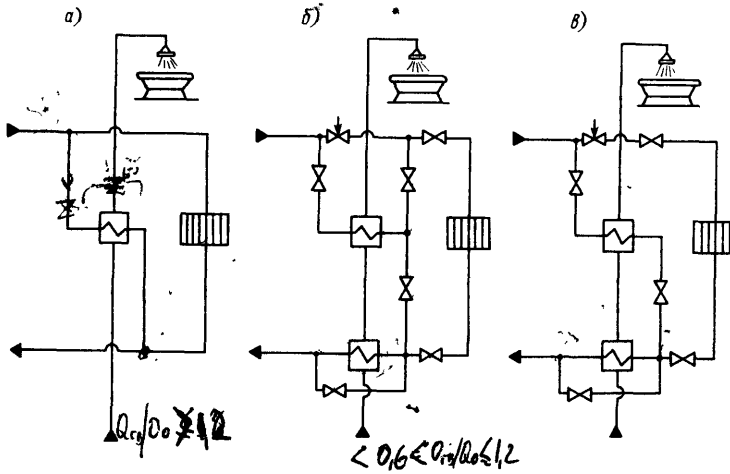


Рис. 10.2. Схемы присоединения местных теплообменников: *а* — параллельное; *б* — двухступенчатое последовательное; *в* — смешанная схема включения

тура воды в деаэраторе 104 °С. Перед подачей в деаэратор химически очищенная вода предварительно подогревается в водо-водяном теплообменнике.

На рис. 10.1, *в* показана аналогичная схема деаэрации подпиточной воды, отличающейся от описанной тем, что после деаэрационной колонки вода поступает в охладитель деаэрированной воды, подогревая химически очищенную воду. Затем химически очищенная вода направляется в теплообменник, установленный перед деаэратором. Температура воды после охладителя деаэрированной воды обычно принимается равной 70 °С.

Перед расчетом тепловой схемы котельной, работающей на закрытую систему теплоснабжения, следует выбрать схему присоединения к системе теплоснабжения местных теплообменников, приготовляющих воду для нужд горячего водоснабжения. В настоящее время в основном применяются три схемы присоединения местных теплообменников, показанные на рис. 10.2.

На рис. 10.2, *а* показана схема параллельного присоединения местных теплообменников горячего водоснабжения с системой отопления потребителей. На рис. 10.2, *б*, *в* показаны двухступенчатая последовательная и смешанная схемы включения местных теплообменников горячего водоснабжения.

В соответствии со СНиП II-36-73 выбор схемы присоединения местных теплообменников горячего водоснабжения производится в зависимости от отношения максимального расхода теплоты на горячее водоснабжение к максимальному расходу теплоты на отопление. При $Q_{г.в}/Q_о \leqslant 0{,}6$ присоединение местных теплообменников производится по двухступенчатой последовательной схеме; при $0{,}6 < Q_{г.в}/Q_о \leqslant 1{,}2$ — по двухступенчатой смешанной схеме; при $Q_{г.в}/Q_о \geqslant 1{,}2$ — по параллельной схеме. При

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

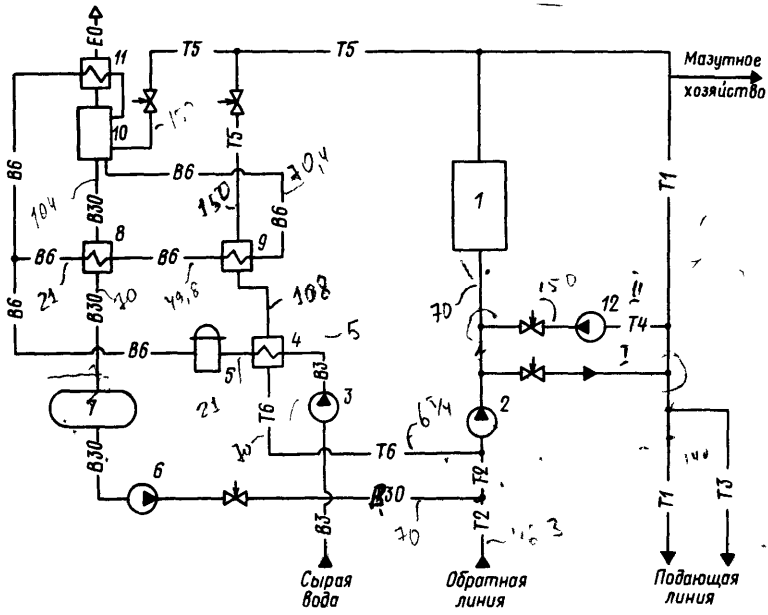


Рис. 10.3. Тепловая схема котельной с водогрейными котлами

1 — водогрейный котел; *2* — сетевой насос; *3* — насос сырой воды; *4* — подогреватель сырой воды; *5* — химводоочистка; *6* — подпиточный насос; *7* — бак деаэрированной воды; *8* — охладитель деаэрированной воды; *9* — подогреватель химически очищенной воды; *10* — деаэратор; *11* — охладитель выпара; *12* — рециркуляционный насос
Обозначения трубопроводов (буква с цифрой) выполнены в соответствии с табл. 8.1 ГОСТ 21.404-85

двухступенчатой последовательной схеме присоединения местных теплообменников должно предусматриваться переключение теплообменников на двухступенчатую смешанную схему.

Расчет тепловой схемы котельной базируется на решении уравнений теплового и материального баланса, составляемых для каждого элемента схемы. Увязка этих уравнений производится в конце расчета в зависимости от принятой схемы котельной. При расхождении предварительно принятых в расчете величин с полученными в результате расчета более чем на 3 % расчет следует повторить, подставив в качестве исходных данных полученные значения.

Расчет тепловой схемы котельной с водогрейными котлами (рис. 10.3), работающей на закрытую систему теплоснабжения, рекомендуется производить в такой последовательности:

1. Составить таблицу исходных данных для расчета. Эта таблица составляется на основании проекта системы теплоснабжения или расчета расходов теплоты различными потребителями по укрупненным показателям (см. § 9.2). В этой же таблице указываются значения величин, предварительно принятые в последующих расчетах (пример такой таблицы приведен в табл. 10.1).

Электронная библиотека http://tgv.kgstu.ru/

Расчет производится для трех характерных режимов: максимально-зимнего, наиболее холодного месяца и летнего.

2. Определяется коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию для режима наиболее холодного месяца:

$$K_{\text{о.в}} = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}}, \qquad (10.1)$$

где $t_{\text{вн}}$ — принятая температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С; $t_{\text{р.о}}$ — расчетная температура наружного воздуха (принимается по табл. 9.1), °С; $t_{\text{н}}$ — температура наружного воздуха для режима наиболее холодного месяца (принимается по табл. 9.1 равной расчетной для вентиляции), °С.

3. Определяется температура воды на нужды отопления и вентиляции в подающей линии (°С)

$$t_1 = 18 + 64{,}5\,K_{\text{о.в}}^{0{,}8} + 67{,}5\,K_{\text{о.в}}. \qquad (10.2)$$

4. Определяется температура обратной сетевой воды после систем отопления и вентиляции (°С)

$$t_2 = t_1 - 80K_{\text{о. в}}. \qquad (10.3)$$

5. Определяется отпуск теплоты на отопление и вентиляцию с учетом потерь (МВт)

$$Q_{\text{о. в}} = Q_{\text{о}} + Q_{\text{в}}, \qquad (10.4)$$

где $Q_{\text{о}}$ — расход теплоты на отопление, МВт; $Q_{\text{в}}$ — расход теплоты на вентиляцию, МВт.

6. Определяется суммарный расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение (МВт)

$$Q = Q_{\text{о. в}} + Q_{\text{г. в}}, \qquad (10.5)$$

где $Q_{\text{г. в}}$ — расход теплоты на горячее водоснабжение, МВт.

7. Определяется расход воды в подающей линии системы теплоснабжения для нужд горячего водоснабжения (т/ч):

при параллельном включении местных теплообменников

$$G_{\text{г.в}} = \frac{860\,Q_{\text{г.в}}}{t_1 - t_2}; \qquad (10.6)$$

при двухступенчатой (последовательной или смешанной) схеме присоединения местных теплообменников для максимально-зимнего режима

$$G_{\text{г.в}}^{\text{потр}} = \frac{860\,Q_{\text{г.в}}}{t_{\text{г.в}}^{\text{потр}} - t_{\text{с.в}}}, \qquad (10.7)$$

где $t_{\text{г. в}}^{\text{потр}}$ — температура горячей воды, подаваемой потребителям, °С; $t_{\text{с. в}}$ — температура сырой воды (принимается зимой 5, летом 15 °С).

Для определения расхода воды на местные теплообменники при режиме наиболее холодного месяца предварительно вычисля-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ется (в мегаваттах) тепловая нагрузка подогревателя первой ступени (теплообменник на обратной линии сетевой воды, см. рис. 10.2, *б*, *в*)

$$Q^{I}_{г.в} = 0{,}00116\, G^{потр}_{г.в} [t_2 - (\Delta t_в + t_{с.в})], \qquad (10.8)$$

где $\Delta t_в$ — минимальная разность температур греющей и подогреваемой воды, принимается равной 10 °С.

Тепловая нагрузка подогревателя второй ступени (МВт)

$$Q^{II}_{г.в} = Q^{потр}_{г.в} - Q^{I}_{г.в}. \qquad (10.9)$$

Расход сетевой воды на местный теплообменник второй ступени, т. е. на горячее водоснабжение для режима наиболее холодного месяца (т/ч)

$$G^{II}_{г.в} = \frac{860 Q^{II}_{г.в}}{t_1 - t_2}. \qquad (10.10)$$

Расход сетевой воды на местные теплообменники для летнего режима (т/ч)

$$G^{л}_{г.в} = \frac{860 Q^{л}_{г.в}}{t^{л}_1 - (\Delta t_в + t_{с.в})}, \qquad (10.11)$$

где $Q^{л}_{г.в}$ — расход теплоты потребителями горячего водоснабжения для летнего режима, МВт; $t^{л}_1$ — температура сетевой воды в прямой линии горячего водоснабжения при летнем режиме, °С.

8. Определяется расход сетевой воды на отопление и вентиляцию (т/ч)

$$G_{о.в} = \frac{860 (Q_о + Q_в)}{t_1 - t_2}. \qquad (10.12)$$

9. Определяется расход воды внешними потребителями на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение (т/ч)

$$G_{вн} = G_{о.в} + G_{г.в}. \qquad (10.13)$$

10. Определяется температура обратной сетевой воды после внешних потребителей (°С):

при параллельной схеме присоединения местных теплообменников горячего водоснабжения

$$t^{потр}_{обр} = t_2; \qquad (10.14)$$

при двухступенчатой (последовательной или смешанной) схеме присоединения местных теплообменников для режимов максимально-зимнего и наиболее холодного месяца

$$t^{под}_{обр} = t_2 - \frac{860 Q^{I}_{г.в}}{G_{вн}\eta}, \qquad (10.15)$$

Электронная библиотека http://tgv.kstu.ru/

а для летнего режима при той же схеме проверяется температура

$$t_{\text{обр}}^{\text{под}} = t_1 - \frac{860Q_{\text{г. в}}^{\text{л}}}{G_{\text{г. в}}^{\text{л}}\eta}, \qquad (10.16)$$

где η — КПД подогревателя, во всех расчетах принимается равным 0,98.

11. Определяется расход подпиточной воды для восполнения утечек в тепловых сетях и в системе потребителей (т/ч)

$$G_{\text{ут}} = 0{,}01K_{\text{т. с}}G_{\text{вн}}, \qquad (10.17)$$

где $K_{\text{т. с}}$ — потери воды в закрытой системе теплоснабжения и в системе потребителей, принимаются 1,5—2 % часового расхода воды внешними потребителями.

12. Определяется количество сырой воды, поступающее на химводоочистку (т/ч),

$$G_{\text{с. в}} = (1{,}25 \div 1{,}3)\,G_{\text{ут}}, \qquad (10.18)$$

где в скобках — увеличение расхода сырой воды в связи с расходом ее на собственные нужды химводоочистки.

13. При установке деаэратора, работающего при давлении 0,12 МПа и температуре деаэрированной воды около 104 °С (см. рис. 10.3), определяется температура химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды (°С)

$$t''_{\text{х. о. в}} = \frac{G_{\text{ут}}}{G'_{\text{х. о. в}}}\left(t'_{\text{подп}} - t''_{\text{подп}}\right)\eta + t'_{\text{х. о. в}}, \qquad (10.19)$$

где $t'_{\text{х. о. в.}}$ — температура сырой воды перед химводоочисткой, рекомендуется принимать ее до 20 °С; $t'_{\text{подп}}$ — температура подпиточной воды после деаэратора, °С; $t''_{\text{подп}}$ — температура подпиточной воды после охладителя деаэрированной воды, рекомендуется принимать равной 70 °С (при температурном графике теплосети 150/70); $G'_{\text{х. о. в}}$ — предварительно принятый расход химически очищенной воды, т/ч.

14. Определяется температура химически очищенной воды, поступающей в деаэратор (°С),

$$t_{\text{х. о. в}}^{\text{д}} = \frac{G_{\text{гр}}^{\text{под}}}{G'_{\text{х. о. в}}}\left(t_1^{\text{в. к}} - t''_{\text{гр}}\right)\eta + t''_{\text{х. о. в}}, \qquad (10.20)$$

где $G_{\text{гр}}^{\text{под}}$ — расход греющей воды на подогреватель химически очищенной воды, им следует предварительно задаваться, т/ч; $t_1^{\text{в. к}}$ — температура воды на выходе из водогрейного котла, °С; $t_{\text{гр}}$ — температура греющей воды после подогревателя химически очищенной воды, ею также следует предварительно задаться (обычно ее принимают на 4—6 °С выше температуры насыщения при давлении в деаэраторе).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

15. Проверяется температура сырой воды перед химводоочисткой с учетом температур, подсчитанных в п. 12 и 13 (°С),

$$t'_{\text{х. о. в}} = \frac{G^{\text{под}}_{\text{гр}}}{G_{\text{с. в}}}\left(t''_{\text{гр}} - t''_{\text{подп}}\right)\eta + t_{\text{с. в}}. \qquad (10.21)$$

16. Определяется расход греющей воды на деаэратор (т/ч)

$$G^{\text{д}}_{\text{гр}} = \frac{G_{\text{ут}} t'_{\text{подп}} - G'_{\text{х. о. в}} t^{\text{д}}_{\text{х. о. в}}}{t^{\text{в. к}}_{1}}. \qquad (10.22)$$

17. Проверяется расход химически очищенной воды на подпитку теплосети (т/ч)

$$G_{\text{х. о. в}} = G_{\text{ут}} - G^{\text{д}}_{\text{гр}}. \qquad (10.23)$$

18. Определяется расход теплоты на подогрев сырой воды, химически очищенной воды, на деаэратор и мазутное хозяйство. При установке охладителя подпиточной воды определяется расход теплоты на него.

Расход теплоты на подогрев сырой воды (МВт)

$$Q_{\text{с. в}} = 0{,}00116 G_{\text{с. в}}\left(t'_{\text{х. о. в}} - t_{\text{с. в}}\right)\frac{1}{\eta}. \qquad (10.24)$$

Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды (МВт)

$$Q_{\text{х. о. в}} = 0{,}00116 G'_{\text{х. о. в}}\left(t^{\text{д}}_{\text{х. о. в}} - t''_{\text{х. о. в}}\right)\frac{1}{\eta}. \qquad (10.25)$$

Расход теплоты на деаэратор (МВт)

$$Q_{\text{д}} = 0{,}00116 G^{\text{д}}_{\text{гр}}\left(t^{\text{в. к}}_{1} - t'_{\text{подп}}\right)\frac{1}{\eta}. \qquad (10.26)$$

Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды в охладителе деаэрированной воды (МВт)

$$Q_{\text{охл}} = 0{,}00116 G'_{\text{х. о. в}}\left(t''_{\text{х. о. в}} - t'_{\text{х. о. в}}\right)\frac{1}{\eta}. \qquad (10.27)$$

Расход теплоты на подогрев мазута (МВт)

$$Q_{\text{м}} = B c_{\text{м}} \frac{t''_{\text{м}} - t'_{\text{м}}}{\eta \cdot 10^{3}}, \qquad (10.28)$$

где B — расход мазута на установленные котлы при соответствующем режиме, кг/с; $c_{\text{м}}$ — удельная теплоемкость мазута (ориентировочно может приниматься равной 2 кДж/(кг·К)); $t'_{\text{м}}$ и $t''_{\text{м}}$ — температура мазута после подогревателя и перед ним, °С.

При отсутствии данных о расходе топлива расход теплоты на мазутное хозяйство в зависимости от мощности котельной может ориентировочно приниматься от 0,6 до 1,4 МВт.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

19. Вычисляется суммарный расход теплоты, который необходимо получить в котлах (МВт)

$$\sum Q = Q + Q_{\text{с. в}} + Q_{\text{х. о. в}} + Q_{\text{д}} + Q_{\text{м}} - Q_{\text{охл}}. \qquad (10.29)$$

20. Определяется расход воды через водогрейные котлы (т/ч)

$$G_{\text{к}} = \frac{860 \sum Q}{t_1^{\text{в. к}} - t_2^{\text{в. к}}}. \qquad (10.30)$$

21. Определяется расход воды на рециркуляцию (т/ч)

$$G_{\text{рец}} = \frac{G_{\text{к}} \left(t_2^{\text{в. к}} - t_{\text{обр}}^{\text{под}}\right)}{t_1^{\text{в. к}} - t_{\text{обр}}^{\text{под}}}. \qquad (10.31)$$

22. Определяется расход воды по перепускной линии (т/ч)

$$G_{\text{пер}} = \frac{G_{\text{вн}} \left(t_1^{\text{в. к}} - t_1\right)}{t_1^{\text{в. к}} - t_{\text{обр}}^{\text{под}}}. \qquad (10.32)$$

23. Определяется расход сетевой воды от внешних потребителей через обратную линию (т/ч)

$$G_{\text{обр}} = G_{\text{вн}} - G_{\text{ут}}. \qquad (10.33)$$

24. Определяется расчетный расход воды через котлы (т/ч)

$$G_{\text{к}}' = G_{\text{вн}} + G_{\text{гр}}^{\text{под}} + G_{\text{рец}} - G_{\text{пер}}. \qquad (10.34)$$

25. Определяется расход воды, поступающей к внешним потребителям по прямой линии (т/ч),

$$G' = G_{\text{к}}' - G_{\text{гр}}^{\text{д}} - G_{\text{гр}}^{\text{под}} - G_{\text{рец}} + G_{\text{пер}}. \qquad (10.35)$$

26. Определяется разница между найденным ранее и уточненным расходом воды внешними потребителями (%)

$$\Delta G = \frac{G_{\text{вн}} - G'}{G_{\text{вн}}} \cdot 100. \qquad (10.36)$$

При расхождении, меньшем 3 %, расчет считается оконченным.

После расчета тепловой схемы необходимо выбрать число устанавливаемых котлов. Как показали технико-экономические расчеты, оптимальным числом котлов является $n = 3$. Затем определяют расход воды одним котлом и сравнивают его с расходом воды, установленным заводом-изготовителем.

Если $\Sigma G/n \geqslant G$, регламентированного заводом-изготовителем, то выбор котлов считают законченным и проверяют, какое число котлов должно работать при режиме наиболее холодного месяца и летнем режиме.

Для решения вопроса об установке резервного котла необходимо проверить, будут ли обеспечены теплотой при выходе из

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

строя наибольшего по мощности котла потребители первой категории, использующие теплоту:

на технологическое теплоснабжение и системы вентиляции в количестве, определяемом минимальными допустимыми нагрузками;

на отопление и горячее водоснабжение в количестве, определяемом режимом наиболее холодного месяца.

При выходе из строя одного котла количество теплоты, отпускаемое потребителям второй категории, не нормируется.

Рассмотрим пример расчета тепловой схемы котельной с водогрейными котлами, работающими на закрытую систему теплоснабжения (см. рис. 10.3). Котельная предназначена для теплоснабжения жилых и общественных зданий на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Котельная расположена в г. Костроме и работает на малосернистом мазуте. Расчет в соответствии со СНиП II-35-76 ведется для трех режимов: максимально-зимнего, наиболее холодного месяца и летнего. Для горячего водоснабжения принята двухступенчатая последовательная схема подогрева воды у абонентов. Деаэрация химически очищенной воды производится в деаэраторе при давлении 0,12 МПа. Тепловые сети работают по температурному графику 150/70. Основные исходные и принятые для расчета данные приведены в табл. 10.1.

При расчете тепловой схемы в нижеуказанной последовательности определяются:

1. Коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию для режима наиболее холодного месяца

$$K_{\text{о. в}} = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р. о}}} = \frac{18 - (-16)}{18 - (-30)} = 0{,}708.$$

2. Температура воды в подающей линии на нужды отопления и вентиляции для режима наиболее холодного месяца

$$t_1 = 18 + 64{,}5K_{\text{о. в}}^{0{,}8} + 67{,}5K_{\text{о. в}} = 18 + 64{,}5 \cdot 0{,}708^{0{,}8} + \\ + 67{,}5 \cdot 0{,}708 = 114{,}7^{\circ}\text{C}.$$

3. Температура обратной сетевой воды после систем отопления и вентиляции для режима наиболее холодного месяца

$$t_2 = t_1 - 80K_{\text{о. в}} = 114{,}7 - 80 \cdot 0{,}708 = 58{,}1\ ^{\circ}\text{C}.$$

4. Отпуск теплоты на отопление и вентиляцию для максимально-зимнего режима

$$Q_{\text{о. в}} = Q_{\text{о}} + Q_{\text{в}} = 44 + 7{,}6 = 51{,}6\ \text{МВт};$$

для режима наиболее холодного месяца

$$Q_{\text{о. в}} = Q_{\text{о}} + Q_{\text{в}} = (44 + 7{,}6) \cdot 0{,}708 = 36{,}5\ \text{МВт}.$$

5. Суммарный отпуск теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 10.1. **Исходные данные для расчета тепловой схемы котельной, работающей на закрытую систему теплоснабжения (рис. 10.3)**

Наименование	Обозначение	Обоснование	Значение величины при характерных режимах работы котельной		
			максимально-зимнем	наиболее холодного месяца	летнем
Место расположения котельной	—	Задано	г. Кострома		
Максимальные расходы теплоты (с учетом потерь и расхода на мазутное хозяйство), МВт:					
на отопление жилых и общественных зданий	$Q_о$	»	44,0	—	—
на вентиляцию общественных зданий	$Q_в$	»	7,6	—	—
на горячее водоснабжение	$Q_{г.в}$	»	15	15	12
Расчетная температура наружного воздуха для отопления, °С	$t_{р.о}$	Табл. 9.1	—30	—16	—
Расчетная температура наружного воздуха для вентиляции, °С	$t_в$	Табл. 9.1	—16	—	—
Температура воздуха внутри помещений, °С	$t_{вн}$	Принята по справочнику СНиП II-36-73	18	18	—
Температура сырой воды, °С	$t_{с.в}$	»	5	5	15
Температура подогретой сырой воды перед химводоочисткой, °С	$t'_{х.о.в}$	Принята	19		
Температура подпиточной воды после охладителя деаэрированной воды, °С	$t''_{подп}$	»	не менее 70		
Коэффициент собственных нужд химводоочистки	$K_{хво}$	Принят	1,25		
Температура воды на выходе из водогрейных котлов, °С	$t^{в.к}_1$	Принята	150	150	120
Температура воды на входе в водогрейный котел, °С	$t^{в.к}_2$	»	не м. 70		
Расчетная температура горячей воды после местных теплообменников горячего водоснабжения, °С	$t^{потр}_{обр}$	»	60		
Предварительно принятый расход химически очищенной воды, т/ч	$G'_{х.о.в}$	Принят	12	12	4,5
Предварительно принятый расход воды на подогрев химически очищенной воды, т/ч	$G^{под}_{гр}$	»	6	6	1

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 10.1

Наименование	Обозначение	Обоснование	Значение величины при характерных режимах работы котельной		
			максимально-зимнем	наиболее холодного месяца	летнем
Температура греющей воды после подогревателя химически очищенной воды, °С	$t''_{гр}$	Принята	108		
КПД подогревателей	η	Принят	0,98		

для максимально-зимнего режима

$$Q = Q_{о.\,в} + Q_{г.\,в} = 44 + 7{,}6 + 15 = 66{,}6 \text{ МВт};$$

для режима наиболее холодного месяца

$$Q = Q_{о.\,в} + Q_{г.\,в} = 36{,}5 + 15 = 51{,}5 \text{ МВт}.$$

6. Расход воды в подающей линии системы горячего водоснабжения потребителей для максимально-зимнего режима

$$G^{потр}_{г.\,в} = \frac{860Q_{г.\,в}}{t^{потр}_{г.\,в} - t_{с.\,в}} = \frac{860 \cdot 15}{60 - 5} = 234{,}5 \text{ т/ч}.$$

7. Тепловая нагрузка подогревателя первой ступени (на обратной линии сетевой воды) для режима наиболее холодного месяца

$$Q^{I}_{г.\,в} = 0{,}00116 G^{потр}_{г.\,в} [t_2 - (\Delta t_в + t_{с.\,в})] =$$
$$= 0{,}00116 \cdot 234{,}5 \cdot [58{,}1 - (10 + 5)] = 11{,}7 \text{ МВт}.$$

8. Тепловая нагрузка подогревателя второй ступени для режима наиболее холодного месяца

$$Q^{II}_{г.\,в} = Q^{потр}_{г.\,в} - Q^{I}_{г.\,в} = 15 - 11{,}7 = 3{,}3 \text{ МВт}.$$

9. Расход сетевой воды на местный теплообменник второй ступени, т. е. на горячее водоснабжение, для режима наиболее холодного месяца

$$G^{II}_{г.\,в} = \frac{860Q^{II}_{г.\,в}}{t_1 - t_2} = \frac{860 \cdot 3{,}3}{114{,}7 - 58{,}1} = 50{,}1 \text{ т/ч}.$$

10. Расход сетевой воды на местный теплообменник для летнего режима

$$G^{л}_{г.\,в} = \frac{860Q^{л}_{г.\,в}}{t^{л}_1 - (\Delta t_в + t_{с.\,в})} = \frac{860 \cdot 12}{70 - (10 + 15)} = 229{,}3 \text{ т/ч}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

11. Расход сетевой воды на отопление и вентиляцию:
для максимально-зимнего режима

$$G_{\text{о. в}} = \frac{860\,(Q_{\text{о}} + Q_{\text{в}})}{t_1 - t_2} = \frac{860\,(44 + 7{,}6)}{150 - 70} = 554{,}7 \text{ т/ч};$$

для режима наиболее холодного месяца

$$G_{\text{о. в}} = \frac{860 Q_{\text{о. в}}}{t_1 - t_2} = \frac{860 \cdot 36{,}5}{114{,}7 - 58{,}1} = 554{,}6 \text{ т/ч}.$$

12. Расход сетевой воды на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение:
для максимально-зимнего режима

$$G_{\text{вн}} = G_{\text{о. в}} + G_{\text{г. в}} = 554{,}7 + 0 = 554{,}7;$$

для режима наиболее холодного месяца

$$G_{\text{вн}} = G_{\text{о. в}} + G_{\text{г. в}} = 554{,}6 + 50{,}1 = 604{,}7 \text{ т/ч};$$

для летнего режима

$$G_{\text{вн}} = G_{\text{о. в}} + G_{\text{г. в}} = 0 + 229{,}3 = 229{,}3 \text{ т/ч}.$$

13. Температура обратной сетевой воды после внешних потребителей:
для максимально-зимнего режима

$$t_{\text{обр}}^{\text{под}} = t_2 - \frac{860 Q_{\text{г. в}}^{\text{I}}}{G_{\text{вн}} \eta} = 70 - \frac{860 \cdot 15}{554{,}7 \cdot 0{,}98} = 46{,}3^\circ\text{C};$$

для режима наиболее холодного месяца

$$t_{\text{обр}}^{\text{под}} = t_2 - \frac{860 Q_{\text{г. в}}^{\text{I}}}{G_{\text{вн}} \eta} = 58{,}1 - \frac{860 \cdot 11{,}7}{604{,}7 \cdot 0{,}98} = 41{,}1^\circ\text{C};$$

проверяется для летнего режима

$$t_{\text{обр}}^{\text{под}} = t_1 - \frac{860 Q_{\text{г. в}}^{\text{л}}}{G_{\text{вн}} \eta} = 70 - \frac{860 \cdot 12}{229{,}3 \cdot 0{,}98} = 24{,}1^\circ\text{C}.$$

14. Расход подпиточной воды для восполнения утечек в теплосети внешних потребителей:
для максимально-зимнего режима

$$G_{\text{ут}} = 0{,}01 K_{\text{тс}} G_{\text{вн}} = 0{,}01 \cdot 2 \cdot 554{,}7 = 11{,}1 \text{ т/ч};$$

для режима наиболее холодного месяца

$$G_{\text{ут}} = 0{,}01 K_{\text{тс}} G_{\text{вн}} = 0{,}01 \cdot 1{,}8 \cdot 554{,}6 = 11{,}1 \text{ т/ч};$$

для летнего режима

$$G_{\text{ут}} = 0{,}01 K_{\text{тс}} G_{\text{вн}} = 0{,}01 \cdot 2 \cdot 229{,}3 = 4{,}7 \text{ т/ч}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

15. Расход сырой воды, поступающей на химводоочистку:
для максимально-зимнего режима

$$G_{\text{с. в}} = 1{,}25G_{\text{ут}} = 11{,}1 \cdot 1{,}25 = 13{,}9 \text{ т/ч};$$

для режима наиболее холодного месяца

$$G_{\text{с. в}} = 1{,}25G_{\text{ут}} = 11{,}1 \cdot 1{,}25 = 13{,}9 \text{ т/ч};$$

для летнего режима

$$G_{\text{с. в}} = 1{,}25G_{\text{ут}} = 4{,}7 \cdot 1{,}25 = 5{,}9 \text{ т/ч}.$$

16. Температура химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды:
для максимально-зимнего режима

$$t''_{\text{х. о. в}} = \frac{G_{\text{ут}}}{G'_{\text{х. о. в}}} (t'_{\text{подп}} - t''_{\text{подп}})\,\eta + t'_{\text{х. о. в}} =$$

$$= \frac{11{,}1}{12} \cdot (104 - 70) \cdot 0{,}98 + 19 = 49{,}8^\circ\text{C};$$

для режима наиболее холодного месяца

$$t''_{\text{х. о. в}} = \frac{G_{\text{ут}}}{G'_{\text{х. о. в}}} (t'_{\text{подп}} - t''_{\text{подп}})\,\eta + t'_{\text{х. о. в}} =$$

$$= \frac{11{,}1}{12} \cdot (104 - 70) \cdot 0{,}98 + 19 = 49{,}8^\circ\text{C};$$

для летнего режима

$$t''_{\text{х. о. в}} = \frac{G_{\text{ут}}}{G'_{\text{х. о. в}}} (t'_{\text{подп}} - t''_{\text{подп}})\,\eta + t'_{\text{х. о. в}} =$$

$$= \frac{4{,}7}{4{,}5} \cdot (104 - 70) \cdot 0{,}98 + 19 = 53{,}8^\circ\text{C}.$$

17. Температура химически очищенной воды, поступающей в деаэратор:
для максимально-зимнего режима

$$t^{\text{д}}_{\text{х. о. в}} = \frac{G^{\text{под}}_{\text{гр}}}{G'_{\text{х. о. в}}} (t_1^{\text{в. к}} - t''_{\text{гр}})\,\eta + t''_{\text{х. о. в}} =$$

$$= \frac{6}{12} \cdot (150 - 108) \cdot 0{,}98 + 49{,}8 = 70{,}4^\circ\text{C};$$

для режима наиболее холодного месяца

$$t^{\text{д}}_{\text{х. о. в}} = \frac{G^{\text{под}}_{\text{гр}}}{G'_{\text{х. о. в}}} (t_1^{\text{в. к}} - t''_{\text{гр}})\,\eta + t''_{\text{х. о. в}} =$$

$$= \frac{6}{12} \cdot (150 - 108) \cdot 0{,}98 + 49{,}8 = 70{,}4^\circ\text{C};$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

для летнего режима

$$t^{д}_{х.\,о.\,в} = \frac{G^{под}_{гр}}{G'_{х.\,о.\,в}}\left(t^{в.\,к}_{1} - t''_{гр}\right)\eta + t''_{х.\,о.\,в} =$$

$$= \frac{1}{4{,}5}\cdot(120 - 108)\cdot 0{,}98 + 53{,}8 = 56{,}4°\text{C}.$$

18. Проверяется температура сырой воды перед химводоочисткой:

для максимально-зимнего режима и наиболее холодного месяца

$$t'_{х.\,о.\,в} = \frac{G^{под}_{гр}}{G_{с.\,в}}\left(t''_{гр} - t''_{подп}\right)\eta + t_{с.\,в} =$$

$$= \frac{6}{13{,}9}\cdot(108 - 70)\cdot 0{,}98 + 5 = 21°\text{C};$$

для летнего режима

$$t'_{х.\,о.\,в} = \frac{G^{под}_{гр}}{G_{с.\,в}}\left(t''_{гр} - t''_{подп}\right)\eta + t_{с.\,в} =$$

$$= \frac{1}{5{,}9}\cdot(108 - 70)\cdot 0{,}98 + 15 = 21{,}3°\text{C}.$$

19. Расход греющей воды на деаэратор:

для максимально-зимнего режима и наиболее холодного месяца

$$G^{д}_{гр} = \frac{G_{ут}t'_{подп} - G'_{х.\,о.\,в}t^{д}_{х.\,о.\,в}}{t^{в.\,к}_{1}} = \frac{11{,}1\cdot 104 - 12{,}0\cdot 70{,}4}{150} = 2{,}1\ \text{т/ч};$$

для летнего режима

$$G^{д}_{гр} = \frac{G_{ут}t'_{подп} - G'_{х.\,о.\,в}t^{д}_{х.\,о.\,в}}{t^{в.\,к}_{1}} = \frac{4{,}7\cdot 104 - 4{,}5\cdot 56{,}4}{120} = 1{,}9\ \text{т/ч}.$$

20. Проверяется расход химически очищенной воды на подпитку теплосети:

для максимально-зимнего режима и наиболее холодного месяца

$$G_{х.\,о.\,в} = G_{ут} - G^{д}_{гр} = 11{,}1 - 2{,}1 = 9{,}0\ \text{т/ч};$$

для летнего режима

$$G_{х.\,о.\,в} = G_{ут} - G^{д}_{гр} = 4{,}7 - 1{,}9 = 2{,}8\ \text{т/ч}.$$

21. Расход теплоты на подогрев сырой воды:

для максимально-зимнего режима и наиболее холодного месяца

$$Q_{с.\,в} = 0{,}00116\,\frac{G_{с.\,в}}{\eta}\left(t'_{х.\,о.\,в} - t_{с.\,в}\right) =$$

$$= 0{,}00116\cdot\frac{13{,}9}{0{,}98}\cdot(21 - 5) = 0{,}4\ \text{МВт};$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

для летнего режима

$$Q_{\text{с. в}} = 0{,}00116 \frac{G_{\text{с. в}}}{\eta} (t'_{\text{х. о. в}} - t_{\text{с. в}}) =$$

$$= 0{,}00116 \cdot \frac{5{,}9}{0{,}98} \cdot (21{,}3 - 15) = 0{,}1 \text{ МВт}.$$

22. Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды:
для максимально-зимнего режима и наиболее холодного месяца

$$Q_{\text{х. о. в}} = 0{,}00116 \frac{G_{\text{х. о. в}}}{\eta} (t^{\text{д}}_{\text{х. о. в}} - t''_{\text{х. о. в}}) =$$

$$= 0{,}00116 \cdot \frac{9}{0{,}98} \cdot (70{,}4 - 49{,}8) = 0{,}2 \text{ МВт};$$

для летнего режима

$$Q_{\text{х. о. в}} = 0{,}00116 \frac{G_{\text{х. о. в}}}{\eta} (t^{\text{д}}_{\text{х. о. в}} - t''_{\text{х. о. в}}) =$$

$$= 0{,}00116 \cdot \frac{2{,}8}{0{,}98} \cdot (56{,}4 - 53{,}8) = 0{,}01 \text{ МВт}.$$

23. Расход теплоты на деаэратор:
для максимально-зимнего режима и наиболее холодного месяца

$$Q_{\text{д}} = 0{,}00116 \frac{G^{\text{д}}_{\text{гр}}}{\eta} (t^{\text{в. к}}_1 - t''_{\text{подп}}) =$$

$$= 0{,}00116 \cdot \frac{2{,}1}{0{,}98} \cdot (150 - 104) = 0{,}1 \text{ МВт};$$

для летнего режима

$$Q_{\text{д}} = 0{,}00116 \frac{G^{\text{д}}_{\text{гр}}}{\eta} (t^{\text{в. к}}_1 - t''_{\text{подп}}) =$$

$$= 0{,}00116 \cdot \frac{1{,}9}{0{,}98} \cdot (120 - 104) = 0{,}04 \text{ МВт}.$$

24. Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды в охладителе деаэрированной воды:
для максимально-зимнего режима и наиболее холодного месяца

$$Q_{\text{охл}} = 0{,}00116 \frac{G_{\text{х. о. в}}}{\eta} (t''_{\text{х. о. в}} - t'_{\text{х. о. в}}) =$$

$$= 0{,}00116 \cdot \frac{9}{0{,}98} \cdot (49{,}8 - 21) = 0{,}3 \text{ МВт};$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

для летнего режима

$$Q_{охл} = 0{,}00116 \frac{G_{х.\,о.\,в}}{\eta} (t''_{х.\,о.\,в} - t'_{х.\,о.\,в}) =$$

$$= 0{,}00116 \cdot \frac{2{,}8}{0{,}98} \cdot (53{,}8 - 21{,}3) = 0{,}1 \text{ МВт}.$$

25. Суммарный расход теплоты, необходимый в водогрейных котлах:
для максимально-зимнего режима

$$\sum Q = Q + Q_{с.\,в} + Q_{х.\,о.\,в} + Q_{д} - Q_{охл} =$$
$$= 66{,}6 + 0{,}4 + 0{,}2 + 0{,}1 - 0{,}3 = 67 \text{ МВт};$$

для режима наиболее холодного месяца

$$\sum Q = Q + Q_{с.\,в} + Q_{х.\,о.\,в} + Q_{д} - Q_{охл} =$$
$$= 51{,}5 + 0{,}4 + 0{,}2 + 0{,}04 - 0{,}3 = 51{,}7 \text{ МВт};$$

для летнего режима

$$\sum Q = Q + Q_{с.\,в} + Q_{х.\,о.\,в} + Q_{д} - Q_{охл} =$$
$$= 12 + 0{,}1 + 0{,}04 + 0{,}01 - 0{,}1 = 12{,}1 \text{ МВт}.$$

26. Расход воды через водогрейные котлы:
для максимально-зимнего режима

$$G_{к} = \frac{860 \sum Q}{t_1^{в.\,к} - t_2^{в.\,к}} = \frac{860 \cdot 67}{150 - 70} = 720{,}3 \text{ т/ч};$$

для режима наиболее холодного месяца

$$G_{к} = \frac{860 \sum Q}{t_1^{в.\,к} - t_2^{в.\,к}} = \frac{860 \cdot 51{,}7}{150 - 88{,}4} = 720{,}3 \text{ т/ч};$$

для летнего режима

$$G_{к} = \frac{860 \sum Q}{t_1^{в.\,к} - t_2^{в.\,к}} = \frac{860 \cdot 12{,}1}{120 - 70} = 208 \text{ т/ч}.$$

27. Расход воды на рециркуляцию:
для максимально-зимнего режима

$$G_{рец} = \frac{G_{к} (t_2^{в.\,к} - t_{обр}^{под})}{t_1^{в.\,к} - t_{обр}^{под}} = \frac{720{,}3\,(70 - 46{,}3)}{150 - 46{,}3} = 164{,}6 \text{ т/ч};$$

для режима наиболее холодного месяца

$$G_{рец} = \frac{G_{к} (t_2 - t_{обр}^{под})}{t_1^{в.\,к} - t_{обр}^{под}} = \frac{720{,}3 \cdot (88{,}4 - 41{,}1)}{150 - 41{,}1} = 308{,}4 \text{ т/ч};$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

для летнего режима

$$G_{\text{рец}} = \frac{G_{\text{к}}\left(t_2^{\text{в. к}} - t_{\text{обр}}^{\text{под}}\right)}{t_1^{\text{в. к}} - t_{\text{обр}}^{\text{под}}} = \frac{208 \cdot (100{,}4 - 24{,}1)}{120 - 24{,}1} = 98{,}5 \text{ т/ч}.$$

28. Расход воды по перепускной линии:

для максимально-зимнего режима

$$G_{\text{пер}} = \frac{G_{\text{вн}}\left(t_1^{\text{в. к}} - t_1\right)}{t_1^{\text{в. к}} - t_{\text{обр}}^{\text{под}}} = \frac{554{,}7 \cdot (150 - 150)}{150 - 46{,}3} = 0;$$

для режима наиболее холодного месяца

$$G_{\text{пер}} = \frac{G_{\text{вн}}\left(t_1^{\text{в. к}} - t_1\right)}{t_1^{\text{в. к}} - t_{\text{обр}}^{\text{под}}} = \frac{604{,}7 \cdot (150 - 114{,}7)}{150 - 41{,}1} = 196{,}0 \text{ т/ч};$$

для летнего режима

$$G_{\text{пер}} = \frac{G_{\text{вн}}\left(t_1^{\text{в. к}} - t_1\right)}{t_1^{\text{в. к}} - t_{\text{обр}}^{\text{под}}} = \frac{229{,}3 \cdot (120 - 70)}{120 - 24{,}1} = 120 \text{ т/ч}.$$

29. Расход сетевой воды от внешних потребителей через обратную линию:

для максимально-зимнего режима

$$G_{\text{обр}} = G_{\text{вн}} - G_{\text{ут}} = 554{,}7 - 11{,}1 = 543{,}6 \text{ т/ч};$$

для режима наиболее холодного месяца

$$G_{\text{обр}} = G_{\text{вн}} - G_{\text{ут}} = 604{,}7 - 11{,}1 = 593{,}6 \text{ т/ч};$$

для летнего режима

$$G_{\text{обр}} = G_{\text{вн}} - G_{\text{ут}} = 229{,}3 - 4{,}7 = 224{,}6 \text{ т/ч}.$$

30. Расчетный расход воды через котлы:

для максимально-зимнего режима

$$G_{\text{к}}' = G_{\text{вн}} + G_{\text{гр}}^{\text{под}} + G_{\text{рец}} - G_{\text{пер}} = 543{,}6 + 11{,}1 + 6 + 164{,}6 = 725{,}3 \text{ т/ч};$$

для режима наиболее холодного месяца

$$G_{\text{к}}' = G_{\text{вн}} + G_{\text{гр}}^{\text{под}} + G_{\text{рец}} - G_{\text{пер}} = 593{,}6 + 11{,}1 + 6 + 313 - 196 = 727{,}7 \text{ т/ч};$$

для летнего режима

$$G_{\text{к}}' = G_{\text{вн}} + G_{\text{гр}}^{\text{под}} + G_{\text{рец}} - G_{\text{пер}} = 229{,}3 + 1 + 165 - 120 = 275{,}3 \text{ т/ч}.$$

31. Расход воды, поступающей к внешним потребителям по прямой линии:

для максимально-зимнего режима

$$G' = G_{\text{к}}' - G_{\text{гр}}^{\text{д}} - G_{\text{рец}} + G_{\text{пер}} = 725{,}3 - 2{,}1 - 6 - 164{,}6 = 552{,}6 \text{ т/ч};$$

для режима наиболее холодного месяца

$$G' = G_{\text{к}}' - G_{\text{гр}}^{\text{д}} - G_{\text{гр}}^{\text{под}} - G_{\text{рец}} + G_{\text{пер}} = 727{,}7 - 2{,}1 - 6 - 313 + 196 = 602{,}6 \text{ т/ч}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 10.2. **Расчет тепловой схемы котельной, работающей на закрытую систему теплоснабжения**

Физическая величина	Обозначение	Номер формулы	Значение величины при характерных режимах работы котельной		
			максимально-зимнем	наиболее холодного месяца	летнем
Коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию	$K_{о.в}$	(10.1)	1	0,708	—
Температура воды в подающей линии на нужды отопления и вентиляции, °С	t_1	(10.2)	150	114,7	70
Температура обратной сетевой воды после систем отопления и вентиляции, °С	t_2	(10.3)	70	58,1	—
Отпуск теплоты на отопление и вентиляцию, МВт	$Q_{о.в}$	(10.4)	51,6	36,5	—
Суммарный отпуск теплоты на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение, МВт	Q	(10.5)	66,6	51,5	12
Расход воды в подающей линии на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, т/ч	$G_{вн}$	(10.7)	554,7	604,7	229,3
Температура обратной воды после внешних потребителей, °С	$t^{под}_{обр}$	(10.15)	46,3	41,1	24,1
Расход подпиточной воды для восполнения утечек в теплосети внешних потребителей, т/ч	$G_{ут}$	(10.17)	11,1	11,1	4,7
Количество сырой воды, поступающей на химводоочистку, т/ч	$G_{с.в}$	(10.18)	13,9	13,9	5,9
Температура химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды, °С	$t''_{х.о.в}$	(10.19)	49,8	49,8	53,8
Температура химически очищенной воды, поступающей в деаэратор, °С	$t^{д}_{х.о.в}$	(10.20)	70,4	70,4	56,4
Расход греющей воды на деаэратор, т/ч	$G^{д}_{гр}$	(10.22)	2,1	2,1	1,9
Суммарный расход теплоты, необходимый в водогрейных котлах, МВт	ΣQ	(10.29)	67	51,7	12,1
Расход воды через водогрейные котлы, т/ч	$G_к$	(10.30)	720,3	720,3	208
Расход воды на рециркуляцию, т/ч	$G_{рец}$	(10.31)	164,6	313	165
Расход воды по перепускной линии, т/ч	$G_{пер}$	(10.32)	0	196	120
Расход воды через обратную линию, т/ч	$G_{обр}$	(10.33)	543,6	604,7	224,6
Расчетный расход воды через котлы, т/ч	$G'_к$	(10.34)	725,3	727,7	275,3

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

для летнего режима

$$G' = G'_{к} - G^{д}_{гр} - G^{под}_{гр} - G_{рец} + G_{пер} = 275{,}3 - 1{,}9 - 1 - 165 + 120 = 227{,}4 \text{ т/ч}.$$

32. Разница между найденным ранее и уточненным расходом воды внешними потребителями:

для максимально-зимнего режима

$$\frac{G_{вн} - G'}{G_{вн}} \cdot 100 = \frac{554{,}7 - 552{,}6}{554{,}7} \cdot 100 = 0{,}37\%;$$

для режима наиболее холодного месяца

$$\frac{G_{вн} - G'}{G_{вн}} \cdot 100 = \frac{604{,}7 - 602{,}6}{604{,}7} \cdot 100 = 0{,}35\%;$$

для летнего режима

$$\frac{G_{вн} - G'}{G_{вн}} \cdot 100 = \frac{229{,}3 - 227{,}4}{229{,}3} \cdot 100 = 0{,}83\%.$$

В соответствии с расчетом тепловой схемы к установке принимаем три котла КВ-ГМ-20. По данным завода-изготовителя мощность одного котла составляет 23,2 МВт при расходе воды через него 247 т/ч. Расчетный расход воды через один котел при максимально-зимнем режиме $725{,}3/3 = 241{,}7 < 247$ т/ч. В связи с этим, сохраняя температуру воды на выходе из котлов $t_1^{в.к} = 150$ °С, необходимо при эксплуатации увеличить расход воды, подаваемой рециркуляционным насосом, на 5,3 т/ч через каждый котел. Это приведет к увеличению температуры воды на входе в котел, что несколько уменьшит коррозию конвективных поверхностей нагрева котлов, но увеличит расход электроэнергии на привод рециркуляционного насоса.

При летнем режиме теплоснабжение потребителей будет обеспечено одним котлом, который будет загружен примерно на 52 %. При режиме наиболее холодного месяца в работе будут находиться три котла. В случае выхода из строя одного котла подачу теплоты на вентиляцию общественных зданий и потребителям второй категории придется сократить на $51{,}5 - 23{,}2 \cdot 2 = 5$ МВт, что в соответствии со СНиП II-35-76 допускается. Поэтому в котельной достаточно установить три котла, не предусматривая резервного котла.

Сводные данные результатов расчета тепловой схемы приведены в табл. 10.2.

10.2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОТЕЛЬНОЙ С ПАРОВЫМИ КОТЛАМИ

Отпуск пара технологическим потребителям часто производится от котельных, называемых производственными. Эти котельные обычно вырабатывают насыщенный или слабо перегретый пар

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

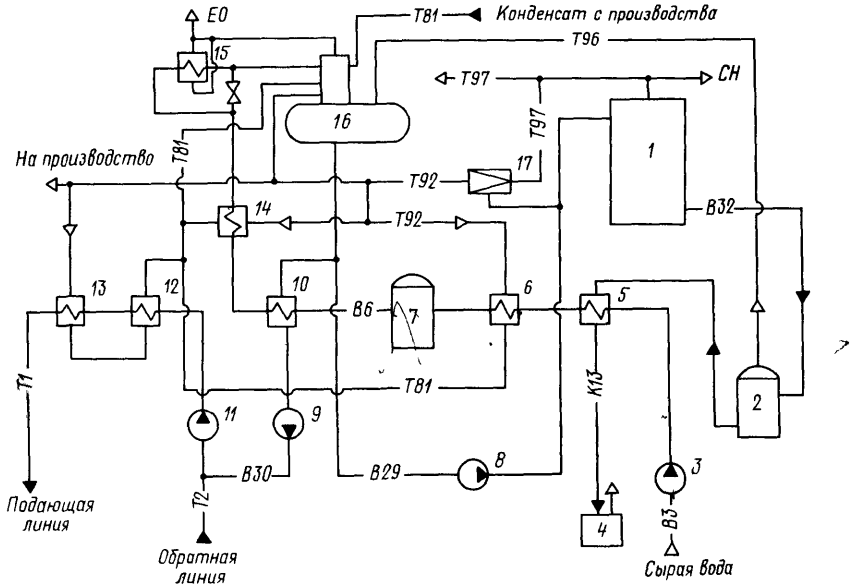


Рис. 10.4. Тепловая схема производственной котельной

1 — паровой котел; *2* — расширитель непрерывной продувки; *3* — насос сырой воды; *4* — барботер; *5* — охладитель непрерывной продувки; *6* — подогреватель сырой воды; *7* — химводоочистка; *8* — питательный насос; *9* — подпиточный насос; *10* — охладитель подпиточной воды; *11* — сетевой насос; *12* — охладитель конденсата; *13* — сетевой подогреватель; *14* — подогреватель химически очищенной воды; *15* — охладитель выпара; *16* — атмосферный деаэратор; *17* — редукционно-охладительная установка (РОУ)

с давлением до 1,4 или 2,4 МПа. Пар используется технологическими потребителями и в небольшом количестве — на приготовление горячей воды, направляемой в систему теплоснабжения. Приготовление горячей воды производится в сетевых подогревателях, устанавливаемых в котельной.

Принципиальная тепловая схема производственной котельной с отпуском небольшого количества теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в закрытую систему теплоснабжения показана на рис. 10.4.

Насос сырой воды подает воду в охладитель продувочной воды, где она нагревается за счет теплоты продувочной воды. Затем сырая вода подогревается до 20—30 °С в пароводяном подогревателе сырой воды и направляется в химводоочистку. Химически очищенная вода направляется в охладитель деаэрированной воды и подогревается до определенной температуры. Дальнейший подогрев химически очищенной воды осуществляется в подогревателе паром. Перед поступлением в головку деаэратора часть химически очищенной воды проходит через охладитель выпара деаэратора.

Подогрев сетевой воды производится паром в последовательно включенных двух сетевых подогревателях. Конденсат от всех

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

подогревателей направляется в головку деаэратора, в которую также поступает конденсат, возвращаемый внешними потребителями пара.

Подогрев воды в атмосферном деаэраторе производится паром от котлов и паром из расширителя непрерывной продувки. Непрерывная продувка от котлов используется в расширителе, где котловая вода вследствие снижения давления частично испаряется.

В котельных с паровыми котлами независимо от тепловой схемы использование теплоты непрерывной продувки котлов является обязательным. Использованная в охладителе продувочная вода сбрасывается в продувочный колодец (барботер).

Деаэрированная вода с температурой около 104 °С питательным насосом подается в паровые котлы. Подпиточная вода для системы теплоснабжения забирается из того же деаэратора, охлаждаясь в охладителе деаэрированной воды до 70 °С перед поступлением к подпиточному насосу. Использование общего деаэратора для приготовления питательной и подпиточной воды возможно только для закрытых систем теплоснабжения ввиду малого расхода подпиточной воды в них. В открытых системах теплоснабжения расход подпиточной воды значителен, поэтому в котельной следует устанавливать два деаэратора: один для приготовления питательной воды, другой — подпиточной воды. В котельных с паровыми котлами, как правило, устанавливаются деаэраторы атмосферного типа.

Для технологических потребителей, использующих пар более низкого давления по сравнению с вырабатываемым котлоагрегатами, и для подогревателей собственных нужд в тепловых схемах котельных предусматривается редукционная установка для снижения давления пара (РУ) или редукционно-охладительная установка для снижения давления и температуры пара (РОУ).

Расчет тепловой схемы котельной с паровыми котлами выполняется для трех режимов: максимально-зимнего, наиболее холодного месяца и летнего.

Расчет тепловой схемы производственной котельной (рис. 10.4) рекомендуется производить в такой последовательности:

1. Составить таблицу исходных данных для расчета. Она составляется на основании данных о расходах пара технологическими потребителями и теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В этой же таблице указываются значения величин, предварительно принятые в последующих расчетах (пример такой таблицы — 10.3).

2. Определить расход воды на подогреватели сетевой воды (т/ч)

$$G = \frac{860Q}{t_1 - t_2}, \qquad (10.37)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где Q — расчетная тепловая нагрузка потребителей системы теплоснабжения (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение), МВт; t_1 и t_2 — температура воды соответственно перед сетевыми подогревателями и после них, °С.

3. Определить расход пара на подогреватели сетевой воды

$$D_{\text{п. с. в}} = \frac{4{,}2G\,(t_1 - t_2)}{(i''_{\text{РОУ}} - i_{\text{к}})\,\eta}, \tag{10.38}$$

где $i''_{\text{РОУ}}$ — энтальпия редуцированного пара перед подогревателями сетевой воды, кДж/кг; $i_{\text{к}}$ — энтальпия конденсата после подогревателей сетевой воды, кДж/кг; η — КПД сетевого подогревателя (для различных подогревателей собственных нужд принимается равным 0,98).

4. Определить расход редуцированного пара внешними потребителями (т/ч)

$$D''_{\text{РОУ}} = D_{\text{т}} + D_{\text{п. с. в}}, \tag{10.39}$$

где $D_{\text{т}}$ — расход редуцированного пара внешними технологическими потребителями, т/ч.

5. Определить суммарный расход свежего пара внешними потребителями (т/ч)

$$D_{\text{вн}} = D'_{\text{РОУ}} + D'_{\text{т}}; \tag{10.40}$$

при этом

$$D'_{\text{РОУ}} = D''_{\text{РОУ}} \frac{i''_{\text{РОУ}} - i_{\text{п. в}}}{i'_{\text{РОУ}} - i_{\text{п. в}}}, \tag{10.41}$$

где $D'_{\text{т}}$ — расход свежего пара давлением 1,4 МПа; $i'_{\text{РОУ}}$ — энтальпия свежего пара, кДж/кг; $i_{\text{п. в}}$ — энтальпия питательной воды, кДж/кг; $D'_{\text{РОУ}}$ — расход пара перед РОУ, т/ч.

6. Определить количество воды, впрыскиваемой в редукционно-охладительную установку (т/ч),

$$G_{\text{РОУ}} = D''_{\text{РОУ}} \frac{i'_{\text{РОУ}} - i''_{\text{РОУ}}}{i'_{\text{РОУ}} - i_{\text{п. в}}}. \tag{10.42}$$

7. Расход пара на собственные нужды котельной (т/ч)

$$D'_{\text{с. н}} = 0{,}01K_{\text{с. н}}D_{\text{вн}}, \tag{10.43}$$

где $K_{\text{с. н}}$ — расход пара на собственные нужды котельной (подогрев сырой и химически очищенной воды, расход на деаэратор) в процентах расхода пара внешними потребителями; рекомендуется принимать его равным 5—10 %.

8. Расход пара на мазутное хозяйство (т/ч)

$$D_{\text{м}} = 0{,}01K_{\text{м}}D_{\text{вн}}, \tag{10.44}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $K_м$ — расход пара на мазутное хозяйство, процентов расхода пара внешними потребителями; при отсутствии данных рекомендуется принимать его для небольших котельных равным 3 %.

9. Расход пара на покрытие потерь в котельной (т/ч)

$$D_п = 0{,}01K_п (D_{вн} - D'_{с.\,н} + D_м), \qquad (10.45)$$

где $K_п$ — расход пара на покрытие потерь, процентов расхода пара внешними потребителями; рекомендуется принимать его равным 2—3 %.

10. Суммарный расход пара на собственные нужды, мазутное хозяйство и покрытие потерь в котельной (т/ч)

$$D_{с.\,н} = D'_{с.\,н} + D_м + D_п. \qquad (10.46)$$

11. Суммарная паропроизводительность котельной (т/ч)

$$D = D_{вн} + D_{с.\,н}. \qquad (10.47)$$

12. Потери конденсата в оборудовании внешних потребителей и внутри котельной (т/ч)

$$G_к^{пот} = (1 - \beta)(D_т + D'_т) + 0{,}01K_к D, \qquad (10.48)$$

где β — доля конденсата, возвращаемого внешними потребителями; $K_к$ — потери конденсата в цикле котельной установки, процентов суммарной паропроизводительности котельной; рекомендуется принимать их равными 3 %.

13. Определить расход химически очищенной воды (т/ч)

$$F_{х.\,о\ в} = G_к^{пот} + 0{,}01K_{тс}G, \qquad (10.49)$$

где $K_{тс}$ — потери воды в теплосети, процентов количества воды в системе теплоснабжения, рекомендуется принимать их равными 2—3 %.

14. Определить расход сырой воды (т/ч)

$$G_{с.\,в} = K_{х\ о.\,в} G_{х.\,о.\,в}, \qquad (10.50)$$

где $K_{х.\,о.\,в}$ — коэффициент, учитывающий расход сырой воды на собственные нужды химводоочистки, рекомендуется принимать его равным 1,25.

15. Определить количество воды, поступающей с непрерывной продувкой в расширитель (т/ч),

$$G_{пр} = 0{,}01p_{пр}D, \qquad (10.51)$$

где $p_{пр}$ — процент продувки, принимается от 2 до 5 %.

16. Количество пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки (т/ч),

$$D_{расш} = \frac{G_{пр}(i_{к\ в} - i'_{расш})}{x(i''_{расш} - i'_{расш})}, \qquad (10.52)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $i_{к.\,в}$ — энтальпия котловой воды, кДж/кг; $i''_{расш}$ — энтальпия пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки, кДж/кг; $i'_{расш}$ — энтальпия воды, получаемой в расширителе непрерывной продувки, кДж/кг; x — степень сухости пара, выходящего из расширителя непрерывной продувки, принимается равной 0,98.

17. Количество воды на выходе из расширителя непрерывной продувки (т/ч)

$$G_{расш} = G_{пр} - D_{расш}. \tag{10.53}$$

18. Определить температуру сырой воды после охладителя непрерывной продувки (°С)

$$t'_{с.\,в} = \frac{G_{расш}\left(i'_{расш}\eta - i''_{пр}\right)}{4{,}2G_{с.\,в}} + t_{с.\,в}, \tag{10.54}$$

где $i''_{пр}$ — энтальпия воды после охладителя непрерывной продувки, принимается равной 210 кДж/кг.

19. Расход пара на подогреватель сырой воды (т/ч)

$$D_{с.\,в} = G_{с.\,в}\frac{i'_{х.\,о.\,в} - i'_{с.\,в}}{i''_{РОУ} - i_{к}^{РОУ}}, \tag{10.55}$$

где $i'_{х.\,о.\,в}$ — энтальпия сырой воды после подогревателя, определяется для температуры воды, принимаемой от 20 до 30 °С, кДж/кг; $i'_{с.\,в}$ — энтальпия сырой воды после охладителя непрерывной продувки, определяется по температуре $t'_{с.\,в}$, кДж/кг; $i''_{РОУ}$ — энтальпия редуцированного пара, кДж/кг; $i_{к}^{РОУ}$ — энтальпия конденсата редуцированного пара, определяется по температуре конденсата, принимаемой равной 70—85 °С.

20. Определить температуру химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды (°С)

$$t''_{х.\,о.\,в} = t'_{х.\,о.\,в} + \frac{0{,}01K_{тс}G\left(t_{п.\,в} - t_2\right)\eta}{G_{х.\,о.\,в}}, \tag{10.56}$$

где $t'_{х.\,о.\,в}$ — температура химически очищенной воды на входе в охладитель деаэрированной воды (в процессе химической очистки воды ее температура снижается примерно на 2 °С; снижением температуры воды в оборудовании химводоочистки и последующим ее подогревом в охладителе выпара можно пренебречь без ущерба для точности расчета), °С; $t_{п.\,в}$ — температура деаэрированной (питательной) воды на входе в охладитель, °С; t_2 — температура деаэрированной воды после охладителя, принимается равной 70 °С; $0{,}01K_{тс}G$ — расход подпиточной воды для покрытия утечек в системе теплоснабжения, т/ч.

21. Определить расход пара на подогрев химически очищенной воды в подогревателе перед деаэратором (т/ч)

$$D_{х.\,о.\,в} = \frac{G_{х.\,о.\,в}\left(i_{к} - i''_{х.\,о.\,в}\right)}{i''_{РОУ} - i_{к}^{РОУ}}, \tag{10.57}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $i_к$ — энтальпия химически очищенной воды после подогревателя, определяется по температуре, равной температуре конденсата, т. е. 70—85 °С; $i''_{х.\,о.\,в}$ — энтальпия химически очищенной воды перед подогревателем, определяется по температуре химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды, кДж/кг.

22. Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор, за вычетом греющего пара деаэратора (т/ч)

$$G_д = G_{х.\,о.\,в} + \beta (D_т + D'_т) + D_{х.\,о.\,в} + D_{с.\,в} + D_{п.\,с.\,в} + D_{расш}. \quad (10.58)$$

23. Определить среднюю температуру воды в деаэраторе (°С)

$$t'_д = \frac{G_{х.\,о.\,в} i_к + \beta (D_т + D'_т) i_к + D_{х.\,о.\,в} i_к^{РОУ}}{G_д} + \frac{D_{с.\,в} i_к^{РОУ} + D_{п.\,с.\,в} i_к + D_{расш} i''_{расш}}{G_д}. \quad (10.59)$$

24. Определить расход греющего пара на деаэратор (т/ч)

$$D_д = \frac{G_д (i_{п.\,в} - 4{,}2t'_д)}{(i''_{РОУ} - i_{п.\,в})\eta}. \quad (10.60)$$

25. Определить расход редуцированного пара на собственные нужды котельной (т/ч)

$$D_{с.\,н}^{РОУ} = D_д + D_{х.\,о.\,в} + D_{с.\,в}. \quad (10.61)$$

26. Определить расход свежего пара на собственные нужды котельной (т/ч)

$$D_{с.\,н}^{к} = D_{с.\,н}^{РОУ} \frac{i''_{РОУ} - i_{п.\,в}}{i'_{РОУ} - i_{п.\,в}}. \quad (10.62)$$

27. Действительная паропроизводительность котельной с учетом расхода пара на собственные нужды (т/ч)

$$D_к = (D_{вн} + D_{с.\,н}^{к}) + 0{,}01K_п (D_{вн} + D_{с.\,н}^{к}). \quad (10.63)$$

28. Невязка с предварительно принятой паропроизводительностью котельной (%)

$$\Delta D = \frac{D_к - D}{D_к} \cdot 100. \quad (10.64)$$

Если невязка получится меньше 3 %, то расчет тепловой схемы считается законченным. При большей невязке расчет следует повторить, изменив расход пара на собственные нужды.

Уточненный расход редуцированного пара (т/ч)

$$D''_{у.\,РОУ} = D_т + D_{п.\,с.\,в} + D_{с.\,н}^{РОУ}. \quad (10.65)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 10.3. **Исходные данные для расчета тепловой схемы котельной (рис. 10.4) с паровыми котлами, работающей на закрытую систему теплоснабжения**

Физическая величина	Обозначение	Обоснование	Значение величины при характерных режимах работы котельной		
			максимально-зимнего	наиболее холодного месяца	летнего
Место строительства					
Расход пара на технологические нужды (давление 1,4 МПа, температура 250 °С), т/ч	$D'_т$	Задан	9	9	7
Расход пара на технологические нужды (давление 0,6 МПа, температура 180 °С), т/ч	$D_т$	»	105	105	70
Расход теплоты на нужды отопления и вентиляции, МВт	$Q_{о.в}$	»	9,5	—	—
Расход теплоты на горячее водоснабжение, МВт	$Q_{г.в}$	»	2,5	2,5	2
Расчетная температура наружного воздуха для г. Саратова, °С					
при расчете системы отопления	$t_{р.о}$	Табл. 9.1	—25	—16	—
при расчете системы вентиляции	$t_{р.в}$	Табл. 9.1	—16	—	—
Возврат конденсата технологическими потребителями, %	β	Задан	60	60	60
Энтальпия пара давлением 1,4 МПа, температурой 250 °С, кДж/кг	$i'_{РОУ}$	Таблицы водяных паров		2934	
Энтальпия пара, давлением 0,6 МПа, температурой 180 °С, кДж/кг	$i''_{РОУ}$	То же		2815	
Температура питательной воды, °С	$t_{п.в}$	Задана		104	
Энтальпия питательной воды, кДж/кг	$i_{п.в}$	Таблицы водяных паров		437	
Продувка непрерывная котлоагрегатов, %	$p_{пр}$	Принята		3	
Энтальпия котловой воды, кДж/кг	$i_{к.в}$	Таблицы водяных паров		829	
Степень сухости пара	x	Принята		0,98	
Энтальпия пара на выходе из расширителя непрерывной продувки, кДж/кг	$i''_{расш}$	Таблицы водяных паров		2691	
Температура подпиточной воды, °С	$t_{подп}$	Принята		70	

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 10.3

Финансовая величина	Обозначение	Обоснование	Значение величины при характерных режимах работы котельной		
			максимально-зимнего	наиболее холодного месяца	летнего
Энтальпия подпиточной воды, кДж/кг	i_1	Таблицы водяных паров		336	
Температура конденсата, возвращаемого потребителям, °С	$t_к$	Задана		80	
Энтальпия конденсата, возвращаемого потребителям, кДж/кг	$i_к$	Таблицы водяных паров		336	
Температура воды после охладителя непрерывной продувки, °С	$t_{пр}$	Принята		50	
Энтальпия конденсата при давлении 0,6 МПа, кДж/кг	$i_к^{РОУ}$	Таблицы водяных паров		669	
Температура сырой воды, °С	$t_{с.в}$	Принята	5	5	15
Температура химически очищенной воды перед охладителем деаэрированной воды, °С	$t'_{х.о.в}$	»		20	

Расход свежего пара на РОУ

$$D'_{у.\,РОУ} = D''_{у.\,РОУ}\frac{i''_{РОУ} - i_{п.в}}{i'_{РОУ} - i_{п.в}}. \qquad (10.66)$$

Суммарная паропроизводительность котельной с учетом уточнения расхода на собственные нужды (т/ч)

$$D_к^у = D'_т + D'_{у.\,РОУ} + 0{,}01K_п(D'_т + D_т). \qquad (10.67)$$

Рассмотрим пример расчета тепловой схемы производственной котельной, работающей на закрытую систему теплоснабжения (см. рис. 10.4). Котельная предназначена для снабжения паром технологических потребителей с небольшим расходом горячей воды на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Котельная расположена в г. Саратове и работает на природном газе. Описание рассчитываемой схемы было приведено выше. Основные исходные данные для расчета приведены в табл. 10.3. Нижеприведенный расчет выполнен для максимально-зимнего режима. Для других режимов расчет аналогичен рассмотренному.

В сводной табл. 10.4 приведены результаты расчета для трех типичных режимов.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 10.4. **Расчет тепловой схемы котельной, с паровыми котлами, работающей на закрытую систему теплоснабжения**

Физическая величина	Обозначение	Номер формулы	Значение величины при характерных режимах		
			максимально-зимнем	наиболее холодного месяца	летнем
Коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию	$K_{о.в}$	(10.1)	1	0,791	—
Расход воды на подогреватели сетевой воды, т/ч	G	(10.37)	129	108	21,5
Расход пара на подогреватели сетевой воды, т/ч	$D_{п.с.в}$	(10.38)	17,8	14,9	3
Расход редуцированного пара внешними потребителями, т/ч	$D''_{РОУ}$	(10.39)	122,8	119,9	73
Суммарный расход свежего пара внешними потребителями, т/ч	$D_{вн}$	(10.40)	126	123,2	76,5
Количество впрыскиваемой воды, т/ч	$G_{РОУ}$	(10.42)	5,9	5,7	3,5
Расход пара на собственные нужды, т/ч	$D'_{с.н}$	(10.43)	6,3	6,2	3,8
Расход пара на покрытие потерь в котельной, т/ч	$D_{п}$	(10.45)	4	3,9	2,4
Суммарный расход пара на собственные нужды, т/ч	$D_{с.н}$	(10.46)	10,3	10,1	6,2
Суммарная паропроизводительность котельной, т/ч	D	(10.47)	136,3	133,3	82,7
Потери конденсата у внешних потребителей и внутри котельной, т/ч	$G_к^{пот}$	(10.48)	49,7	49,6	33,3
Расход химически очищенной воды, т/ч	$G_{х.о.в}$	(10.49)	52,3	51,8	33,7
Расход сырой воды, т/ч	$G_{с.в}$	(10.50)	65,4	64,7	42,1
Количество воды, поступающей в расширитель с непрерывной продувкой, т/ч	$G_{пр}$	(10.51)	4,1	4	2,5
Количество пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки, т/ч	$D_{расш}$	(10.52)	0,73	0,71	0,44
Количество воды на выходе из расширителя непрерывной продувки, т/ч	$G_{расш}$	(10.53)	3,37	3,29	2,06
Температура сырой воды после охладителя непрерывной продувки, °С	$t'_{с.в}$	(10.54)	7,7	7,6	17,5
Расход пара на подогрев сырой воды, т/ч	$D_{с.в}$	(10.55)	1,6	1,6	0,2
Температура химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды, °С	$t''_{х.о.в}$	(10.56)	21,7	21,4	20,4

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 10.4

Физическая величина	Обозначение	Номер формулы	Значение величины при характерных режимах		
			максимальном зимнем	наиболее холодного месяца	летнем
Расход пара на подогрев химически очищенной воды в подогревателе перед деаэратором, т/ч	$D_{\text{хо. в}}$	(10.57)	6,1	6,1	4
Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор, за вычетом греющего пара деаэратора, т/ч	$G_{\text{д}}$	(10.58)	146,9	143,5	87,5
Средняя температура воды в деаэраторе, °С	$t'_{\text{д}}$	(10.59)	86,8	87	86,6
Расход греющего пара на деаэратор, т/ч	$D_{\text{д}}$	(10.60)	4,5	4,4	2,7
Расход редуцированного пара на собственные нужды, т/ч	$D^{\text{РОУ}}_{\text{с. н}}$	(10.61)	12,2	12,1	6,9
Расход свежего пара на собственные нужды, т/ч	$D_{\text{с. н}}$	(10.62)	11,6	11,5	6,6
Действительная паропроизводительность котельной с учетом расхода на собственные нужды и потери пара в котельной, т/ч	$D_{\text{к}}$	(10.63)	141,7	138,7	85,6
Невязка с предварительно принятой паропроизводительностью, %	ΔD	(10.64)	3,8	3,9	3,4
Уточненный расход воды на РОУ, т/ч	$G^{\text{у}}_{\text{РОУ}}$	(10.42)	6,4	6,3	3,8
Уточненная суммарная паропроизводительность котельной, т/ч	$D^{\text{у}}_{\text{к}}$	(10.67)	141,6	138,7	85,6

При расчете тепловой схемы в нижеуказанной последовательности определяются:

1. Коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию для режима наиболее холодного месяца

$$K_{\text{о. в}} = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р. о}}} = \frac{18 - (-16)}{18 - (-25)} = 0{,}791.$$

2. Расход воды на подогреватели сетевой воды

$$G = \frac{860Q}{t_1 - t_2} = \frac{860 \cdot 12}{150 - 70} = 129 \text{ т/ч}.$$

3. Расход пара на подогреватели сетевой воды

$$D_{\text{п. с. и}} = \frac{4{,}2G(t_1 - t_2)}{(i''_{\text{РОУ}} - i_{\text{к}})\eta} = \frac{4{,}2 \cdot 129 \cdot (150 - 70)}{(2815 - 336) \cdot 0{,}98} = 17{,}8 \text{ т/ч}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

4. Расход редуцированного пара внешними потребителями

$$D''_{\text{РОУ}} = D_{\text{т}} + D_{\text{п. с. в}} = 105 + 17{,}8 = 122{,}8 \text{ т/ч.}$$

5. Суммарный расход свежего пара внешними потребителями

$$D_{\text{в. н}} = D'_{\text{РОУ}} + D'_{\text{т}} = 117 + 9 = 126 \text{ т/ч,}$$

где

$$D'_{\text{РОУ}} = D''_{\text{РОУ}} \frac{i''_{\text{РОУ}} - i_{\text{п. в}}}{i'_{\text{РОУ}} - i_{\text{п. в}}} = 122{,}8 \cdot \frac{2815 - 437}{2934 - 437} = 117 \text{ т/ч.}$$

6. Количество впрыскиваемой воды

$$G_{\text{РОУ}} = D''_{\text{РОУ}} \frac{i'_{\text{РОУ}} - i''_{\text{РОУ}}}{i'_{\text{РОУ}} - i_{\text{п. в}}} = \frac{122{,}8 \cdot (2934 - 2815)}{2934 - 437} = 5{,}9 \text{ т/ч.}$$

7. Расход пара на собственные нужды котельной

$$D'_{\text{с. н}} = 0{,}01 K_{\text{с. н}} D_{\text{вн}} = 0{,}01 \cdot 5 \cdot 126 = 6{,}3 \text{ т/ч.}$$

8. Расход пара на покрытие потерь в котельной

$$D_{\text{п}} = 0{,}01 K_{\text{п}} (D_{\text{вн}} + D'_{\text{с. н}}) = 0{,}01 \cdot 3 \cdot (126 + 6{,}3) = 4 \text{ т/ч.}$$

9. Суммарный расход пара на собственные нужды

$$D_{\text{с. н}} = D'_{\text{с. н}} + D_{\text{п}} = 6{,}3 + 4 = 10{,}3 \text{ т/ч.}$$

10. Суммарная паропроизводительность котельной

$$D = D_{\text{вн}} + D_{\text{с. н}} = 126 + 10{,}3 = 136{,}3 \text{ т/ч.}$$

11. Потери конденсата в оборудовании внешних потребителей и внутри котельной

$$G_{\text{к}}^{\text{пот}} = (1 - \beta)(D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}) + 0{,}01 K_{\text{к}} D =$$

$$= (1 - 0{,}6) \cdot (105 + 9) + 0{,}01 \cdot 3 \cdot 136{,}3 = 49{,}7 \text{ т/ч.}$$

12. Расход химически очищенной воды

$$G_{\text{х. о. в}} = G_{\text{к}}^{\text{пот}} + 0{,}01 K_{\text{т. с}} G = 49{,}7 + 0{,}01 \cdot 2 \cdot 129 = 52{,}3 \text{ т/ч.}$$

13. Расход сырой воды

$$G_{\text{с. в}} = K_{\text{х. о. в}} G_{\text{х. о. в}} = 1{,}25 \cdot 52{,}3 = 65{,}4 \text{ т/ч.}$$

14. Количество воды, поступающей в расширитель с непрерывной продувкой,

$$G_{\text{пр}} = 0{,}01 p_{\text{пр}} D = 0{,}01 \cdot 3 \cdot 136{,}3 = 4{,}1 \text{ т/ч.}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

15. Количество пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки,

$$D_{\text{расш}} = \frac{G_{\text{пр}}\left(i_{\text{к. в}} - i'_{\text{расш}}\right)}{x\left(i''_{\text{расш}} - i'_{\text{расш}}\right)} = \frac{4{,}1 \cdot (829 - 437)}{(2691 - 437) \cdot 0{,}98} = 0{,}73 \text{ т/ч}.$$

16. Количество воды на выходе из расширителя непрерывной продувки

$$G_{\text{расш}} = G_{\text{пр}} - D_{\text{расш}} = 4{,}1 - 0{,}73 = 3{,}37 \text{ т/ч}.$$

17. Температура сырой воды после охладителя непрерывной продувки

$$t'_{\text{с. в}} = \frac{G_{\text{расш}}\left(i'_{\text{расш}}\eta - i''_{\text{пр}}\right)}{4{,}2G_{\text{с. в}}} + t_{\text{с. в}} =$$

$$= \frac{3{,}37 \cdot (437 \cdot 0{,}98 - 210)}{4{,}2 \cdot 65{,}4} + 5 = 7{,}7 \text{ °C}.$$

18. Расход пара на подогреватель сырой воды

$$D_{\text{с. в}} = G_{\text{с. в}} \frac{i'_{\text{х. о. в}} - i'_{\text{с. в}}}{\left(i''_{\text{РОУ}} - i_{\text{к}}^{\text{РОУ}}\right)\eta} = \frac{65{,}4 \cdot (84 - 32{,}8)}{(2815 - 669) \cdot 0{,}98} = 1{,}6 \text{ т/ч}.$$

19. Температура химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды

$$t''_{\text{х. о. в}} = t'_{\text{х. о. в}} + \frac{0{,}01K_{\text{тс}}G\left(t_{\text{п. в}} - t_2\right)\eta}{G_{\text{х. о. в}}} =$$

$$= 20 + \frac{0{,}01 \cdot 2 \cdot 129 \cdot (104 - 70) \cdot 0{,}98}{52{,}3} = 21{,}7 \text{ °C}.$$

20. Расход пара на подогрев химически очищенной воды в подогревателе перед деаэратором

$$D_{\text{х. о. в}} = \frac{G_{\text{х. о. в}}\left(i_{\text{к}} - i''_{\text{х. о. в}}\right)}{\left(i''_{\text{РОУ}} - i_{\text{к}}^{\text{РОУ}}\right)\eta} = \frac{52{,}3\,(336 - 91{,}1)}{(2815 - 669) \cdot 0{,}98} = 6{,}1 \text{ т/ч}.$$

21. Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор, за вычетом греющего пара деаэратора

$$G_{\text{д}} = G_{\text{х. о. в}} + \beta\left(D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}\right) + D_{\text{х. о. в}} + D_{\text{с. в}} + D_{\text{п. с. в}} + D_{\text{расш}} =$$

$$= 52{,}3 + 0{,}6 \cdot (9 + 105) + 6{,}1 + 1{,}6 + 17{,}8 + 0{,}73 = 146{,}9 \text{ т/ч}.$$

22. Средняя температура воды в деаэраторе

$$t'_{\text{д}} = \frac{G_{\text{х. о. в}}i_{\text{к}} + \beta\left(D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}\right)i_{\text{к}} + D_{\text{х. о. в}}i_{\text{к}}^{\text{РОУ}} + D_{\text{с. в}}i_{\text{к}}^{\text{РОУ}} + D_{\text{п. с. в}}i_{\text{к}} + D_{\text{расш}}i''_{\text{расш}}}{4{,}2\,G_{\text{д}}} =$$

$$= \frac{52{,}3 \cdot 336 + 68{,}4 \cdot 336 + 6{,}1 \cdot 669 + 1{,}6 \cdot 669 + 14{,}9 \cdot 336 + 0{,}73 \cdot 2691}{4{,}2 \cdot 146{,}9} =$$

$$= 86{,}8 \text{ °C}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

23. Расход греющего пара на деаэратор

$$D_{д} = \frac{G_{д}\left(i_{п.в} - 4{,}2t'_{д}\right)}{\left(i''_{РОУ} - i_{п.в}\right)\eta} = \frac{146{,}9 \cdot (437 - 365)}{(2815 - 437) \cdot 0{,}98} = 4{,}5 \text{ т/ч}.$$

24. Расход редуцированного пара на собственные нужды котельной

$$D^{РОУ}_{с.н} = D_{д} + D_{с.в} + D_{х.о.в} = 4{,}5 + 1{,}6 + 6{,}1 = 12{,}2 \text{ т/ч}.$$

25. Расход свежего пара на собственные нужды котельной

$$D_{с.н} = D^{РОУ}_{с.н} \frac{i''_{РОУ} - i_{п.в}}{i'_{РОУ} - i_{п.в}} = \frac{12{,}2 \cdot (2815 - 437)}{2934 - 437} = 11{,}6 \text{ т/ч}.$$

26. Действительная паропроизводительность котельной с учетом расхода на собственные нужды и потери пара в котельной

$$D_{к} = (D_{вн} + D_{с.н}) \cdot 0{,}01 K_{п} + D_{вн} + D_{с.н} =$$
$$= (126 + 11{,}6) \cdot 0{,}01 \cdot 3 + 126 + 11{,}6 = 141{,}7 \text{ т/ч}.$$

27. Невязка с предварительно принятой паропроизводительностью котельной

$$\Delta D = \frac{D_{к} - D}{D_{к}} \cdot 100 = \frac{141{,}7 - 136{,}3}{141{,}7} \cdot 100 = 3{,}8\%.$$

Расчет тепловой схемы следует уточнить, так как невязка с предварительно принятой паропроизводительностью котельной больше 3 %. Для этого определяются:

уточненный расход редуцированного пара с учетом действительного расхода на собственные нужды

$$D''_{у.РОУ} = D_{т} + D_{п.с.в} + D^{РОУ}_{с.н} = 105 + 17{,}8 + 12{,}2 = 135 \text{ т/ч};$$

уточненный расход свежего пара с учетом действительного расхода на собственные нужды

$$D'_{у.РОУ} = D''_{у.РОУ} \frac{i''_{РОУ} - i_{п.в}}{i'_{РОУ} - i_{п.в}} = \frac{135 \cdot (2815 - 437)}{2934 - 437} = 128{,}5 \text{ т/ч};$$

уточненное количество воды, впрыскиваемой в редукционно-охладительную установку,

$$G^{у}_{РОУ} = D''_{у.РОУ} \frac{i'_{РОУ} - i''_{РОУ}}{i'_{РОУ} - i_{п.в}} = \frac{135 \cdot (2934 - 2815)}{2934 - 437} = 6{,}4 \text{ т/ч};$$

уточненная суммарная паропроизводительность котельной

$$D^{у}_{к} = D'_{т} + D^{у}_{РОУ} + 0{,}01 K_{п}\left(D'_{т} + D^{у}_{РОУ}\right) =$$
$$= 9 + 128{,}5 + 0{,}01 \cdot 3 \cdot (9 + 128{,}5) = 141{,}6 \text{ т/ч}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В результате расчета к установке принимаются три котла паропроизводительностью по 50 т/ч каждый со следующими параметрами пара: давление 1,4 МПа, температура перегретого пара 250 °С. В качестве аварийного топлива предусмотрен мазут, хотя основным топливом является природный газ. В случае аварийного режима на подогрев мазута потребуется не более 4—4,5 т/ч пара. Такой расход пара не вызовет перегрузки котлоагрегатов при максимальном зимнем режиме. К установке принимаются котлоагрегаты ГМ-50-14-250, выпускаемые Белгородским заводом «Энергомаш».

10.3. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОТЕЛЬНОЙ С ПАРОВЫМИ И ВОДОГРЕЙНЫМИ КОТЛАМИ

При значительных расходах теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и относительно малых расходах пара на технологические нужды обычно проектируются котельные с паровыми и водогрейными котлами. Сравнительные расчеты, выполненные институтом «Сантехпроект», показали, что строительство котельных с паровыми и водогрейными котлами экономически целесообразно только при общей теплопроизводительности котельной более 50 МВт.

При разработке тепловой схемы котельной с паровыми и водогрейными котлами возможны два варианта: двухступенчатый и одноступенчатый подогрев сетевой воды. При двухступенчатом подогреве сетевая вода подогревается сначала в пароводяных подогревателях, а затем в водогрейных котлах. При одноступенчатом подогреве горячая вода вырабатывается водогрейными котлами, а пар — паровыми. При одноступенчатой схеме вследствие отсутствия пароводяных подогревателей уменьшаются капитальные затраты, возникают значительные затруднения в эксплуатации, так как в случае аварийной остановки одного из водогрейных котлов приходится ограничивать потребителей горячей воды даже при наличии излишков пара у работающих или резервных паровых котлов. Поэтому в настоящее время применяют схемы, в которых возможен одноступенчатый и двухступенчатый подогрев сетевой воды, т. е. при установке водогрейных котлов устанавливают также и пароводяные подогреватели.

На рис. 10.5 показана принципиальная схема котельной с паровыми и водогрейными котлами, обеспечивающая одноступенчатый и двухступенчатый подогрев сетевой воды. Связью между паровой и водогрейной частью котельной является химическая очистка питательной воды и паропроводы для обоих теплоносителей (пар и горячая вода). В связи с тем что котельная работает на открытую систему теплоснабжения, предусмотрена установка двух деаэраторов: одного для дегазации питательной воды, другого — для подпиточной воды. Оба деаэратора атмосферного типа.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

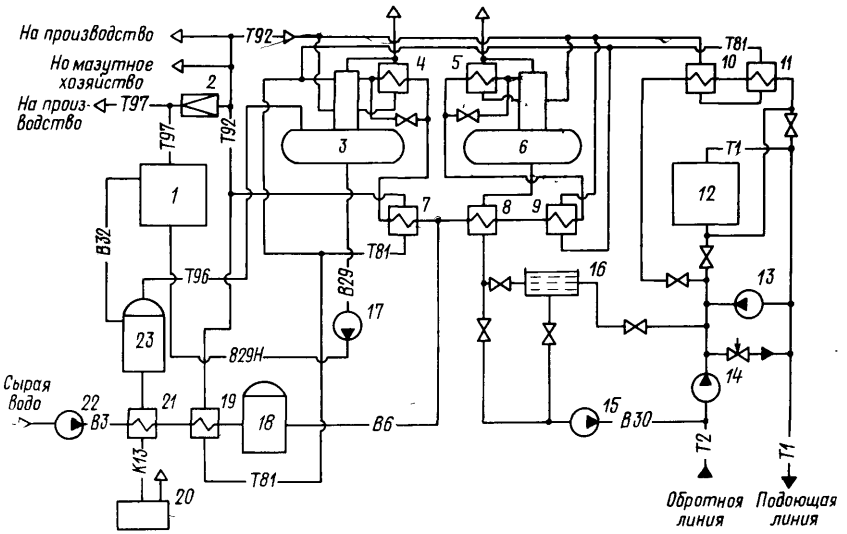


Рис. 10.5. Тепловая схема котельной с паровыми и водогрейными котлами

1 — паровой котел; *2* — редукционная установка; *3* — деаэратор питательной воды; *4* — охладитель выпара деаэратора питательной воды; *5* — охладитель выпара деаэратора подпиточной воды; *6* — деаэратор подпиточной воды; *7, 9* — подогреватель химически очищенной воды; *8* — охладитель подпиточной воды; *10* — сетевой подогреватель; *11* — охладитель конденсата; *12* — водогрейный котел; *13* — рециркуляционный насос; *14* — сетевой насос; *15* — подпиточный насос; *16* — бак-аккумулятор; *17* — питательный насос; *18* — химводоочистка; *19* — подогреватель сырой воды; *20* — барботер; *21* — охладитель непрерывной продувки; *22* — насос сырой воды; *23* — расширитель непрерывной продувки

Потоки рабочих тел (см. рис. 10.5) движутся в следующих направлениях. Насос сырой воды подает воду в охладитель продувочной воды, где она нагревается за счет теплоты продувочной воды. Затем сырая вода подогревается до 20—30 °С в пароводяном подогревателе и направляется в химводоочистку. Химически очищенная вода разветвляется на два направления: первое — подогреватель, охладитель выпара, деаэратор питательной воды, второе — охладитель подпиточной воды, подогреватель подпиточной воды, охладитель выпара, деаэратор подпиточной воды. Из деаэратора питательной воды питательным насосом вода поступает в паровые котлы и на впрыск в РОУ. Сетевой насос подает обратную воду в водогрейные котлы и затем нагретую — в подающую линию теплосети. Возможен и другой вариант: обратная вода сначала подогревается в пароводяных сетевых подогревателях и после них поступает в водогрейные котлы, т. е. водогрейные котлы в этом случае работают как пиковые.

Пар от паровых котлов частично направляется к технологическим потребителям, частично к РОУ, после которой используется на собственные нужды и подается потребителям, требующим давление 0,6 МПа. Непрерывная продувка от паровых котлов направляется в расширитель, где котловая вода вслед-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ствие снижения давления частично испаряется. Пар из расширителя поступает в деаэратор питательной воды. Вода из расширителя поступает в охладитель продувочной воды и сбрасывается в продувочный колодец (барботер).

Расчет тепловой схемы котельной с паровыми и водогрейными котлами рекомендуется производить в последовательности, принятой в нижеприведенном примере. Расчет выполнен при работе котельной на открытую систему теплоснабжения (см. рис. 10.5) для максимально-зимнего режима. Остальные режимы рассчитываются аналогично. Исходные данные для расчета приведены в табл. 10.5. Основным топливом котельной является мазут. Котельная расположена в г. Костроме.

При расчете тепловой схемы определяются:

1. Коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию для режима наиболее холодного месяца — см. формулу (10.1)

$$K_{\text{о. в}} = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р. о}}} = \frac{18 - (-16)}{18 - (-30)} = 0{,}708.$$

2. Расход воды на горячее водоснабжение

$$G_{\text{г. в}} = \frac{Q_{\text{г. в}} \cdot 860}{t_{\text{г. в}} - t_{\text{с. в}}} = \frac{15 \cdot 860}{65 - 5} = 215 \text{ т/ч}, \qquad (10.68)$$

где $Q_{\text{г. в}}$ — расход теплоты на нужды горячего водоснабжения, МВт; $t_{\text{г. в}}$ — расчетная температура воды для системы горячего водоснабжения, °С; $t_{\text{с. в}}$ — температура сырой воды, °С.

3. Утечка воды из теплосетей

$$G_{\text{ут}} = 0{,}01 K_{\text{ут}} V_{\text{т. с}} = 0{,}01 \cdot 0{,}5 \cdot 2400 = 12 \text{ т/ч}, \qquad (10.69)$$

где $K_{\text{ут}}$ — утечка воды, % объема тепловых сетей, принимается равной 0,5 %; $V_{\text{т. с}}$ — объем тепловых сетей, м³.

4. Количество подпиточной воды, необходимое для покрытия нужд горячего водоснабжения и утечек в тепловой сети,

$$G_{\text{подп}} = G_{\text{г. в}} + G_{\text{ут}} = 215 + 12 = 227 \text{ т/ч}. \qquad (10.70)$$

5. Количество теплоты, внесенное с подпиточной водой,

$$Q_{\text{подп}} = 0{,}00116 G_{\text{подп}} t_{\text{подп}} = 0{,}00116 \cdot 227 \cdot 70 = 18{,}4 \text{ МВт}, \qquad (10.71)$$

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

6. Тепловая нагрузка водоподогревательной установки

$$Q_{\text{в. п. у}} = Q_{\text{т. с}} + 0{,}00116 G_{\text{ут}} (t^{\text{ср}}_{\text{т. с}} - t_{\text{с. в}}) - Q_{\text{подп}} =$$
$$= 110 + 0{,}00116 \cdot 12 (115 - 5) - 18{,}4 = 93 \text{ МВт}. \qquad (10.72)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 10.5. **Исходные данные для расчета тепловой схемы котельной (рис. 10.5) с паровыми и водогрейными котлами, работающей на открытую систему теплоснабжения**

Физическая величина	Обозначение	Обоснование	Значение величины при характерных режимах работы котельной		
			максимально-зимнем	наиболее холодного месяца	летнем
Расход пара на технологические нужды давлением 1,4 МПа, температурой 250 °С, т/ч	$D'_т$	Задан	17	17	16
Расход пара на технологические нужды давлением 0,6 МПа, температурой 180 °С, т/ч	$D_т$	»	70	70	60
Расчетная температура наружного воздуха для г. Костромы, °С			-33	-25	
на отопление	$t_{р.о}$	Табл. 9.1	-30	-16	—
на вентиляцию	$t_{р.в}$	Табл. 9.1	-16	—	—
Коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию	$K_{о.в}$	Ф-ла (10.1)	1	0,708	—
Расход теплоты на отопление и вентиляцию, МВт	$Q_{о.в}$	Задан	6,295	6,287,3	—
Расход теплоты на горячее водоснабжение, МВт	$Q_{г.в}$	»	4,315	4,315	10 4
Суммарный расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, МВт	$Q_{т.с}$	»	10,5 110	10,5 82,3	10 4
Температура внутри помещений, °С	$t_{вн}$	Задана	18	18	—
Температурный график теплосети:					
температура воды в подающей линии, °С	t_1	Ф-ла (10.2)	150	114,7	70
то же в обратной линии, °С	t_2	Ф-ла (10.3)	70	58,1	—
Расчетная температура горячей воды в месте водоразбора, °С	$t_{г.в}$	СНиП II-34-76		65	
Возврат конденсата технологическими потребителями, %	β	Задан		60	
Непрерывная продувка котлоагрегатов, %	$p_{пр}$	Принята		3	
Температура сырой воды, °С	$t_{с.в}$	»	5	5	15
Температура воды перед химводоочисткой, °С	$t'_{хво}$	»		30	

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 10.5

Физическая величина	Обозначение	Обоснование	Значение величины при характерных режимах работы котельной		
			максимальио-знмнем	наиболее холодного месяца	летнем
Температура воды после химводоочистки, °С	$t''_{хво}$	Принят		28	
Температура питательной воды, °С	$t_{п.в}$	»		104	
Температура подпиточной воды, °С	$t_{подп}$	»		70	
Температура конденсата, возвращаемого потребителями, °С	$t_к$	Задана		80	
Температура воды после расширителя непрерывной продувки, °С	$t''_{пр}$	Принята		50	
Степень сухости пара	x	»		0,98	
Средняя температура воды в теплосети, °С	$t^{ср}_{тс}$	—	110	91,4	—
Суммарный объем теплосети, м³	$V_{тс}$	~~Задан~~		~~2400~~	
Утечка воды в теплосети, %	$K_{ут}$	Принята		0,5	
Потери пара в цикле котельной установки, %	$K_к$	Приняты		3	
Удельный расход пара на мазутное хозяйство для паровых котлов, кг/т	$D'_{уд}$	Принят		25	
Удельный расход теплоты на мазутное хозяйство для водогрейных котлов, кг/МВт	$D''_{уд}$	»		40	
Энтальпия пара и воды, кДж/кг:		Таблицы водяных паров			
пара давлением 1,4 МПа, температурой 250 °С	$i'_{РОУ}$			2934	
пара давлением 0,6 МПа, температурой 180 °С	$i''_{РОУ}$	То же		2815	
пара расширителя непрерывной продувки	$i''_{расш}$	»		2691	
котловой воды	$i_{к.в}$	»		829	
воды расширителя непрерывной продувки	$i''_{пр}$	»		210	
питательной воды	$i_{п.в}$	»		437	

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 10.5

Физическая величина	Обозначение	Обоснование	Значение величины при характерных режимах работы котельной		
			максимально-зимием	наиболее холодного месяца	летнем
конденсата пара давлением 0,6 МПа	$i_{к}^{РОУ}$	Таблицы водяных паров	669		
конденсата, возвращаемого внешними потребителями воды:		То же	336		
перед ХВО при температуре 30 °С	$i'_{х.о.в}$	»	126		
после ХВО при температуре 28 °С	$i''_{х.о.в}$	»	118		

7. Расход пара на деаэратор подпиточной воды, направляемой в теплосеть

$$D_{д.с.в} = G_{подп}\frac{i'_{д.с.в} - i''_{д.с.в}\eta}{i''_{РОУ} - i''_{д.с.в}} = \frac{227\cdot(437 - 336\cdot 0{,}98)}{2815 - 336} = 9{,}9 \text{ т/ч.} \quad (10.73)$$

8. Расход химически очищенной воды на деаэратор подпиточной воды

$$G_{д.с.в}^{х.о.в} = G_{подп} - D_{д.с.в} = 227 - 9{,}9 = 217{,}1 \text{ т/ч.} \quad (10.74)$$

9. Температура химически очищенной воды после охладителя подпиточной воды

$$t''_{охл} = \frac{G_{подп}\left(i'_{д.с.в} - i''_{д.с.в}\right)\eta}{4{,}2G_{д.с.в}^{х.о.в}} = \frac{227\cdot(437 - 294)\cdot 0{,}98}{4{,}2\cdot 217{,}1} = 62{,}9 \text{ °С,} \quad (10.75)$$

где $i'_{д.с.в}$ — энтальпия подпиточной воды на выходе из деаэратора, кДж/кг; $i''_{д.с.в}$ — энтальпия подпиточной воды после охладителя, кДж/кг; η — КПД охладителя подпиточной воды, принимается равным 0,98.

10. Расход пара на подогреватель химически очищенной воды, поступающей в деаэратор подпиточной воды,

$$D_{под}^{х.о.в} = G_{д.с.в}^{х.о.в}\frac{i''_{д.с.в} - i''_{охл}}{\left(i''_{РОУ} - i_{к}^{РОУ}\right)\eta} = \frac{217{,}1\cdot(336 - 264)}{(2815 - 669)\cdot 0{,}98} = 7{,}4 \text{ т/ч,} \quad (10.76)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $i''_{д.\,с.\,в}$ — энтальпия химически очищенной воды после подогревателя, кДж/кг; $i''_{охл}$ — энтальпия химически очищенной воды перед подогревателем, кДж/кг; $i''_{РОУ}$ — энтальпия греющего пара, кДж/кг; $i_к^{РОУ}$ — энтальпия конденсата греющего пара.

11. Расход пара (т/ч) на подогреватель сетевой воды (определяется только для режимов, при которых подогреватель находится в работе)

$$D_{п.\,с.\,в} = \frac{3600Q_{п.\,с.\,в}}{(i''_{РОУ} - i_к^{РОУ})\eta} = \frac{3600 \cdot 0}{(2815 - 669) \cdot 0{,}98} = 0, \qquad (10.77)$$

где $i''_{РОУ}$ — энтальпия греющего пара, подаваемого на подогреватель сетевой воды, кДж/кг; $i_к^{РОУ}$ — энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг; $Q_{п.\,с.\,в}$ — тепловая нагрузка подогревателя сетевой воды, МВт; $Q_{п.\,с.\,в} = Q_{вп.у} - Q_{в.\,к}$.

12. Расход сырой воды на химводоочистку для подпитки тепловой сети

$$G_{с.\,в}^{т.\,с} = 1{,}25G_{д.\,с.\,в}^{х.\,о.\,в} = 1{,}25 \cdot 217.1 = 271{,}4 \text{ т/ч}, \qquad (10.78)$$

где 1,25 — увеличение расхода сырой воды в связи с расходом ее на собственные нужды химводоочистки.

13. Расход пара на подогреватель сырой воды, направляемой на химводоочистку для подпитки теплосети,

$$D_{с.\,в}^{под} = \frac{G_{с.\,в}^{т.\,с}(i'_{х.\,в.\,о} - i_{с.\,в})}{(i''_{РОУ} - i_к^{РОУ})\eta} = \frac{271{,}4 \cdot (126 - 21)}{(2815 - 669) \cdot 0{,}98} = 13{,}6 \text{ т/ч}. \qquad (10.79)$$

14. Суммарный расход редуцированного пара внешними потребителями

$$D''_{РОУ} = D_т + D_{д.\,с.\,в} + D_{под}^{х.\,о.\,в} + D_{п.\,с.\,в} + D_{с.\,в}^{под} =$$
$$= 70 + 9{,}9 + 7{,}4 + 0 + 13{,}6 = 100{,}9 \text{ т/ч}. \qquad (10.80)$$

15. Суммарный расход свежего пара внешними потребителями

$$D_{вн} = \frac{D''_{РОУ}(i''_{РОУ} - i'_{д.\,с.\,в})}{i'_{РОУ}\eta - i'_{д.\,с.\,в}} + D'_т =$$
$$= \frac{100{,}9 \cdot (2815 - 437)}{2934 \cdot 0{,}98 - 437} + 17 = 115{,}4 \text{ т/ч}. \qquad (10.81)$$

16. Расход пара на собственные нужды котельной по предварительной оценке

$$D_{с.\,н} = 0{,}01K_{с.\,н}D_{вн} = 0{,}01 \cdot 16 \cdot 115{,}4 = 18{,}5 \text{ т/ч}, \qquad (10.82)$$

где $K_{с.\,н}$ — расход пара на собственные нужды, % суммарного расхода свежего пара внешними потребителями, принимается предварительно от 15 до 25 %.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

17. Паропроизводительность котельной по предварительной оценке с учетом потерь теплоты в цикле

$$D = \frac{D_{вн} + D_{с.н}}{1 - 0{,}01K_к} = \frac{115{,}4 + 18{,}5}{0{,}97} = 138{,}4 \text{ т/ч}. \quad (10.83)$$

18. Количество котловой воды, поступающей в расширитель с непрерывной продувкой,

$$G_{пр} = 0{,}01 p_{пр} D = 0{,}01 \cdot 3 \cdot 138{,}4 = 4{,}2 \text{ т/ч}, \quad (10.84)$$

где $p_{пр}$ — непрерывная продувка.

19. Количество пара, образовавшегося в расширителе,

$$D_{расш} = \frac{G_{пр}(i_{к.в} - i'_{расш})}{x(i''_{расш} - i'_{расш})} = \frac{4{,}2 \cdot (829 - 437)}{(2691 - 437) \cdot 0{,}98} = 0{,}75 \text{ т/ч}, \quad (10.85)$$

где $i_{к.в}$ — энтальпия котловой воды, кДж/кг; $i''_{расш}$ — энтальпия пара, выходящего из расширителя, кДж/кг.

20. Количество воды на выходе из расширителя непрерывной продувки

$$G_{расш} = G_{пр} - D_{расш} = 4{,}2 - 0{,}75 = 3{,}45 \text{ т/ч}. \quad (10.86)$$

21. Потери конденсата внешними производственными потребителями

$$G_к^{пот} = 0{,}01(100 - \beta)(D_т + D'_т) = 0{,}01 \cdot 40 \cdot (70 + 17) = 34{,}8 \text{ т/ч}. \quad (10.87)$$

22. Потери конденсата в цикле котельной установки

$$G_к^{кот} = 0{,}01 K_к D = 0{,}01 \cdot 3 \cdot 138{,}4 = 4{,}2 \text{ т/ч}. \quad (10.88)$$

23. Расход химически очищенной воды, поступающей в деаэратор питательной воды,

$$G_{х.о.в} = G_к^{пот} + G_к^{кот} + D_{д.с.в} = 34{,}8 + 4{,}2 + 9{,}9 = 48{,}9 \text{ т/ч}. \quad (10.89)$$

24. Расход сырой воды, поступающей на химводоочистку паровых котлов,

$$G_{с.в} = 1{,}25 G_{х.о.в} = 1{,}25 \cdot 48{,}9 = 61{,}1 \text{ т/ч}. \quad (10.90)$$

25. Температура сырой воды после охладителя непрерывной продувки

$$t'_{о.в} = t_{с.в} + \frac{G_{расш}(i'_{расш} - i''_{пр})}{4{,}2 G_{с.в}} = 5 + \frac{3{,}45 \cdot (437 \cdot 0{,}98 - 210)}{4{,}2 \cdot 61{,}1} = 7{,}9 \text{ °C}. \quad (10.91)$$

26. Расход пара на подогреватель сырой воды, поступающей на химводоочистку паровых котлов,

$$D_{с.в}^{под} = G_{с.в} \frac{i'_{х.о.в} - i'_{с.в}}{(i''_{РОУ} - i_к^{РОУ})\eta} = \frac{61{,}1 \cdot (126 - 33{,}2)}{(2815 - 669) \cdot 0{,}98} = 2{,}7 \text{ т/ч}, \quad (10.92)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $i'_{\text{х. о. в}}$ — энтальпия сырой воды после подогревателя, определена при температуре 30 °С, кДж/кг; $i'_{\text{с. в}}$ — энтальпия сырой воды перед подогревателем, определена при температуре 7,9 °С, кДж/кг.

27. Расход пара на подогреватель химически очищенной воды, установленный перед деаэратором питательной воды,

$$D_{\text{х. о. в}} = \frac{G_{\text{х. о. в}}\left(i^{\text{х. о. в}}_{\text{под}} - i''_{\text{х. о. в}}\right)}{\left(i''_{\text{РОУ}} - i^{\text{РОУ}}_{\text{к}}\right)\eta} = \frac{48{,}9\cdot(336-118)}{(2815-669)\cdot 0{,}98} = 5{,}1 \text{ т/ч}, \tag{10.93}$$

где $i''_{\text{х. о. в}}$ — энтальпия химически очищенной воды перед подогревателем, определена при температуре 28 °С (снижение температуры химически очищенной воды в процессе ее подготовки принято равным 2 °С), кДж/кг; $i^{\text{х. о. в}}_{\text{под}}$ — энтальпия химически очищенной воды после подогревателя, определена при температуре 80 °С, кДж/кг.

28. Количество конденсата, возвращаемого внешними производственными потребителями,

$$G^{\text{вн}}_{\text{к}} = 0{,}01\beta\,(D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}) = 0{,}01\cdot 60\cdot(70+17) = 52{,}2 \text{ т/ч}. \tag{10.94}$$

29. Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор питательной воды, за вычетом пара, поступающего в деаэратор,

$$G^{\text{п. в}}_{\text{д}} = G^{\text{вн}}_{\text{к}} + G_{\text{х. о. в}} + D_{\text{расш}} + D^{\text{под}}_{\text{с. в}} + D_{\text{х. о. в}} + D_{\text{п. с. в}} =$$
$$= 52{,}2 + 48{,}9 + 0{,}75 + 2{,}7 + 5{,}1 + 0 = 109{,}7 \text{ т/ч}. \tag{10.95}$$

30. Средняя температура воды в деаэраторе

$$t'_{\text{д}} = \frac{G^{\text{вн}}_{\text{к}} i^{\text{вн}}_{\text{к}} + G_{\text{х. о. в}} i^{\text{х. о. в}}_{\text{под}} + D_{\text{расш}} i''_{\text{расш}} + D^{\text{под}}_{\text{с. в}} i^{\text{РОУ}}_{\text{к}} + D_{\text{х. о. в}} i^{\text{РОУ}}_{\text{к}} + D_{\text{п. с. в}} i^{\text{РОУ}}_{\text{к}}}{4{,}2 G^{\text{п. в}}_{\text{д}}} =$$
$$= \frac{52{,}2\cdot 336 + 48{,}9\cdot 336 + 0{,}75\cdot 2691 + 2{,}7\cdot 669 + 5{,}1\cdot 669}{4{,}2\cdot 109{,}7} = 89{,}4 \text{ °С}. \tag{10.96}$$

31. Расход пара на деаэратор питательной воды

$$D^{\text{п. в}}_{\text{д}} = \frac{G^{\text{п. в}}_{\text{д}}\left(i_{\text{п. в}} - 4{,}2t'_{\text{д}}\right)}{\left(i_{\text{РОУ}} - i_{\text{п. в}}\right)\eta} = \frac{109{,}7\cdot(437-376)}{(2815-437)\cdot 0{,}98} = 2{,}9 \text{ т/ч}. \tag{10.97}$$

32. Расход редуцированного пара на собственные нужды

$$D^{\text{РОУ}}_{\text{с. н}} = D^{\text{п. в}}_{\text{д}} + D^{\text{под}}_{\text{с. в}} + D_{\text{х. о. в}} = 2{,}9 + 2{,}7 + 5{,}1 = 10{,}7 \text{ т/ч}. \tag{10.98}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

33. Расход свежего пара на мазутное хозяйство

$$D_{м} = D'_{уд} D \cdot 10^{-3} + D''_{уд} Q_{вп.\ у} \cdot 10^{-3} =$$
$$= 25 \cdot 138{,}4 \cdot 10^{-3} + 40 \cdot 93 \cdot 10^{-3} = 7{,}2 \text{ т/ч}. \quad (10.99)$$

34. Расход свежего пара на собственные нужды

$$D'_{с.\ н} = D^{РОУ}_{с.\ н} \frac{i''_{РОУ} - i_{п.\ в}}{i'_{РОУ} - i_{п.\ в}} + D_{м} = \frac{10{,}7 \cdot (2815 - 437)}{2934 - 437} + 7{,}2 = 17{,}4 \text{ т/ч}.$$

(10.100)

35. Действительная паропроизводительность котельной с учетом расхода на собственные нужды и потери пара в котельной

$$D_{к} = \frac{D_{вн} + D_{с.\ н}}{1 - 0{,}01 K_{к}} = \frac{115{,}4 + 17{,}4}{0{,}97} = 136{,}9 \text{ т/ч}. \quad (10.101)$$

36. Невязка с предварительно принятой паропроизводительностью котельной

$$\Delta D = \frac{D - D_{к}}{D} \cdot 100 = \frac{100 \cdot (138{,}4 - 136{,}9)}{138{,}4} = 1{,}08 \ \%$$

(10.102)

37. Суммарный расход редуцированного пара (внешними потребителями и на собственные нужды котельной)

$$\Sigma D_{РОУ} = D''_{РОУ} + D^{РОУ}_{с.\ н} = 100{,}9 + 10{,}7 = 111{,}6 \text{ т/ч}. \quad (10.103)$$

38. Количество воды, впрыскиваемое в редукционно-охладительную установку,

$$G_{РОУ} = \Sigma D_{РОУ} \frac{i'_{РОУ} - i''_{РОУ}}{i'_{РОУ} - i_{п.\ в}} = \frac{111{,}6 \cdot (2934 - 2815)}{2934 - 437} = 5{,}3 \text{ т/ч}.$$

(10.104)

Расчет тепловой схемы закончен, так как невязка с предварительно принятой паропроизводительностью котельной меньше 3 %. К установке принимаются три котла паропроизводительностью по 50 т/ч каждый типа ГМ-50-14-250, выпускаемые Белгородским заводом «Энергомаш». Для покрытия потребности в горячей воде к установке принимаются два котла КВ-ГМ-50, выпускаемых Доргобужским котельным заводом.

Результаты расчета приведены в табл. 10.6.

Результаты расчета тепловой схемы котельной, приведенные в табл. 10.6, при трех режимах: максимально-зимнем, наиболее холодного месяца и летнем — показывают, что при режиме наиболее холодного месяца в случае выхода из строя одного водогрейного котла три паровых котла обеспечат бесперебойное теплоснабжение всех потребителей. В летний период при неработающих водогрейных котлах в случае необходимости может быть остановлен один паровой котел. При этом отпуск пара на технологические аппараты должен быть сокращен на 13 т/ч, что до-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 10.6. **Расчет тепловой схемы котельной с паровыми и водогрейными котлами, работающими на открытую систему теплоснабжения (рис. 10.5)**

Физическая величина	Обозначение	Номер формулы	Значение величины при характерных режимах		
			максимально-зимнем	наиболее холодного месяца	летнем
Расход воды на горячее водоснабжение, т/ч	$G_{г.в}$	(10.68)	215	215	143,3
Утечки воды из теплосети, т/ч	$G_{ут}$	(10.69)	12	12	12
Количество подпиточной воды, т/ч	$G_{подп}$	(10.70)	227	227	155,3
Количество теплоты, внесенное с подпиточной водой, МВт	$Q_{подп}$	(10.71)	18,4	18,4	12,6
Тепловая нагрузка водоподогревательной установки, МВт	$Q_{вп.у}$	(10.72)	93	65,1	12,6
Расход пара на деаэратор подпиточной воды, т/ч	$D_{д.с.в}$	(10.73)	9,9	9,9	6,8
Расход химически очищенной воды на деаэратор подпиточной воды, т/ч	$G^{х.о.в}_{д.с.в}$	(10.74)	217,1	217,1	148,5
Температура химически очищенной воды после охладителя подпиточной воды, °С	$t''_{охл}$	(10.75)	62,9	62,9	34,9
Расход пара на подогреватель химически очищенной воды, поступающей в деаэратор подпиточной воды, т/ч	$D^{х.о.в}_{под}$	(10.76)	7,4	7,4	13,4
Нагрузка водогрейных котлов, МВт	$Q_{в.к}$	—	93	58 (в работе 1 котел)	0
Нагрузка подогревателей сетевой воды, МВт	$Q_{п.с.в}$	—	0	7,1	0
Расход пара на подогреватели сетевой воды, т/ч	$D_{п.с.в}$	(10.77)	0	12,2	0
Расход сырой воды на подпитку теплосети	$G^{тс}_{с.в}$	(10.78)	271,4	271,4	185,6
Расход пара на подогреватель сырой воды для подпитки теплосети, т/ч	$D^{под}_{с.в}$	(10.79)	13,6	13,6	5,6
Суммарный расход редуцированного пара внешними потребителями, т/ч	$D_{РОУ}$	(10.80)	100,9	113,1	85,8
Суммарный расход свежего пара внешними потребителями, т/ч	$D_{вн}$	(10.81)	115,4	127,3	99,7

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 10.6

Физическая величина	Обозначение	Номер формулы	Значение величины при характерных режимах		
			максимально-зимнем	наиболее холодного месяца	летнем
Расход пара на собственные нужды по предварительной оценке, т/ч	$D_{с.н}$	(10.82)	18,5	17,8	13
Паропроизводительность котельной по предварительной оценке, т/ч	D	(10.83)	138,4	149,6	112,7
Количество котловой воды, поступающей в расширитель с непрерывной продувкой, т/ч	$G_{пр}$	(10.84)	4,2	4,5	3,4
Количество пара, образовавшегося в расширителе, т/ч	$D_{расш}$	(10.85)	0,75	0,8	0,6
Количество воды на выходе из расширителя, т/ч	$G_{расш}$	(10.86)	3,45	3,7	2,8
Потери конденсата внешними потребителями, т/ч	$G_к^{пот}$	(10.87)	34,8	34,8	30,4
Потери конденсата в цикле котельной установки, т/ч	$G_к^{кот}$	(10.89)	4,2	4,5	3,4
Расход химически очищенной воды, поступающей в деаэратор питательной воды, т/ч	$G_{х.о.в}$	(10.89)	48,9	49,2	40,6
Расход сырой воды, поступающей на химводоочистку паровых котлов, т/ч	$G_{с.в}$	(10.90)	61,1	61,5	50,8
Температура сырой воды после охладителя непрерывной продувки, °С	$t'_{с.в}$	(10.91)	7,9	8,1	18,5
Расход пара на подогреватель сырой воды, поступающей на химводоочистку паровых котлов, т/ч	$D_{с.в}^{под}$	(10.92)	2,7	2,7	1,2
Расход пара на подогреватель химически очищенной воды, установленный перед деаэратором питательной воды, т/ч	$D_{х.о.в}$	(10.93)	5,1	5,1	4,2
Количество конденсата, возвращаемого внешними потребителями, т/ч	$G_к^{вн}$	(10.94)	52,2	52,2	45,6
Суммарное количество воды и пара на деаэратор питательной воды, за вычетом пара, поступающего в деаэратор, т/ч	$G_д^{п.в}$	(10.95)	109,7	122,2	92,2
Средняя температура воды в деаэраторе, °С	$t'_д$	(10.96)	89,4	96,6	88,3

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Продолжение табл. 10.6

Физическая величина	Обозначение	Номер формулы	Значение величины при характерных режимах		
			максимально-зимнем	наиболее холодного месяца	летнем
Расход пара на деаэратор питательной воды, т/ч	$D_д^{п.в}$	(10.97)	2,9	1,6	2,6
Расход редуцированного пара на собственные нужды, т/ч	$D_{с.и}^{РОУ}$	(10.98)	10,7	9,4	8,0
Расход свежего пара на мазутное хозяйство, т/ч	$D_м$	(10.99)	7,2	6,0	2,8
Расход свежего пара на собственные нужды, т/ч	$D'_{с.и}$	(10.100)	17,4	14,9	10,4
Действительная паропроизводительность котельной, т/ч	$D_к$	(10.101)	136,9	146,6	113,5
Невязка, %	ΔD	(10.102)	1,08	2,0	0,71
Количество воды, впрыскиваемое в редукционно-охладительную установку, т/ч	$G_{РОУ}$	(10.104)	5,3	5,8	4,5

пустимо по условиям технологического процесса потребителей. Если включить в работу один водогрейный котел, то два паровых котла обеспечат снабжение паром технологических потребителей без ограничений. Таким образом, при выбранной единичной паропроизводительности паровых и мощности водогрейных котлов обеспечивается надежность работы котельной в различных аварийных ситуациях и возможность профилактических и капитальных ремонтов.

Опыт эксплуатации котельных с паровыми и водогрейными котлами показал, что, несмотря на кажущуюся сложность, эти котельные весьма маневренны и достаточно надежны. Поэтому котельные с паровыми и водогрейными котлами проектируются даже для случаев отпуска потребителям только горячей воды. В таких котельных существенно облегчается разогрев мазута в железнодорожных цистернах и последующий подогрев его перед подачей в котельную.

10.4. ВЫБОР ТЕПЛОПОДГОТОВИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

После расчета тепловой схемы котельной и выбора котельных агрегатов производится выбор различных подогревателей, насосов, аккумуляторных баков (при открытой системе теплоснабжения),

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

редукционных и редукционно-охладительных установок и другого вспомогательного оборудования, а также основных трубопроводов.

В основном в котельных применяются теплообменники поверхностного типа. В зависимости от расположения трубной системы теплообменники разделяются на вертикальные и горизонтальные. Вертикальные теплообменники применяются в крупных паровых котельных для подогрева сетевой воды. Горизонтальные теплообменники применяются для подогрева сырой и химически очищенной воды. В качестве теплоносителя в этих теплообменниках используется пар или горячая вода.

При дипломном проектировании рекомендуется выполнять только поверочные, а не конструктивные расчеты теплообменников для определения пригодности выбранных по каталогам теплообменников.

Площадь поверхности нагрева теплообменника ($м^2$) определяется по формуле

$$H = \frac{10^3 N}{K \Delta t \eta}, \qquad (10.105)$$

где N — мощность теплообменника, кВт; Δt — температурный напор, определяется по формуле (6.20), °С; K — коэффициент теплопередачи, Вт/($м^2 \cdot$К), при учебных расчетах принимается равным 1980—2100; η — коэффициент, учитывающий потери теплоты от наружного охлаждения, принимается равным 0,98.

Таблица 10.7. **Основные характеристики горизонтальных пароводяных подогревателей (ПВП)**

Типоразмер	Площадь поверхности нагрева, $м^2$	Площадь живого сечения, для прохода воды, $м^2$	Типоразмер	Площадь поверхности нагрева, $м^2$	Площадь живого сечения для прохода воды, $м^2$
ПВП по ОСТ 34531 (576)—68					
01	9,5	0,0832	13	16,0	0,0544
02	17,2	0,0384	14	21,2	0,072
03	24,4	0,0544	15	35,3	0,1208
04	32,0	0,072	16	50,5	0,1728
05	53,9	0,1208	17	71,0	0,2416
06	76,8	0,1728	ПН-551-63		
07	108,0	0,2416	25 т/ч	4,0	0,0128
08	140,6	0,312	50 т/ч	8,4	0,0124
09	224,0	0,5488	100 т/ч	14,6	0,048
11	6,3	0,0832	200 т/ч	31,2	0,096
12	11,4	0,0384	400 т/ч	68,0	0,1224

Примечание. Допустимое давление и температура греющего пара для ПВП по ОСТ 34531 (576)—68 равны 1 МПа и 300 °С; давление пара должно быть на 0,1—0,2 МПа ниже давления воды. Для ПН-551-63 допустимое давление и температура греющего пара равны 0,8 МПа и 180 °С.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

По требуемой площади поверхности нагрева из каталога предварительно выбирается теплообменник, имеющий ближайшую бо́льшую поверхность нагрева. Для выбранного теплообменника определяется скорость подогреваемой воды в трубах, которая не должна превышать 1,5—2 м/с:

$$w = G_{\text{с. в}}/f, \qquad (10.106)$$

где $G_{\text{с. в}}$ — количество подогреваемой воды, м³/с; f — живое сечение для пропуска заданного расхода воды, м².

Технические характеристики некоторых выпускаемых промышленностью теплообменников приведены в табл. 10.7.

В соответствии со СНиП II-35-76 число устанавливаемых подогревателей для систем отопления и вентиляции должно быть не менее двух. Резервные подогреватели не предусматриваются. При этом в котельных первой категории при выходе из строя одного подогревателя оставшиеся в работе должны обеспечивать отпуск теплоты в режиме самого холодного месяца.

Ленинградским филиалом института «Энергомонтажпроект» и ЦКТИ разработана конструкция водоподогревателей по ОСТ 108.271.105—76. Выпускается 21 типоразмер подогревателей новой конструкции с площадью поверхности нагрева от 6,3 до 108 м². Температура подогрева воды от 70 до 150 °С. Давление пара не более 1 МПа.

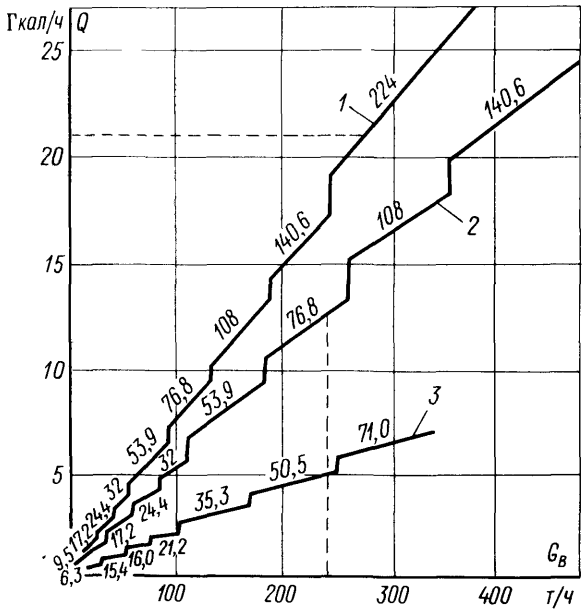


Рис. 10.6. График для выбора пароводяных подогревателей

1 — при нагреве воды по графику 150/70; *2* — по графику 130/70; *3* — по графику 95/70 Числа на графике обозначают площадь поверхности нагрева подогревателей, м²

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

На рис. 10.6 приведен график, позволяющий произвести предварительный выбор подогревателя без его расчета по тепловым нагрузкам установки.

Сетевые насосы выбираются по производительности и напору. В соответствии с правилами Госгортехнадзора СССР в котельных с водогрейными или паровыми котлами и подогревателями сетевой воды устанавливается не менее двух сетевых насосов. Суммарная производительность сетевых насосов должна быть выбрана так, чтобы при выходе из строя любого насоса оставшиеся обеспечивали максимальный расход сетевой воды.

Производительность рециркуляционных насосов определяется при расчете тепловой схемы котельной, а полный напор должен составлять 0,2—0,3 МПа.

Производительность подпиточных насосов при закрытой системе теплоснабжения должна составлять 1 % объема воды в трубопроводах системы. При открытой системе теплоснабжения производительность подпиточных насосов определяется суммой расходов воды на горячее водоснабжение (максимальный расход) и на утечки (удвоенный расход). Полный напор подпиточных насосов складывается из давления в обратной линии и сопротивления трубопроводов и арматуры на линии подпитки. В котельной устанавливается не менее двух подпиточных насосов, один из них — резервный.

Для закрытых систем теплоснабжения суммарная емкость баков деаэрированной подпиточной воды выбирается из расчета 20-минутной производительности деаэратора. Для открытой системы теплоснабжения суммарную емкость баков-аккумуляторов подпиточной воды ориентировочно принимают равной (6—8)-кратному среднечасовому расходу воды на горячее водоснабжение в течение суток. Следует устанавливать не менее двух баков-аккумуляторов.

В промышленной котельной с паровыми или водогрейными котлами имеется система трубопроводов, которая предназначена для соединения между собой всего действующего оборудования: котлоагрегатов, насосов, деаэраторов, теплообменных аппаратов и т. д.

Трубопроводы состоят из системы труб и арматуры, предназначенной для отключения отдельных трубопроводов и их участков, для регулирования количества транспортируемого теплоносителя и изменения его направления.

При дипломном проектировании рассматриваются основные магистральные трубопроводы: паропроводы, питательные трубопроводы, подающие и обратные трубопроводы системы теплоснабжения.

В настоящее время все элементы трубопроводов выполняются в соответствии с отраслевыми стандартами (ОСТ). Расчет диаметров трубопроводов производится по максимальному расходу теплоносителя и рекомендуемой скорости.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Внутренний диаметр трубопровода (м) определяется по формуле

$$d_{вн} = \sqrt{0{,}354G/(w\rho)}, \qquad (10.107)$$

где G — расход среды, протекающей по трубопроводу, м³/ч, w — рекомендуемая скорость среды, м/с; ρ — плотность среды, кг/м³.

При расчете трубопроводов рекомендуются следующие скорости пара и воды (м/с):

перегретого пара давлением до 4 МПа	50—70
насыщенного пара давлением до 1,4 МПа	40—60
питательной воды в напорном трубопроводе	2,5—3,0
питательной воды во всасывающих трубопроводах насосов	0,6—1,0
воды во всех остальных трубопроводах	2,0—2,5

После определения диаметра трубопровода подбирают по нормалям трубопроводы, соответствующие протекающей среде, с диаметром, наиболее близким к вычисленному. По окончательно принятому диаметру трубопровода проверяют действительную скорость (м/с) по формуле

$$w = \frac{0{,}354G}{d_{вн}^2 \rho}. \qquad (10.108)$$

Материал и толщина стенок трубопроводов выбираются в зависимости от давления и температуры протекающей среды в соответствии с правилами Госгортехнадзора. Трубопроводы изготовляют из бесшовных, электросварных и водогазопроводных труб.

Бесшовные трубы изготовляются по ГОСТ 8731—74 (горячекатаные) и 8733—74 (холоднотянутые), электросварные трубы — по ГОСТ 10704—76, 10707—80 и 8696—74, водогазопроводные — по ГОСТ 3262—75. Водогазопроводные трубы (обыкновенные) могут применяться для среды с давлением менее 1 МПа и температурой менее 200 °С, а усиленные — при давлении менее 1,6 МПа и температуре менее 200 °С.

Компенсация тепловых удлинений трубопроводов осуществляется либо установкой компенсаторов, либо изгибами трубопровода, специально предусматриваемыми при его трассировке. Для правильной работы компенсаторов необходимо четко фиксировать участок, удлинение которого он должен воспринимать, и обеспечить свободное перемещение трубопровода на этом участке. Для этого опоры трубопровода выполняют неподвижными и подвижными. Компенсатор должен воспринимать удлинение между двумя неподвижными опорами. Подвижные опоры позволяют трубопроводу свободно перемещаться в определенном направлении. Расстояние между опорами в зависимости от диаметра трубопровода составляет 3—8 м.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Схема трубопроводов котельной должна быть простой и надежной, а устанавливаемая на трубопроводах арматура должна обеспечивать необходимые в эксплуатации переключения без нарушения технологического процесса работы основного и вспомогательного оборудования. Чаще всего в промышленных и отопительных котельных применяются схемы с поперечными связями между группами технологического оборудования.

Магистральные паропроводы, к которым присоединяются паровые котлы, должны предусматриваться одинарными секционированными или двойными в котельных первой категории и одинарными несекционированными — в котельных второй категории.

Магистральные питательные трубопроводы паровых котлов следует проектировать двойными в случаях, предусмотренных правилами Госгортехнадзора, а также для котельных первой категории. В остальных случаях эти трубопроводы выполняются одинарными несекционированными.

Магистральные подающие и обратные трубопроводы системы теплоснабжения, к которым присоединяются водогрейные котлы, водоподогревательные установки и сетевые насосы, должны предусматриваться одинарными секционированными или двойными для котельных первой категории независимо от расхода теплоты, а для котельных второй категории — при расходе теплоты 300 Гкал/ч (1,26 ТДж) и более.

Трубопроводы пара и воды от магистралей к оборудованию и соединительные трубопроводы между оборудованием должны выполняться одинарными.

Выбор арматуры должен производиться по каталогам заводов-изготовителей. В заводских обозначениях промышленной арматуры первые две цифры указывают вид арматуры, а последующие буквы характеризуют материал корпуса. Цифры после букв обозначают конструкцию привода, а последние буквы — материал уплотнительных поверхностей.

Условные обозначения, принятые в каталогах для промышленной арматуры, следующие:

Арматура

Кран пробно-спускной	10
Кран для трубопровода	11
Вентиль	14 или 15
Клапан обратный подъемный	16
Клапан предохранительный	17
Клапан обратный поворотный	19
Задвижка	30 или 31

Материал корпуса

Сталь углеродистая	с
Сталь нержавеющая	нж
Сталь легированная	лс

Привод

Механический:	
с червячной передачей	3
с цилиндрической передачей	4
с конической передачей	5
Пневматический	6
Гидравлический	7
Электромагнитный	8
Электрический	9

Материал уплотнительных поверхностей

Латунь, бронза	бр
Нержавеющая сталь	нж
Уплотнительные поверхности без вставных колец и наплавки	бк

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Чугун серый	ч	Резина	р
Чугун ковкий	кч		
Латунь, бронза	б		
Алюминий	а		

Глава одиннадцатая

РАСЧЕТ И ВЫБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

11.1. УПРОЩЕННЫЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГАЗОВОГО И ВОЗДУШНОГО ТРАКТА

Движение продуктов сгорания и воздуха, рассматриваемое как движение вязких жидкостей, имеет турбулентный характер и происходит при изменяющейся температуре, так как продукты сгорания охлаждаются, а воздух при наличии воздухоподогревателя нагревается. При движении продуктов сгорания, обладающих вязкостью, возникают сопротивления, препятствующие движению. На преодоление этих сопротивлений затрачивается часть энергии, которой обладает движущийся поток жидкости.

Сопротивления обусловлены силами трения движущегося потока о стенки канала и возрастанием внутреннего трения в потоке при появлении на его пути различных препятствий. Для преодоления сопротивлений движущийся поток должен обладать определенным избыточным напором, который по мере продвижения по тракту будет падать.

Расчет сопротивлений газового и воздушного тракта паровых и водогрейных котлов производится в соответствии с нормативным методом, разработанным ЦКТИ («Аэродинамический расчет котельных установок», изд. 3-е, Л.: Энергия, 1977).

В процессе дипломного проектирования учащимся приходится производить выбор дымососа и дутьевого вентилятора. Для этого необходимо выполнить аэродинамический расчет газового и воздушного трактов. Однако такой расчет в соответствии с нормативным методом для учащихся техникумов сложен и требует большого объема вычислений. В связи с этим в учебных целях рекомендуется внести ряд упрощений. Сопротивление отдельных элементов газового или воздушного тракта серийных котлов не рассчитывается, а принимается по литературным данным или имеющимся расчетам, которые для ряда котлоагрегатов приведены в табл. 11.1, 11.2. При изменении паропроизводительности котлоагрегата или вида сжигаемого топлива производится пересчет сопротивлений газового и воздушного тракта в соответствии с упрощенной методикой, рекомендованной нормативным методом. Учащиеся рассчитывают сопротивления только тех элементов тракта, для которых отсутствуют литературные данные, и затем

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 11.1. **Сопротивление отдельных элементов газового и воздушного тракта серийных паровых котлов**

Тип котла	Топливо	Сопротивление элементов газового тракта, Па			Сопротивление воздушного тракта, Па
		Котельный пучок	Газоходы	Золоуловитель	
Газомазутные котлы:					
ДЕ-4-14ГМ	Газ, мазут	191	475	—	940
ДЕ-6,5-14ГМ		555	903	—	1140
ДЕ-10-14ГМ		220	1550	—	1240
ДЕ-16-14ГМ		916	1680	—	1730
ДЕ-25-14ГМ		1530	2710	—	1860
Котлы со слоевыми топками:					
КЕ-2,5-14С	Уголь: донецкий	126	300	420	1050
	харанорский	167		590	
КЕ-4-14С	донецкий	205	300	430	750
	харанорский	256		640	
КЕ-6,5-14С	донецкий	246	300	420	750
	харанорский	320		630	
КЕ-10-14С	донецкий	366	300	430	750
	харанорский	430		580	

определяют суммарный перепад полных давлений для всего газового и воздушного тракта.

Аэродинамическое сопротивление какого-либо участка тракта складывается из сопротивления трения и местных сопротивлений. Для паровых и водогрейных котлов добавляется особый вид сопротивления — сопротивление поперечно омываемых пучков труб.

Сопротивление трения возникает при движении потока в прямом канале постоянного сечения, в продольно омываемых трубных пучках и в пластинчатых поверхностях нагрева.

Для изотермического потока (при постоянной плотности и вязкости протекающей среды) сопротивление трения (в паскалях) определяется по формуле

$$\Delta h_{тр} = \lambda \frac{l}{d_э} \frac{w^2}{2} \rho, \qquad (11.1)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения, зависящий от относительной шероховатости стенок канала и числа Рейнольдса; l — длина канала, м; w — скорость протекающей среды, м/с; $d_э$ — эквивалентный (гидравлический) диаметр, м; ρ — плотность протекающей среды, кг/м^3

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 11.2. **Суммарное сопротивление газового и воздушного тракта серийных водогрейных котлов**

Тип котла	Топливо	Суммарное сопротивление, Па	
		газового тракта	воздушного тракта
Газомазутные котлы:			
КВ-ГМ-4	Газ, мазут	220	1300
КВ-ГМ-6,5	Газ, мазут	260	1300
КВ-ГМ-10	Газ	440	1350
	Мазут	460	
КВ-ГМ-20	Газ	570	1800
	Мазут	600	
КВ-ГМ-30	Газ	650	2800
	Мазут	670	
КВ-ГМ-50	Газ, мазут	1000	2400
КВ-ГМ-100	Газ, мазут	1200	3100
Котлы со слоевыми топками:			
КВ-ТС-4		360	600
КВ-ТС-6,5		440	600
КВ-ТС-10	Уголь	670	650
КВ-ТС-20		870	650
КВ-ТС-30		960	650

Эквивалентный (гидравлический) диаметр подсчитывается по формуле

$$d_э = 4F/U, \qquad (11.2)$$

где F — площадь живого сечения канала, м²; U — полный периметр сечения, омываемый протекающей средой, м.

Местные сопротивления (в паскалях) рассчитываются по формуле

$$\Delta h_м = \zeta \frac{w^2}{2} \rho, \qquad (11.3)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления, зависящий от геометрической формы участка (а иногда и от критерия Рейнольдса).

Сопротивление поперечно омываемых пучков труб выражается формулой такого же типа, как (11.3).

Произведение $\frac{w^2}{2}\rho$ называют динамическим напором и в последующих расчетах определяют по рис. 11.1 по действительной скорости продуктов сгорания (воздуха) и средней температуре

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

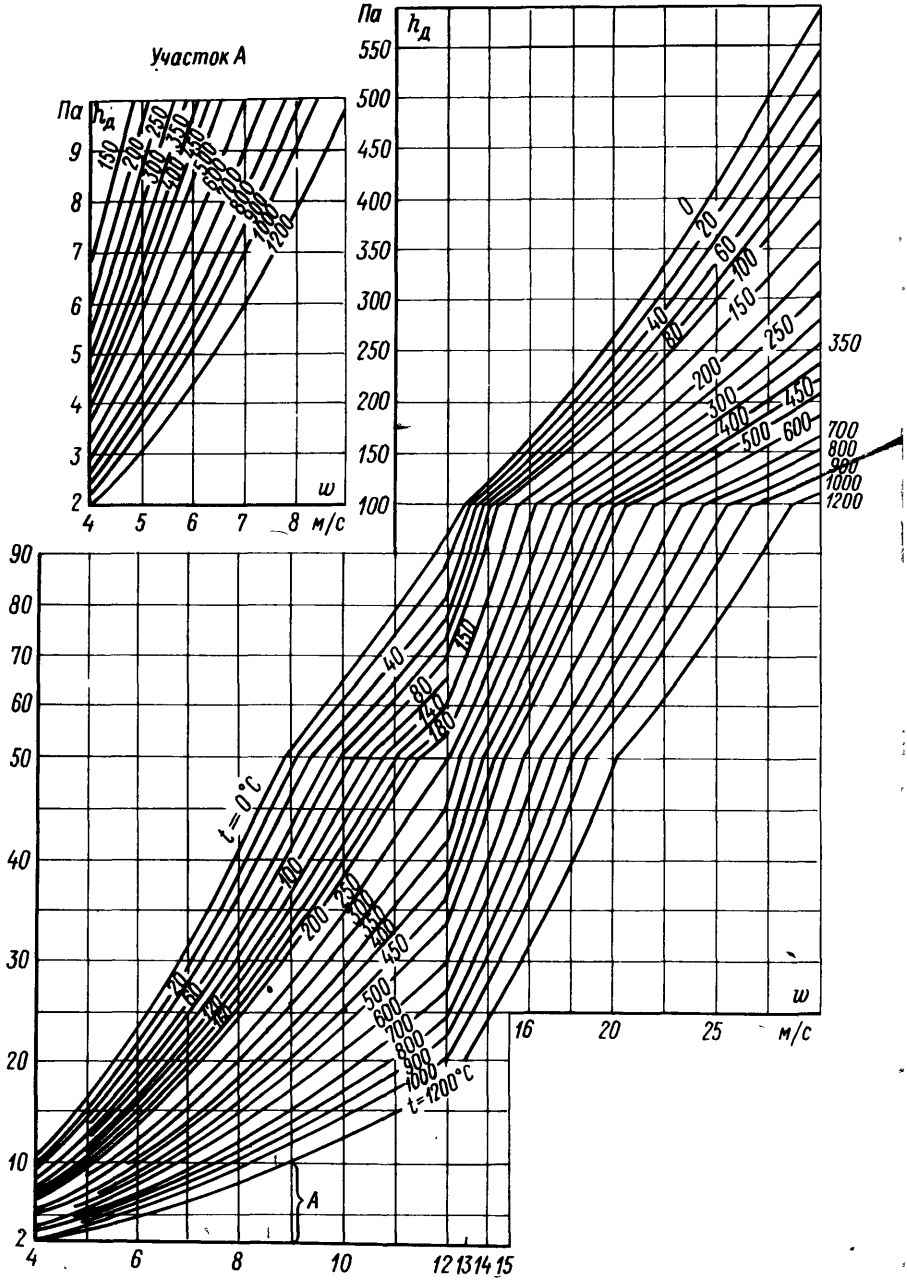


Рис. 11.1. Динамическое давление $h_д$ при 760 мм рт. ст. = 101 080 Па

Формула пересчета: $h_{д2} = h_{д1} (w_2/w_1)^2$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

потока, известным из теплового расчета котлоагрегата. Так как график на рис. 11.1 построен для сухого воздуха при давлении 101 080 Па, в конце расчета вводят поправку на действительную плотность потока.

Сопротивление чугунных экономайзеров ВТИ и стальных гладкотрубных экономайзеров (в паскалях) определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{поп}} = \zeta \frac{w^2}{2} \rho, \tag{11.4}$$

где $\frac{w^2}{2}\rho$ — определяется по действительной скорости и среднеарифметической температуре продуктов сгорания в экономайзере на рис. 11.1, Па; ζ — коэффициент сопротивления.

Коэффициент сопротивления для чугунного экономайзера ВТИ

$$\zeta = 0{,}5 z_2, \tag{11.5}$$

где z_2 — число рядов труб в экономайзере.

Коэффициент сопротивления стального гладкотрубного экономайзера при коридорном расположении труб

$$\zeta = \zeta_0 z_2, \tag{11.6}$$

где ζ_0 — коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношений $\sigma_1 = S_1/d$, $\sigma_2 = S_2/d$ и $\psi = \frac{S_1 - d}{S_2 - d}$, а также от числа Re; S_1 и S_2 — поперечный и продольный шаг труб по отношению к направлению потока, м; d — наружный диаметр труб, м.

Значение ζ_0 определяется по следующим формулам: при $\sigma_1 \leqslant \sigma_2$ и $0{,}06 \leqslant \psi \leqslant 1$

$$\zeta_0 = 2(\sigma_1 - 1)^{-0{,}5}\,\mathrm{Re}^{-0{,}2}; \tag{11.7}$$

при $\sigma_1 > \sigma_2$ и $1 < \psi \leqslant 8$

$$\zeta_0 = 0{,}38(\sigma_1 - 1)^{-0{,}5}(\psi - 0{,}94)^{-0{,}59}\,\mathrm{Re}^{-0{,}2/\psi^2}. \tag{11.8}$$

Число Рейнольдса (Re) в формулах (11.7), (11.8) определяется по рис. 11.2.

Пример. Определить Re при $w = 18$ м/с; $d = 120$ мм; $t = 600$ °С; $d_{\text{пр}} = 120/100 = 1{,}2$ мм.

Из графика $\mathrm{Re}' = 12{,}2$; при этом $\mathrm{Re} = 18 \cdot 12{,}2 \cdot 100 = 22\,000$.

Коэффициент сопротивления стального гладкотрубного экономайзера при шахматном расположении труб

$$\zeta = \zeta_0 (z_2 + 1), \tag{11.9}$$

где ζ_0 — коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношений $\sigma_1 = S_1/d$ и $\varphi = \frac{S_1 - d}{S_2' - d}$, а также от числа Рейнольдса (определяется по рис. 11.2); S_1 и S_2 — попе-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

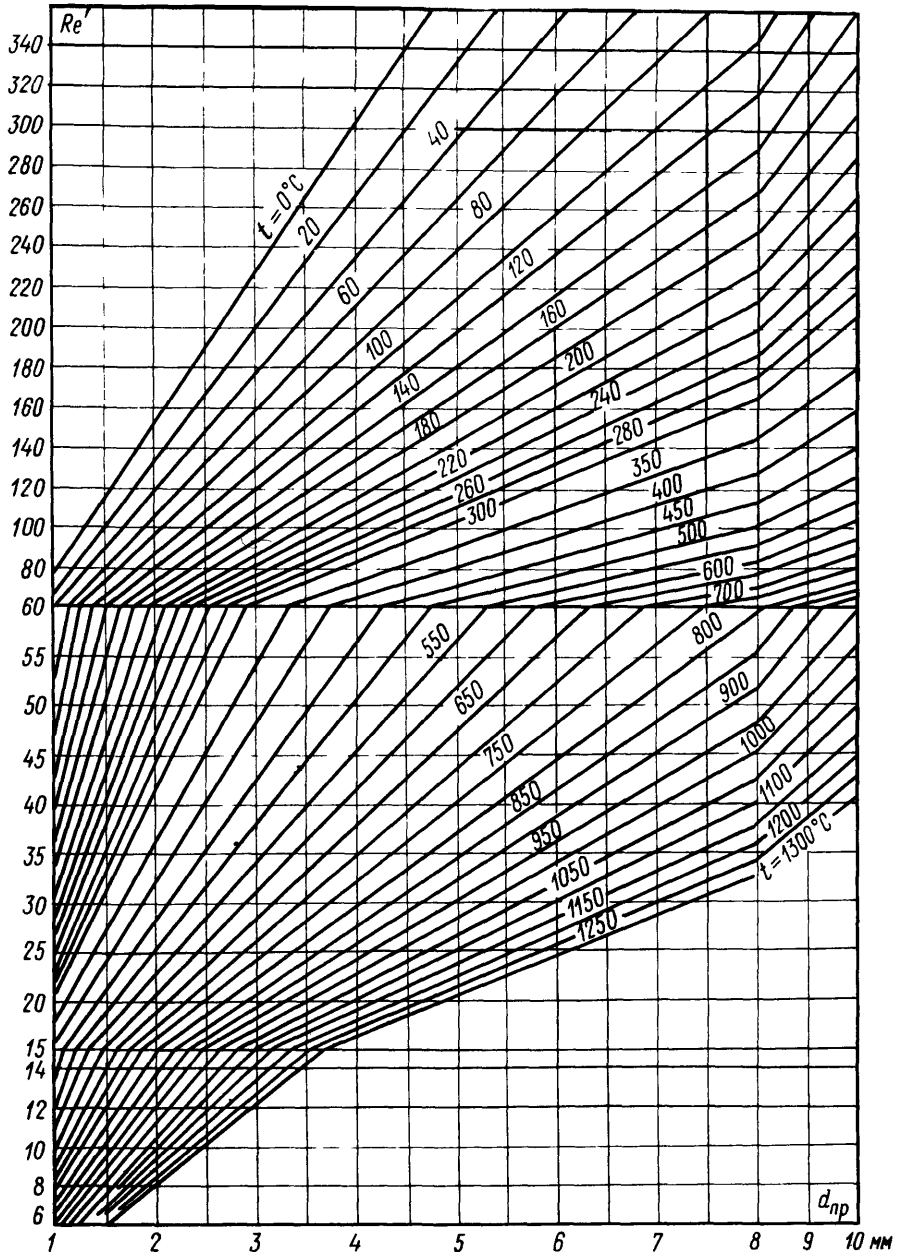


Рис. 11.2. Определение числа Рейнольдса

$Re = \omega Re' \cdot 100$; $d_{пр} = \frac{d}{100}$; $d_{пр}$ — приведенный диаметр, мм; t — температура потока, °С

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

речный и продольный шаг труб, мм; $S_2' = \sqrt{\frac{1}{4} S_1^2 + S_2^2}$ — диагональный шаг труб, мм.

Для всех шахматных пучков, кроме пучков с $3 < \sigma_1 \leqslant 10$ и $\varphi > 1{,}7$,

$$\zeta_0 = c_s \, \mathrm{Re}^{-0{,}27}, \tag{11.10}$$

где c_s — коэффициент формы шахматного пучка.

При $0{,}1 \leqslant \varphi \leqslant 1{,}7$ для пучков с $\sigma_1 \geqslant 1{,}44$

$$c_s = 3{,}2 + 0{,}66\,(1{,}7 - \varphi)^{1{,}5}; \tag{11.11}$$

при $1{,}7 < \varphi \leqslant 6{,}5$ для пучков с $1{,}44 \leqslant \sigma_1 \leqslant 3{,}0$

$$c_s = 0{,}44\,(\varphi + 1)^2. \tag{11.12}$$

Для трубчатого воздухоподогревателя при движении продуктов сгорания внутри труб его сопротивление складывается из сопротивления трения в трубах и сопротивления входа в трубы и выхода из них.

Скорость в трубах и температура потока для расчета обоих указанных сопротивлений принимаются средние для воздухоподогревателя из теплового расчета котла. Сопротивление трения определяется по рис. 11.3, а сопротивление вследствие изменения скоростей при входе и выходе рассчитывается по формуле

$$\Delta h_{\text{изм}} = m\,(\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}})\,\frac{w^2}{2}\,\rho, \tag{11.13}$$

$h_\partial = 175$ Па

где $\frac{w^2}{2}\,\rho$ определяется по рис. 11.1, Па; $\zeta_{\text{вх}}$ и $\zeta_{\text{вых}}$ определяются по рис. 11.4 в зависимости от отношения суммарной площади живого сечения труб F к площади живого сечения газохода соответственно до и после воздухоподогревателя; m — число последовательно расположенных по ходу продуктов сгорания отдельных кубов воздухоподогревателя:

$$F = z\pi d_{\text{вн}}^2/4, \tag{11.14}$$

где z — число параллельно включенных труб; $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр труб, м.

Отношение меньшего живого сечения (труб) к большему (газохода) может также рассчитываться по приближенной формуле

$$\frac{F_{\text{м}}}{F_{\text{б}}} = \frac{0{,}785 d_{\text{вн}}^2}{S_1 S_2}, \tag{11.15}$$

где S_1 и S_2 — поперечный и продольный шаг труб в пучке, м.

Сопротивление инерционных (механических) золоуловителей рассчитывается по формуле (11.3), в которой за расчетную скорость принимается скорость незапыленных продуктов сгорания.

Коэффициент сопротивления

$$\zeta_{\text{р}} = k_1 k_2 \zeta, \tag{11.16}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

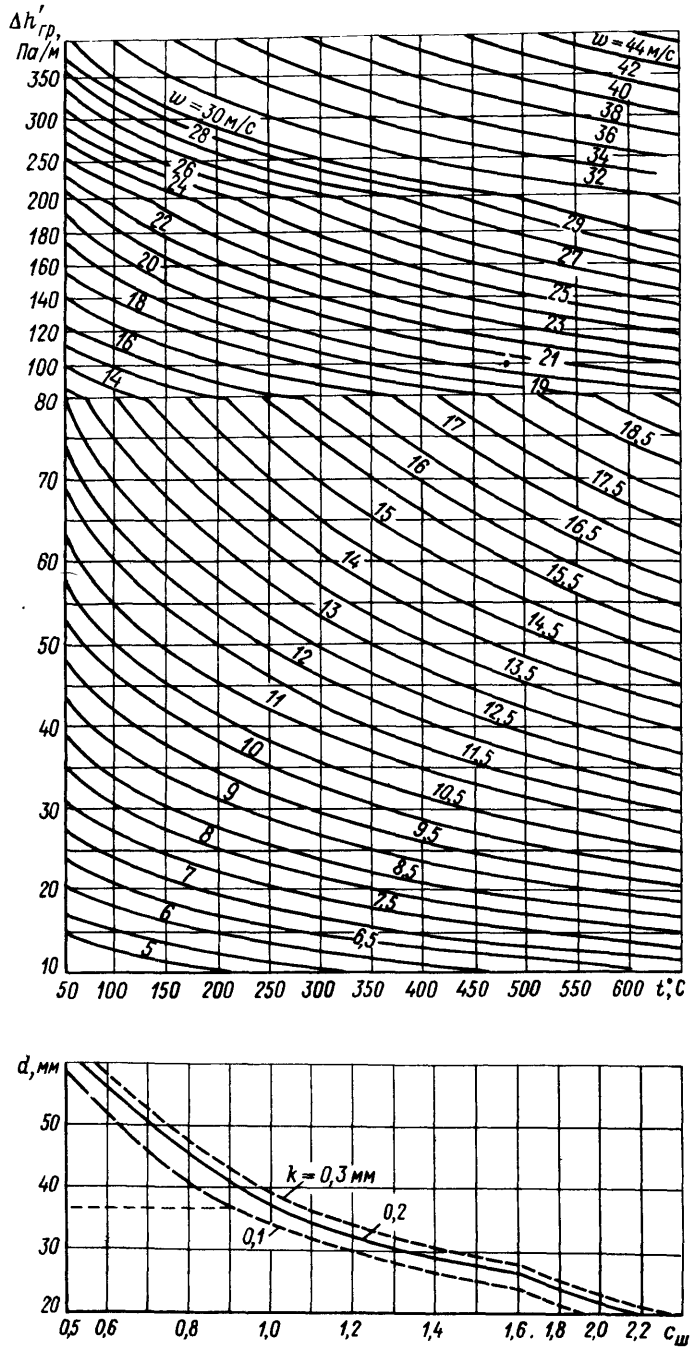


Рис. 11.3. Потеря давления в трубах (щелях) трубчатых и пластинчатых воздухоподогревателей

d — диаметр труб или эквивалентный диаметр щелей, мм; $\Delta h = c_ш \Delta h'_{гр} l$, Па

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

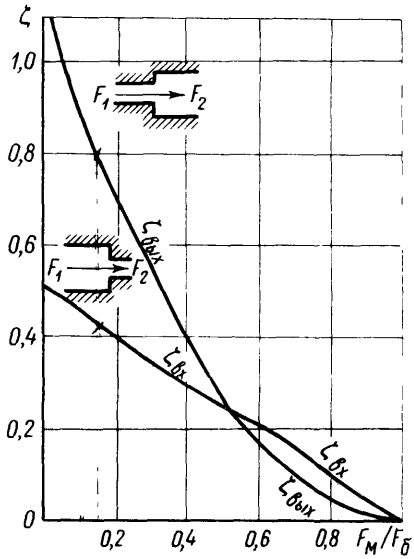


Рис. 11.4. Коэффициенты сопротивления при внезапном изменении сечения $F_м$ и $F_б$ — меньшее и большее сечение канала; $\Delta h_{вых} = \zeta_{вых} \frac{w_1^2}{2} \rho$; $\Delta h_{вх} = \zeta_{вх} \frac{w_2^2}{2} \rho$

где k_1 — коэффициент, учитывающий запыленность продуктов сгорания, для промышленных котлоагрегатов принимается равным 1; k_2 — коэффициент, учитывающий масштабный эффект по отношению к эталонному циклону, принимается для инерционных циклонов равным 1; ζ — коэффициент сопротивления эталонного циклона при продувке чистым воздухом.

Коэффициент сопротивления батарейных циклонов ζ принимается по табл. 11.3. Расчетная скорость определяется по суммарной площади сечений всех циклонных элементов батарейного циклона $F_0 = n \cdot 0{,}785 d^2$, где n — число параллельно включенных циклонных элементов.

Коэффициент сопротивления при установке отдельных циклонов принимается по табл. 11.4. Расчетной для единичного циклона принимается скорость в цилиндрической части корпуса.

Для типовых блоков циклонов при установке их на котлах паропроизводительностью от 2,5 до 6,5 т/ч коэффициент сопротивления принимается: для блоков циклонов в исполнении I $\zeta_{бл} = 105$, в исполнении II $\zeta_{бл} = 115$. Для нестандартных блоков циклонов коэффициент сопротивления определяется по нормам («Аэродинамический расчет котельных установок», п. 2—10).

Таблица 11.3. **Коэффициенты сопротивления батарейных циклонов**

Тип батарейного циклона	Коэффициент сопротивления
БЦУ — с полуулиточным закручиванием потока типа «Энергоуголь»	110
БЦРН — с закручивающими лопатками с безударным входом	65; 80
БЦ конструкции ЦКТИ с элементами диаметром 500 мм с четырехзаходным закручивателем потока	130
Ранее устанавливающиеся БЦ с элементами, имеющими лопаточный аппарат типа «розетка»	90
То же с элементами, имеющими двухходовые закручивающие витки типа «винт»	85

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 11.4. **Коэффициент сопротивления циклонов разных типов**

Тип циклона	Коэффициент сопротивления
ЦН-11	245
ЦН-15	155
ЦН-24	75
Конструкция ЦКТИ	100
ЦМС-27	45
Д-49	33

Газоходы котельных агрегатов имеют, как правило, большое сечение и сравнительно небольшую длину. Поэтому при искусственной тяге и скоростях продуктов сгорания, меньших 25 м/с, в учебных расчетах учитываются только местные сопротивления, определяемые по формуле (11.3).

Местные сопротивления газового и воздушного тракта котельного агрегата представляют собой повороты, разветвления, изменения сечения, шиберы. Коэффициент местного сопротивления в формуле (11.3) определяется в зависимости от формы сопротивления.

Газоходы на участке воздухоподогреватель — золоуловитель рассчитываются по расходу и температуре уходящих газов (за воздухоподогревателем), принятым из теплового расчета котлоагрегата. Газоходы на участке золоуловитель — дымосос и за дымососом рассчитываются по расходу и температуре продуктов сгорания у дымососа. При отсутствии золоуловителей газоход от воздухоподогревателя до дымососа рассчитывается по расходу газа у дымососа.

Расход продуктов сгорания ($м^3/с$) у дымососа

$$V_д = B_р (V_{г.\,ух} + \Delta\alpha V^0) \frac{\vartheta_д + 273}{273}, \qquad (11.17)$$

где $B_р$ — расчетный расход топлива, кг/с или $м^3/с$; $V_{г.\,ух}$ — объем продуктов сгорания за воздухоподогревателем, $м^3/кг$ или $м^3/м^3$; $\Delta\alpha$ — присос воздуха в газоходах за воздухоподогревателем, принимается по табл. 3.1; V^0 — теоретическое количество воздуха, $м^3/кг$ или $м^3/м^3$; $\vartheta_д$ — температура продуктов сгорания у дымососа, принимается равной температуре уходящих газов, °С.

В связи с тем что сопротивление газового и воздушного тракта котлоагрегата зависит от квадрата скорости [см. формулу (11.3)], выбор площади поперечного сечения газовоздухопроводов следует производить при экономической скорости потока. Экономической скоростью называется такая, при которой суммарные эксплуатационные затраты минимальны.

Экономическая скорость продуктов сгорания и воздуха в стальных газовоздухопроводах зависит от их конфигурации и кон-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 11.5. **Приближенные значения экономической скорости в газовоздухопроводах котельных агрегатов с наддувом и уравновешенной тягой**

Характеристика участка		Экономическая скорость, м/с		
Удельный коэффициент местных сопротивлений $\frac{\sum \zeta}{l}$	Расход по одному газовоздухопроводу, м³/с	Газопроводы, воздухопроводы при $t_{г.в} \approx 200$ °С, $t_м \approx 30$ °С, воздухопроводы горячего дутья	Воздухопроводы при $t_{г.в} \approx 400$ °С, $t_м \approx 30$ °С	Воздухопроводы холодного воздуха
0,1	100—200 10—20 2	8—10 11,5—13,5 16—18	11—13 17—19 —	— 8—9 11—12
0,07	100—200 10—20 2	9—11 13—16 17—19	12—14 18—20 —	7 9—10 12—13
0,04	100—200 10—20 2	10—12 15—17 19—22	15—17 22—24 —	7—8,5 10—11 15
0,02	100—200 10—20 2	14—17 18—21 21—24	19—23 25—28 —	9—11 12—14 15
0,01	100—200 2—20	17—20 20—23	24—28 29—32	11—12 14—16
Прямые участки газовоздухопроводов	Любой	24—26	33—36	16—18

Примечание: $t_м$ — температура воздуха на входе в вентилятор.

струкции, мощности котельной установки, графика потребления теплоты, экономичности тягодутьевых устройств, температуры потока, стоимости оборудования и электроэнергии и других факторов.

Приближенные значения экономической скорости, рекомендуемые нормативным методом, приведены в табл. 11.5. Экономические скорости для паровых и водогрейных котлов, работающих с «наддувом», принимаются на 10 % больше приведенных в табл. 11.5.

Коэффициент сопротивления для всех поворотов в канале подсчитывается по общей формуле

$$\zeta = K_\Delta \zeta_0 BC, \qquad (11.18)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

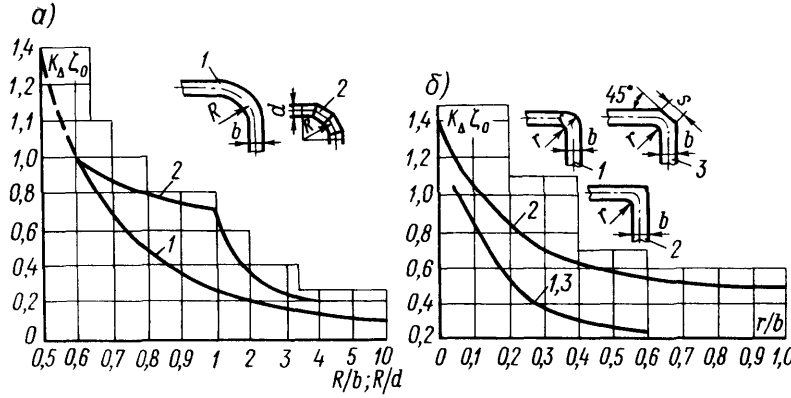


Рис. 11.5. Значение произведения $K_\Delta\zeta_0$ для поворотов газовоздухопроводов: *а* — для отводов (*1*) и сварных коленьев (составных поворотов) (*2*); *б* — для коленьев с закругленными кромками

1 — $r_{вн} = r_н = r$; *2* — $r_{вн} = r$, $r_н = 0$; *3* — $r_{вн} = r$, $s \approx 0{,}83\,(r + 0{,}6)$.

где ζ_0 — исходный коэффициент сопротивления поворота, зависящий от формы и относительной кривизны его; K_Δ — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости стенок; при обычной шероховатости стенок газовоздухопроводов котла среднее значение K_Δ принимается равным 1,3 для отводов и 1,2 для коленьев; произведение $K_\Delta\zeta_0$ для отводов и коленьев с закругленными кромками определяется по рис. 11.5; для коленьев без закругления кромок $K_\Delta\zeta_0 = 1{,}4$; B — коэффициент, определяемый в зависимости от угла поворота по соответствующей кривой на рис. 11.6; при угле поворота 90° $B = 1$; C — коэффициент, определяемый для отводов и коленьев с закруглением кромок в зависимости от отношения размеров поперечного сечения a/b (где a — перпендикулярный к плоскости поворота размер) по соответствующей кривой на рис. 11.7; при круглом или квадратном поперечном сечении $C = 1$; для коленьев с острыми кромками $C = 1$ при всех значениях a/b.

Произведение $K_\Delta\zeta_0$ для коленьев с изменением сечения определяется по рис. 11.8 в зависимости от отношения выходного и входного сечений.

Сопротивления участков газовоздушного тракта при резких изменениях сечения определяется по формуле (11.3), а коэффициент местного сопротивления — по рис. 11.4. Скорость продуктов сгорания (воздуха) подсчитывается по меньшему сечению.

Коэффициент сопротивления диффузора, отнесенный к входной (наибольшей) скорости, определяется по формуле

$$\zeta_д = \varphi_р\zeta_{вых}, \qquad (11.19)$$

где $\zeta_{вых}$ — коэффициент сопротивления, соответствующий резкому увеличению сечения, определяемый по рис. 11.4 в зависимости

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

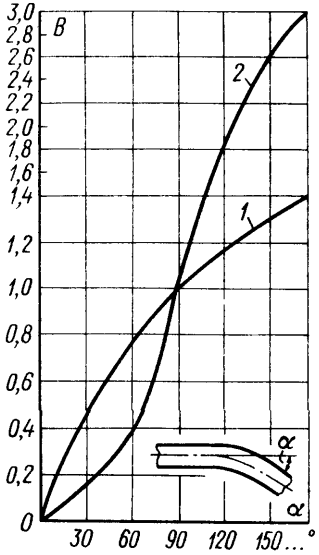


Рис. 11.6. Поправочный коэффициент к сопротивлению поворотов, зависящий от угла поворота

1 — для отводов и коленьев с закруглением кромок; *2* — для коленьев с острыми кромками

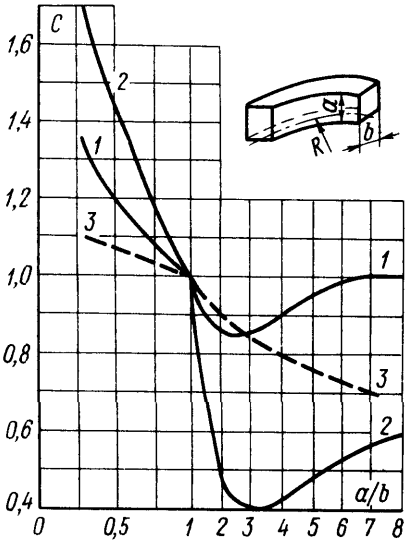


Рис. 11.7. Поправочный коэффициент к сопротивлению поворотов, зависящий от формы сечения

1 — для отводов с $R/b \leqslant 2{,}0$ и коленьев с закруглением кромок; *2* — для отводов с $R/b > 2{,}0$; *3* — для коленьев с острыми кромками

от отношения начального и конечного сечений диффузора; $\varphi_р$ — коэффициент полноты удара, определяется по рис. 11.9.

Коэффициент сопротивления плоского или пирамидального диффузора, установленного после вентилятора, определяется по рис. 11.10 в зависимости от степени расширения (отношения

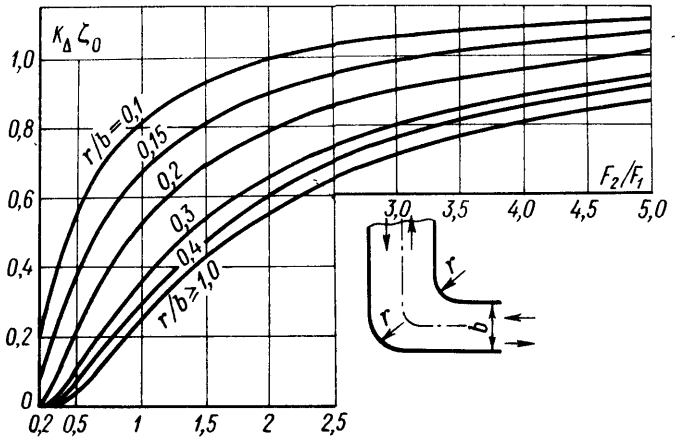


Рис. 11.8. Значения произведения $K_\Delta \zeta_0$ для коленьев с закруглением кромок

F_1, F_2 — входное и выходное сечение колена

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

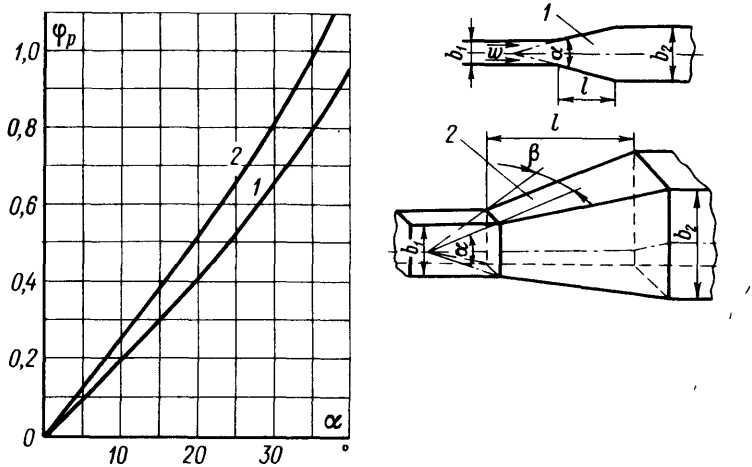


Рис. 11.9. Коэффициент сопротивления диффузора в прямом канале

Угол раскрытия диффузора α определяется равенством $\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}=\frac{b_2-b_1}{2l}$; для пирамидальных диффузоров угол раскрытия определяется в плоскости соответствующей грани; при неравных углах раскрытия (α и β) φ_p определяется по большему углу; для диффузора с переходом с круга на прямоугольник (или квадрат) и наоборот в формулу для определения $\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}$ вместо стороны прямоугольника подставляется значение $2\sqrt{F/\pi}$, где F — площадь прямоугольника; значение φ_p при этом определяется по кривой *2*

1 — конические и плоские диффузоры; *2* — пирамидальные диффузоры

выходного и входного сечений) диффузора и безразмерной длины его $l/\sqrt{f_1}$.

На рис. 11.11 показаны наиболее типичные входы в дымовые трубы промышленных и отопительных котельных и их коэффициенты местного сопротивления (скорости отнесены к подводящему газоходу).

Сопротивление дымовой трубы складывается из сопротивления трения и потери от движения потока с выходной скоростью. При

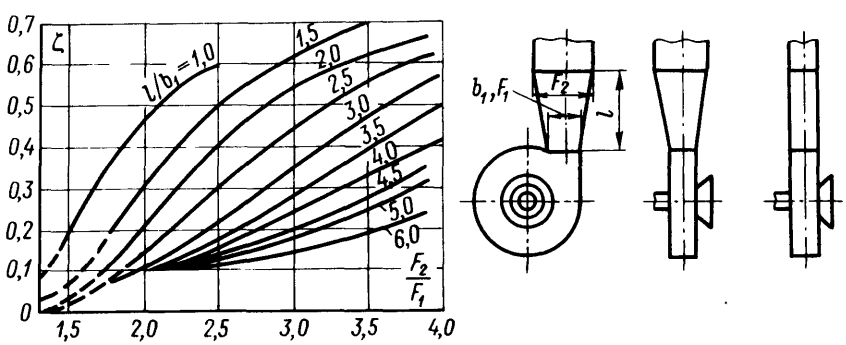


Рис. 11.10. Коэффициент сопротивления прямолинейных диффузоров, установленных за вентилятором или дымососом

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

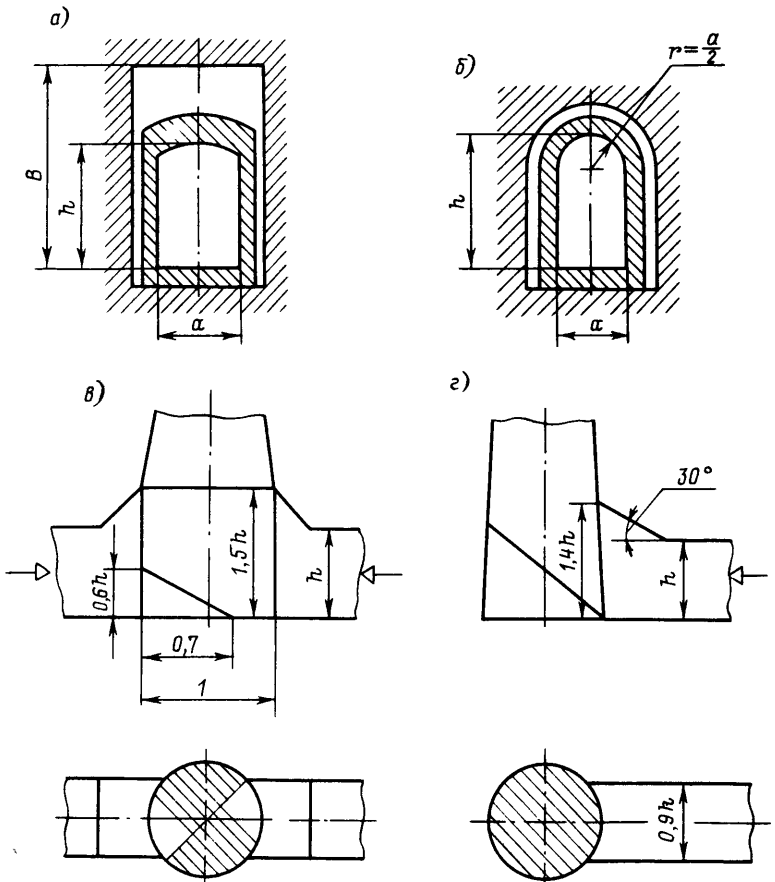


Рис. 11.11. Цокольная часть дымовых труб: *а* — сечение входа в железобетонные и кирпичные трубы; *б* — то же, в кирпичные трубы; *в* — цоколь с двусторонним подводом газоходов; *г* — цоколь с подводом одиночного газохода

отсутствии данных о конструкции трубы сопротивление трения (в паскалях) определяется по приближенной формуле

$$h_{тр} = \frac{\lambda}{8i} \frac{w_0^2}{2} \rho, \qquad (11.20)$$

где w_0 — скорость, м/с, в выходном сечении трубы, подсчитывается по диаметру выходного сечения трубы d_0; λ — коэффициент сопротивления трения для бетонных и кирпичных труб, принимается $\lambda = 0{,}05$; для стальных труб диаметром $d_0 \geqslant 2$ м $\lambda = 0{,}015$; а при $d_0 < 2$ м $\lambda = 0{,}02$; i — уклон трубы по внутренней образующей, принимается равным 0,02; ρ — плотность продуктов сгорания, определяется по температуре у дымососа (охлаждение продуктов сгорания в дымовой трубе не учитывается).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Газовые тракты котельных установок состоят не только из рассмотренных сопротивлений. Однако при учебных расчетах газового тракта учитываются только сопротивления его отдельных элементов, рассмотренные выше.

При выборе газовоздушного тракта котельной установки серьезное внимание должно уделяться рациональной компоновке и трассировке газовоздухопроводов. Схема газового и воздушного тракта должна быть простой и способствовать повышению надежности и экономичности работы установки. В связи с этим даже в установках малой мощности рекомендуется применять индивидуальную компоновку хвостовых поверхностей нагрева, золоуловителей и тягодутьевых устройств без отводных газоходов и соединительных коллекторов.

Схема и расположение газовоздухопроводов должны выбираться так, чтобы сопротивление тракта было минимальным при оптимальных скоростях потока. Как преимущественные на протяженных прямых участках рекомендуются газовоздухопроводы круглого сечения, так как на их изготовление расходуется меньше металла и изоляции по сравнению с газовоздухопроводами квадратного, и особенно прямоугольного, сечения. Газоходы паровых и водогрейных котлов, работающих на взрывоопасных топливах (торф, мазут, природный газ), не должны иметь участков, в которых возможны отложения несгоревших частиц или сажи, а также застойных, плохо вентилируемых зон. Такими участками чаще всего являются соединительные короба и перемычки, лежащие вне основного потока. При устройстве обходных газоходов, направляющих продукты сгорания мимо поверхности нагрева, золоуловителя или особенно дымососа, рекомендуется последовательная установка двух плотных шиберов на прямых участках с возможно меньшей скоростью потока.

В местах резких поворотов потока для частичного улавливания золы иногда устраивают бункера (например, под хвостовыми поверхностями нагрева). Однако это приводит к усложнению условий эксплуатации и не обеспечивает эффективного улавливания летучей золы. Поэтому установка бункеров под резкими поворотами не рекомендуется.

При транспортировке запыленных продуктов сгорания скорость их на протяженных горизонтальных участках должна быть не менее 7—8 м/с во избежание отложения золы. При сжигании топлив, имеющих абразивную золу, скорость на участке до золоуловителя не должна превышать 12—15 м/с для предотвращения интенсивного износа тракта.

Суммарное сопротивление газового тракта при уравновешенной тяге (Па)

$$\Delta H = [\Sigma \Delta h_1 (1 + \mu) + \Sigma \Delta h_2] M_р \frac{101\,080}{p_б}, \qquad (11.21)$$

где $\Sigma \Delta h_1$ — сумма сопротивлений газового тракта до золоуловителя, Па; μ — массовая концентрация золы в продуктах сго-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

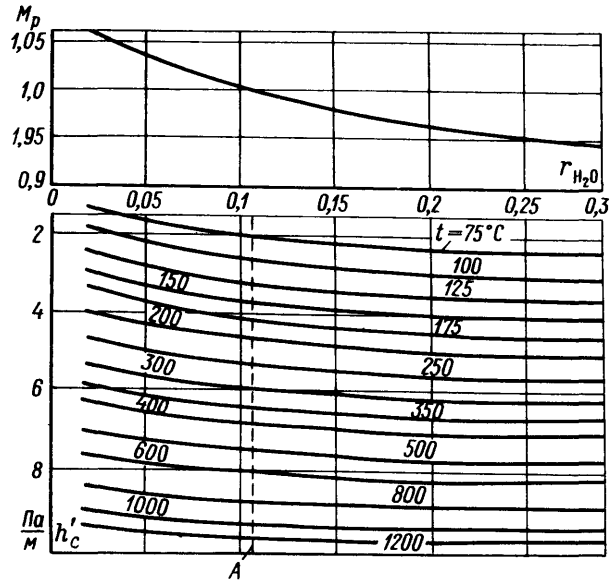


Рис. 11.12. Поправочный коэффициент $M_р$ и самотяга $h'_с$ (для воздуха определяется по штриховой линии A)

рания, кг/кг (вносится, если учитывалась при тепловом расчете котла); $\Sigma\Delta h_2$ — суммарное сопротивление тракта после золоуловителя и самого золоуловителя, Па; $M_р = \rho_0/1{,}293$ — поправка на разницу плотностей продуктов сгорания и сухого воздуха, определяется по рис. 11.12; $p_б$ — барометрическое давление, Па.

Перепад полных давлений при уравновешенной тяге (Па)

$$\Delta H_п = h''_т + \Delta H - H_с, \qquad (11.22)$$

где $h''_т$ — разрежение в верхней части топочной камеры, принимается равным 20 Па; ΔH — суммарное сопротивление газового тракта, Па; $H_с$ — суммарная самотяга газового тракта, включая дымовую трубу с соответствующим знаком, Па.

Самотяга (Па) любого участка газового тракта, включая дымовую трубу, при искусственной тяге определяется по формуле

$$h_с = \pm Hg\left(1{,}21 - p\rho_0 \frac{273}{273+\vartheta}\right), \qquad (11.23)$$

где H — расстояние по вертикали между серединами начального и конечного сечений данного участка тракта (для дымовой трубы — ее высота), м; p — абсолютное среднее давление продуктов сгорания на участке, Па; при избыточном давлении, меньшем 5000 Па, принимается равным 1; ρ_0 — плотность продуктов сгорания при давлении 101 080 Па и температуре 273 К, кг/м³; ϑ — средняя температура продуктов сгорания на данном участке, °С; 1,21 —

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 11.6. **Сопротивление топочных устройств для прохода воздуха**

Тип топочного устройства	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки	Сопротивление горелки или решетки со слоем топлива, Па
Газовые и газомазутные горелки		
Подовая горелка (щелевая)	1,1—1,15	200
Вертикальная щелевая горелка	1,1—1,15	175
ГМ-2,5	1,1	800
ГМ-4,5	1,1	900
ГМ-7	1,1	1100
ГМ-10	1,1	1600
ГМП-16 (сопротивление приведено по первичному воздуху)	1,1	4000
ГМГ-1,5м, ГМГ-2м, ГМГ-4м, ГМГ-5м	1,15	1200
РГМГ-4	1,1	1000
РГМГ-6,5 и РГМГ-7	1,1	1800
РГМГ-10	1,1	1050
РГМГ-20	1,1	1500
РГМГ-30	1,1	2500
Топки для слоевого сжигания		
Топки с цепной решеткой (антрациты АМ и АС, $A^п = 0{,}5$)	1,5—1,6	1000
Топки с пневмомеханическими забрасывателями и решеткой обратного хода	1,3—1,4	500
Топки скоростного горения для сжигания:		
рубленой щепы, $W^р = 50\ \%$	1,2	700
дробленых отходов и опилок, $W^р = 50\ \%$	1,3	1000

плотность наружного воздуха при давлении 101 080 Па и температуре 293 К.

При учебном расчете воздушного тракта котельной установки приняты следующие упрощения:

для серийных паровых и водогрейных котлов расчет сопротивлений не производится и суммарный перепад полных давлений по воздушному тракту принимается по табл. 11.1, 11.2;

для остальных котлоагрегатов сопротивление топочных устройств принимается по табл. 11.6; сопротивление отдельных элементов воздушного тракта рассчитывается по формулам, приведенным выше для элементов тракта продуктов сгорания; сопротивление воздухоподогревателя по воздушной стороне при поперечном омывании коридорных или шахматных пучков рассчитывается по формуле (11.4), а коэффициенты сопротивления — по формулам (11.6) и (11.9).

Сопротивление калориферов для подогрева воздуха перед воздухоподогревателем из трубок диаметром 12 и 16 мм с проволочным оребрением определяется по формуле (Па)

$$\Delta h = 1{,}1 z_2 c_ф \Delta h_{гр}, \qquad (11.24)$$

• Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

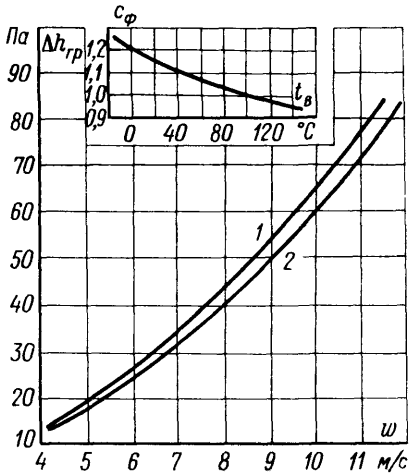


Рис. 11.13. Сопротивление калориферов ВТИ-ТЭМЗ

1 — калориферы ВТИ-ТЭМЗ-II диаметром 16 мм; *2* — ВТИ-ТЭМЗ-III диаметром 12 мм

где $\Delta h_{гр}$ — потеря давления на один ряд труб пучка, Па, определяется по рис. 11.13; $c_ф$ — коэффициент, учитывающий физические характеристики воздуха, определяется по рис. 11.13; z_2 — число рядов труб по ходу воздуха; 1,1 — коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности цинковым припоем.

При расчете воздушного тракта расход воздуха (м³/с) определяется по формуле

$$V_в = B_р V^0 (\alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{вп}) \frac{t_в + 273}{273}, \qquad (11.25)$$

где $B_р$ — расчетный расход топлива, кг/с или м³/с; V^0 — теоретическое количество воздуха, м³/кг или м³/м³; $\Delta\alpha_т$ и $\Delta\alpha_{пл}$ — присосы воздуха в топке и системе пылеприготовления; $\Delta\alpha_{вп}$ — присос воздуха в воздухоподогревателе, при расчете расхода горячего воздуха (после воздухоподогревателя) принимается $\Delta\alpha_{вп} = 0$; $t_в$ — температура воздуха, для холодного воздуха принимается $t_в = 30$ °С, для горячего воздуха $t_в = t_{г.в}$.

При рециркуляции части горячего воздуха в воздухоподогревателе без специального вентилятора расход воздуха через вентилятор (м³/с) с учетом рециркуляции

$$V_{х.в} = B_р V^0 (\alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{вп} + \beta_{рц}) \frac{t'_{вп} + 273}{273}, \qquad (11.26)$$

где $\beta_{рц}$ — относительное количество рециркулирующего горячего воздуха, определяемое в тепловом расчете воздухоподогревателя; $t'_{вп}$ — температура подогретого в результате рециркуляции воздуха, °С.

На этот расход воздуха рассчитывается воздухопровод от вентилятора до воздухоподогревателя и участок всасывающего воздухопровода после ввода рециркулирующего воздуха. Остальная часть всасывающего воздухопровода рассчитывается на расход холодного воздуха.

Перепад полных давлений по воздушному тракту (Па)

$$\Delta H_п = \Delta H - H_с - h'_т, \qquad (11.27)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где ΔH — суммарное сопротивление воздушного тракта, Па; $H_с$ — самотяга, учитывается только для воздухоподогревателя и всего воздухопровода горячего воздуха (при учебных расчетах принимается $H_с = 0$); $h'_т$ — разрежение в топке на уровне ввода воздуха, определяется по формуле

$$h'_т = h''_т + 0{,}95H', \qquad (11.28)$$

где H' — расстояние по вертикали между высшей точкой сечения выхода газов из топки и срединой сечения ввода воздуха в топку, м.

11.2. ВЫБОР ДЫМОСОСА И ВЕНТИЛЯТОРА

Производительностью дымососа (вентилятора) называют объем перемещаемых машиной продуктов сгорания (воздуха) в единицу времени. Необходимая расчетная производительность дымососа (вентилятора) определяется с учетом условий всасывания, т. е. избыточного давления или разрежения и температуры перед машиной, и представляет собой действительные объемы продуктов сгорания или воздуха, которые должен перемещать дымосос (вентилятор).

Расчетная производительность (м³/ч)

$$Q_р = \beta_1 V \frac{101\,080}{h_б} \cdot 3600, \qquad (11.29)$$

где V — расход продуктов сгорания, определяемый по формуле (11.17) для дымососа, или расход воздуха, определяемый по формуле (11.25) при $t_в = 30$ °С для дутьевого вентилятора; β_1 — коэффициент запаса по производительности, принимаемый из табл. 11.7; $h_б$ — барометрическое давление в месте установки машины.

Расчетное полное давление (мм вод. ст.), которое должен создавать дымосос (вентилятор), определяется по формуле

$$H_р = \beta_2 \Delta H_п / 9{,}81, \qquad (11.30)$$

где β_2 — коэффициент запаса по напору, принимается из табл. 11.7; $\Delta H_п$ — перепад полных давлений в газовом тракте, определяе-

Таблица 11.7. **Коэффициенты запаса при выборе дымососов и дутьевых вентиляторов, рекомендуемые СНиП II-35-76**

Мощность парового или водогрейного котла, МВт	Коэффициент запаса			
	по производительности		по напору	
	дымососы	вентиляторы	дымососы	вентиляторы
До 17,4	1,05	1,05	1,1	1,1
Более 17,4	1,1	1,05	1,1	1,1

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

мый для дымососа по формуле (11.22), а для вентилятора по формуле (11.27).

В связи с тем что напорные характеристики машин, приводимые в каталогах, составлены для работы на воздухе при абсолютном давлении 101 080 Па, необходимо полное расчетное давление привести к условиям, указанным в каталоге, по формуле (мм вод. ст.)

$$H_{\text{р}}^{\text{пр}} = \frac{1{,}293}{\rho_0} H_{\text{р}} \frac{273 + t}{273 + t_{\text{хар}}} \frac{101\,080}{h_{\text{б}}}, \qquad (11.31)$$

где ρ_0 — плотность перемещаемых газов при 0 °С и 101 080 Па, кг/м^3; t — температура продуктов сгорания (воздуха) перед машиной, °С; $t_{\text{хар}}$ — температура, для которой составлена приведенная в каталоге напорная характеристика.

Выбор дымососа (вентилятора) следует производить так, чтобы точка с параметрами $Q_{\text{р}}$ и $H_{\text{р}}^{\text{пр}}$ располагалась на напорной характеристике, приведенной в каталоге, в зоне КПД не меньше 90 % максимального значения.

Мощность (кВт), потребляемая дымососом (вентилятором), определяется по формуле

$$N = \frac{Q_{\text{р}} H_{\text{р}}^{\text{пр}}}{\eta_{\text{э}} 3670} \frac{\rho_0}{1{,}293} \frac{273 + t_{\text{хар}}}{273 + t} \frac{h_{\text{б}}}{101\,080}, \qquad (11.32)$$

где $\eta_{\text{э}}$ — КПД машины в рабочей точке, определяемый по напорной характеристике, приведенной в каталоге, %.

Расчетная мощность электродвигателя (кВт) определяется по потребляемой мощности с коэффициентом запаса $\beta_{\text{з}} = 1{,}05$:

$$N_{\text{дв}} = N\beta_{\text{з}}. \qquad (11.33)$$

Электродвигатель выбирается по мощности $N_{\text{дв}}$ из перечня двигателей, рекомендованных заводом-изготовителем.

Выбор тягодутьевых машин оказывает существенное влияние на мощность и экономичность работы котельной установки. Увеличение сопротивления газового или воздушного тракта по сравнению с расчетными значениями приводит к снижению производительности тягодутьевых машин, т. е. к недостатку тяги или воздуха и уменьшению мощности парового или водогрейного котла.

11.3. ВЫБОР ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ

Питательные устройства являются ответственными элементами котельной установки, обеспечивая безопасность ее эксплуатации. Правила Госгортехнадзора предъявляют ряд требований к питательным устройствам.

Питательные устройства должны иметь паспорт завода-изготовителя и обеспечивать необходимый расход питательной воды

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

при давлении, соответствующем полному открытию рабочих предохранительных клапанов, установленных на паровом котле. Подача воды в паровые котлы, работающие при различном давлении (разница в рабочих давлениях более 15 %), должна осуществляться от различных питательных устройств.

Питательные насосы выбираются по производительности и полному напору. В соответствии со СНиП II-35-76 при определении производительности питательных насосов следует учитывать расход на питание всех рабочих паровых котлов, на непрерывную продувку, на пароохладители, редукционно-охладительные и охладительные установки. При этом число и производительность питательных насосов выбираются с таким расчетом, чтобы в случае остановки наибольшего по производительности насоса оставшиеся обеспечили подачу воды в указанных выше количествах.

Суммарная производительность основных насосов должна быть не менее 110 % для всех рабочих котлов (без учета резервного котла) при их номинальной паропроизводительности с учетом продувки котлов и подачи воды в РОУ, пароохладители и охладительные установки. Суммарная производительность резервных питательных насосов должна обеспечивать 50 % номинальной производительности всех рабочих котлов с учетом продувки, расхода воды на РОУ, пароохладители и охладительные установки.

Для питания котлов с давлением пара более 0,17 МПа следует предусматривать насосы с паровым приводом (поршневые бессмазочные или турбонасосы) с использованием отработанного пара, а резервный насос — с электроприводом.

При невозможности использования отработанного пара от насосов с паровым приводом следует предусматривать:

насосы только с электроприводом — при двух независимых источниках питания электроэнергией;

насосы с электрическим и паровым приводом — при одном источнике питания электроэнергией.

Расчетный напор питательного насоса (Па) определяется по формуле

$$p_{\text{нас}} = 1{,}1\,[p_{\text{к}}(1 + \Delta p) + p_{\text{эк}} + p_{\text{п. в. д}} + p_{\text{тр}}^{\text{наг}} + p_{\text{тр}}^{\text{вс}} + p_{\text{с. в}} - p_{\text{д}}], \tag{11.34}$$

где $p_{\text{к}}$ — избыточное давление в барабане котла, Па; Δp — запас давления на открытие предохранительных клапанов, принимается равным 5 % номинального давления в барабане котла, Па; $p_{\text{эк}}$ — сопротивление водяного экономайзера, при учебных расчетах принимается равным 150 000—200 000 Па; $p_{\text{п. в. д}}$ — сопротивление регенеративных подогревателей высокого давления, при учебных расчетах принимается равным 80 000 Па; $p_{\text{тр}}^{\text{наг}}$ — сопротивление питательных трубопроводов от насоса до котла с учетом сопротивления автоматических регуляторов питания

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

котла, при учебных расчетах принимается равным 200 000 Па; $p_{тр}^{вс}$ — сопротивление всасывающих трубопроводов, при учебных расчетах принимается равным 10 000 Па; $p_{с.в}$ — давление, создаваемое столбом воды, равным по высоте расстоянию между осью барабана котла и осью деаэратора, Па; $p_д$ — давление в деаэраторе, Па; 1,1 — коэффициент запаса.

Питательный насос всегда должен быть расположен ниже питательного бака деаэратора.

Минимальный уровень воды в питательном баке по отношению к оси питательного насоса (м) определяется по формуле

$$h_{мин} = 0{,}11\,(h_{вх} + h_{вс} - p_н + p_д), \qquad (11.35)$$

где $h_{вх}$ — необходимое давление во входном патрубке насоса, включая скоростной напор, кПа; при учебных расчетах принимается равным 100 кПа; $h_{вс}$ — сопротивление всасывающих трубопроводов, принимается равным 10 кПа; $p_н$ — давление насыщенных паров воды, соответствующее ее температуре во всасывающем патрубке насоса, определяется по таблицам водяных паров, кПа; $p_д$ — избыточное давление, под которым вода находится в деаэраторе, кПа.

Выбор питательных насосов производится по производительности и полному напору, которые приведены в виде напорных характеристик в каталогах заводов-изготовителей.

Мощность, потребляемая центробежным насосом, кВт,

$$N = \frac{QH_п \cdot 10^3}{0{,}36\eta_н\eta_{дв}}, \qquad (11.36)$$

где Q — производительность насоса, м³/ч; $H_п$ — полный напор, МПа; $\eta_н$ — КПД насоса по полному напору, берется из напорной характеристики, приведенной в каталоге для рабочего режима насоса, %; $\eta_{дв}$ — КПД электродвигателя, %.

Из различных типов насосов, подходящих по производительности и напору в рабочей точке, следует выбрать такой, КПД которого не менее 90 % максимального КПД, приведенного в каталоге.

Глава двенадцатая

ЗАЩИТА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

12.1. РАСЧЕТ РАССЕИВАНИЯ ВРЕДНЫХ ПРИМЕСЕЙ И ВЫБОР ВЫСОТЫ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ

Загрязнение воздушной среды котельными установками связано с выбросами в дымовую трубу токсичных газов SO_2, SO_3 и мелкодисперсной золы. Кроме того, при высоких температурах в ядре факела происходит частичное окисление азота с образованием окислов азота NO и NO_2. При неполном сгорании топлива

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 12.1. **Предельная допустимая концентрация вредных веществ в атмосфере населенных пунктов**

Загрязняющее вещество	Предельная допустимая концентрация, мг/м³	
	максимально-разовая	среднесуточная
Пыль нетоксичная	0,5	0,15
Сернистый ангидрид	0,5	0,05
Оксид углерода	3,0	1,0
Диоксид азота	0,085	0,085
Сажа (копоть)	0,15	0,05
Сероводород	0,008	0,008
Бензопирен	—	0,1 мкг/100 м³
Пентоксид ванадия	—	0,002
Фтористые соединения (по Фтору)	0,02	0,005
Хлор	0,1	0,03

в продуктах сгорания могут появиться оксид углерода и даже метан CH_4. Основным показателем, характеризующим загрязнение воздушной среды, является выброс вредностей в единицу времени.

Расчет рассеивания вредных примесей в атмосфере производится в соответствии с санитарными нормами СН-369-74 при неблагоприятных метеорологических условиях, а именно при опасной скорости ветра. Под опасной скоростью ветра понимают скорость, при которой концентрация вредных примесей на уровне обитания человека достигает максимальных значений.

В современных производственных и отопительных котельных дымовая труба служит не для создания тяги, а для отвода продуктов сгорания на определенную высоту, при которой обеспечивается рассеивание вредностей до допустимых санитарными нормами концентраций в зоне нахождения людей.

За стандарт качества воздуха в СССР приняты предельные допустимые концентрации (ПДК) различных токсических веществ. В табл. 12.1 приведены предельные допустимые концентрации вредностей, выбрасываемых котельными, для населенных мест. Предельные допустимые концентрации атмосферных загрязнений устанавливаются по двум показателям: максимально-разовому и среднесуточному. Максимально-разовая концентрация характеризует качество атмосферного воздуха при отборе пробы его в течение 20 мин, а среднесуточная — в течение суток. Расчеты ведутся по каждому вредному веществу в отдельности. При этом концентрация каждого из них не должна превышать значений, указанных в табл. 12.1. Дополнительным требованием, установленным Минздравом СССР, является условие, при котором

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 12.2. **КПД (коэффициенты очистки) золоулавливающих устройств, рекомендуемые СНиП II-35-76**

Золоулавливающие устройства	КПД золоуловителя, %	
	при слоевом сжигании топлива	при камерном сжигании топлива
Блоки циклонов	85—90	70—80
Батарейные циклоны	85—92	80—85
Батарейные циклоны с рециркуляцией	93—95	85—90
Мокрые золоуловители с низконапорными трубами Вентури	—	93—95
Электрофильтры	—	96—99

сумма отношений концентраций вредностей к их ПДК должна быть меньше или равна единице, т. е.

$$\frac{c_1}{\text{ПДК}_1} + \frac{c_2}{\text{ПДК}_2} + \cdots + \frac{c_n}{\text{ПДК}_n} \leqslant 1.$$

Определение минимальной высоты дымовой трубы рекомендуется производить в такой последовательности:

1. Определяется выброс золы (г/с)

$$M_{\text{зл}} = \frac{10^6 B_{\text{р}}}{3600}\left(1 - \frac{\eta_{\text{зу}}}{100}\right)\left[\left(1 - \frac{q_4}{100}\right)\frac{A^{\text{р}}}{100} + \frac{q_4}{100}\right], \quad (12.1)$$

где $B_{\text{р}}$ — расчетный часовой расход топлива всеми котлами, работающими на дымовую трубу, т/ч; $\eta_{\text{зу}}$ — КПД золоуловителя, % (принимается в зависимости от его типа из табл. 12.2); q_4 — потеря теплоты от механической неполноты горения, %.

2. Определяется выброс SO_2 (г/с)

$$M_{SO_2} = \frac{10^6 B_{\text{р}}}{3600}\,\frac{S^{\text{р}}}{100}\,\frac{\mu_{SO_2}}{\mu_S}, \quad (12.2)$$

где $S^{\text{р}}$ — содержание серы в рабочей массе топлива, %; μ_{SO_2} μ_S — молекулярная масса SO_2 и S, их отношение равно 2.

3. Определяется выброс оксидов азота, рассчитываемый по NO_2 (г/с)

$$M_{NO_2} = 0{,}034\beta_1 k B_{\text{р}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}\left(1 - \frac{q_4}{100}\right)(1 - \beta_2 r)\,\beta_3, \quad (12.3)$$

где β_1 — безразмерный поправочный коэффициент, учитывающий влияние качества сжигаемого топлива и способа шлакозолоудаления на выход оксидов азота, принимается по табл. 12.3; β_3 — коэффициент, учитывающий конструкцию горелок, принимается для вихревых горелок $\beta_3 = 1$, для прямоточных горелок $\beta_3 = 0{,}85$; r — степень рециркуляции продуктов сгорания или сушильного агента в процентах расхода дутьевого воздуха, при отсутствии рециркуляции $r = 0$; β_2 — коэффициент, характери-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 12.3. **Коэффициент β_1**

Топливо	Содержание азота $N^т$, %	Значение β_1
Природный газ	—	0,85
Мазут при коэффициенте избытка воздуха в топочной камере:		
1,05	0,3—0,6	0,8
1,05	0,3—0,6	0,7
Твердое топливо:		
угли ангренский Б2, березовский Б2, назаровский Б2, ирша-бородинский, харанорский Б1, донецкий АШ, башкирский Б1, канско-ачинский, горючие сланцы	1,0	0,55; 0,8
угли веселовский, богословский черемховский, сучанский, анадырский, донецкий Т, ПАШ, карагандинский ПрП, подмосковный Б2, львовско-волынский Г, егоршинский ПА, райчинский	1—1,4	0,7; 1,0
угли донецкий Д, Г, ГСШ, ПрПр, экибастузский СС, печорский Ж, кузнецкий ГРОК, южно-сахалинский	1,4—2	1,0; 1,4
угли кузнецкий Д, Г, 2СС, 1СС, интинский Д, печорский, томьусинский, фрезерный торф	2,0	1,4; 2,0

Примечание. Для твердого топлива приводится по два значения β_1: слева — при твердом, справа — при жидком шлакозолоудалении.

зующий эффективность воздействия рециркулирующих продуктов сгорания в зависимости от условий подачи их в топку, принимается по табл. 12.4; k — коэффициент, характеризующий выход оксидов азота на 1 т сожженного условного топлива, кг/т, определяется в зависимости от номинальной и действительной паропроизводительности котла по формулам:

для котлов паропроизводительностью более 70 т/ч при сжигании газа и мазута во всем диапазоне нагрузок, а также для кот-

Таблица 12.4. **Коэффициент β_2 при рециркуляции $0 < r \leqslant 25$**

Способ ввода в топку газов рециркуляции	β_2
При сжигании газа и мазута и вводе:	
в под топки (при расположении горелок на вертикальных экранах)	0,002
через шлицы под горелками	0,015
по наружному каналу горелок	0,020
в воздушном дутье	0,025
в рассечку двух воздушных потоков	0,030
При сжигании твердого топлива ($t_ф > 1400$ °С) и вводе:	
в первичную аэросмесь	0,010
во вторичный воздух	0,005

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

лов, сжигающих твердое топливо при нагрузках выше 75 % номинальной и температуре факела больше 1500 °С,

$$k = \frac{12D}{200 + D_н}; \qquad (12.4)$$

для котлов паропроизводительностью менее 70 т/ч

$$k = 3{,}5\frac{D}{70}; \qquad (12.5)$$

для водогрейных котлов

$$k = \frac{2{,}5Q}{20 + Q_н}, \qquad (12.6)$$

где $D_н$, D — номинальная и действительная паропроизводительность котла, т/ч; $Q_н$, Q — номинальная и действительная теплопроизводительность котла, Гкал/ч.

При сжигании твердого топлива с нагрузками котла менее 75 % номинальной в формулы (12.4), (12.5) и (12.6) вместо D и Q подставляются $0{,}75D$ и $0{,}75Q$. При сжигании твердого топлива с температурой факела ниже 1500 °С во всем диапазоне нагрузок вместо D и Q подставляются $P_н$ и $Q_н$.

4. Определяется диаметр устья дымовой трубы (м)

$$D^{у}_{тр} = \sqrt{\frac{4V_{тр}}{\pi w_{вых}}}, \qquad (12.7)$$

где $V_{тр}$ — объемный расход продуктов сгорания через трубу при температуре их в выходном сечении, м³/с (охлаждение продуктов сгорания в дымовой трубе не учитывается); $w_{вых}$ — скорость продуктов сгорания на выходе из дымовой трубы (принимается 20—30 м/с при искусственной тяге и высоте дымовой трубы до 100 м).

5. Определяется предварительная минимальная высота дымовой трубы (м)

$$H = \sqrt{A\frac{M_{SO_2} + \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}}M_{NO_2}}{ПДК_{SO_2}}\sqrt[3]{\frac{Z}{V_{тр}\Delta t}}}, \qquad (12.8)$$

где A — коэффициент, зависящий от метеорологических условий местности, составляет:

Для субтропической зоны Средней Азии	240
Для Казахстана, Средней Азии, Кавказа, Молдавии, Сибири, Дальнего Востока	200
Для Севера и Северо-Запада Европейской части СССР, Урала, Среднего Поволжья, Украины	160
Для центральной части Европейской территории СССР и в областях со сходным климатом	120

$ПДК_{SO_2}$, $ПДК_{NO_2}$ — предельные допустимые концентрации SO_2 и NO_2, принимаются по табл. 12.1; z — число дымовых труб

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

одинаковой высоты, устанавливаемых в котельной; Δt — разность температуры выбрасываемых газов и средней температуры воздуха, под которой понимается средняя температура самого жаркого месяца в полдень, °С.

6. Определяются коэффициенты f и $v_м$:

$$f = 10^3 \frac{w_{вых}^2 D_{тр}^у}{H^2 \Delta t}; \tag{12.9}$$

$$v_м = 0{,}65 \sqrt{\frac{V_{тр} \Delta t}{H}}. \tag{12.10}$$

7. Определяется коэффициент m в зависимости от параметра f:

$$m = \frac{1}{0{,}67 + 0{,}1\sqrt{f} + 0{,}34\sqrt[3]{f}}. \tag{12.11}$$

8. Определяется безразмерный коэффициент n в зависимости от параметра v:

$$\left.\begin{array}{lll} \text{при} & v_м \leqslant 0{,}3 & n = 3; \\ \text{при} & 0{,}3 < v_м \leqslant 2 & n = 3 - \sqrt{(v_м - 0{,}3)(4{,}36 - v_м)}; \\ \text{при} & v_м > 2 & n = 1. \end{array}\right\} \tag{12.12}$$

9. Определяется минимальная высота дымовой трубы (м) во втором приближении

$$H_1 = H\sqrt{mn}. \tag{12.13}$$

Если разница между H_1 и H больше 5 %, то выполняется второй уточняющий расчет.

10. Второй уточняющий расчет производится по формуле

$$H_2 = H_1 \sqrt{\frac{m_1 n_1}{mn}}, \tag{12.14}$$

где f' и $v'_м$ — коэффициенты, подсчитываемые по формулам (12.9) и (12.10) при высоте H_1; m_1 и n_1 — коэффициенты, определяемые формулами (12.11) и (12.12) по f' и $v'_м$.

11. При высоте дымовой трубы H_2 определяется максимальная приземная концентрация каждого из вредных веществ (золы, SO_2, NO_2) по формулам

$$c_{зол} = \frac{AM_{зол} F m_2 n_2}{H_2^2 \sqrt[3]{V_{тр} \Delta t}}; \tag{12.15}$$

$$c_{SO_2} = \frac{AM_{SO_2} m_2 n_2}{H_2^2 \sqrt[3]{V_{тр} \Delta t}}; \tag{12.16}$$

$$c_{NO_2} = \frac{AM_{NO_2} m_2 n_2}{H_2^2 \sqrt[3]{V_{тр} \Delta t}}, \tag{12.17}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где F — безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания золы в атмосферном воздухе, принимается равным 2 (КПД золоуловителя не менее 90 %) и равным 2,5 (КПД золоуловителя от 75 до 90 %).

12. Проверяется условие, при котором безразмерная суммарная концентрация не должна превышать 1, т. е.

$$\frac{c_{\text{зол}}}{\text{ПДК}_{\text{зол}}} + \frac{c_{SO_2}}{\text{ПДК}_{SO_2}} + \frac{c_{NO_2}}{\text{ПДК}_{NO_2}} \leqslant 1. \qquad (12.18)$$

Если указанное условие не соблюдается, следует увеличить высоту дымовой трубы, при которой безразмерная концентрация будет меньше или равна 1.

В соответствии со СНиП II-35-76 следует выбрать дымовую трубу из кирпича или железобетона из следующего ряда диаметров выходного отверстия: 1,2; 1,5; 1,8; 2,1; 2,4; 3,0; 3,6; 4,2; 4,8; 5,4; 6,0; 6,6; 7,2; 7,8; 8,4; 9,0; 9,6 м. Высота дымовых труб должна приниматься 30, 45, 60, 75, 90, 120, 150 и 180 м. Минимальный диаметр выходных отверстий кирпичных труб 1,2 м, монолитных железобетонных — 3,6 м.

Во избежание проникновения продуктов сгорания в толщу конструкций кирпичных и железобетонных труб не допускается положительное статическое давление на стенки газоотводящего ствола. Для этого определяющий критерий рассчитывается по формуле

$$R = \frac{(\lambda + 8i)\, h_0}{(\rho_a - \rho)\, D_{\text{тр}}}, \qquad (12.19)$$

где λ — коэффициент сопротивления трению; i — постоянная конусность внутренней поверхности верхнего участка трубы; ρ_a — плотность атмосферного воздуха при расчетном режиме, кг/м^3; h_0 — динамический напор, создаваемый продуктами сгорания в выходном отверстии трубы, Па; ρ — плотность продуктов сгорания при расчетном режиме, кг/м^3.

Поверочный расчет должен производиться для зимнего и летнего расчетных режимов работы котельной. При этом $R < 10$. Если в результате расчета $R > 10$, следует увеличить диаметр трубы или применить трубу с внутренним газонепроницаемым стволом.

Подводящие газоходы в месте примыкания к дымовой трубе следует выполнять прямоугольного сечения.

12.2. СТОЧНЫЕ ВОДЫ КОТЕЛЬНЫХ

Сточной водой называется вода, использованная в технологических процессах и непригодная по своему качеству для повторного использования на предприятии. Сточные воды, сбрасываемые в водоемы, загрязняют их, так как содержат вредные вещества.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 12.5. **Предельные допустимые концентрации вредных веществ в водоемах (по общесанитарному лимитирующему показателю вредности)**

Вещество	Концентрация, мг/кг	
	Для водоемов санитарно-бытового водопользования	Для рыбохозяйственных водоемов
Аммиак (по азоту)	2,0	0,05
Хлор активный	—	—
Цинк	1	—
Соли серной кислоты	500	—
Нефть высокосернистая	0,1	—
Нефть и нефтепродукты в растворенном и эмульгированном состоянии	0,5	0,05
Фенолы	0,001	0,001

Для охраны водоемов в СССР действуют «Правила охраны поверхностных вод от загрязнений сточными водами» Министерства здравоохранения и водного хозяйства, 1976 г. Правилами установлены нормативные требования к составу и свойствам воды в водоемах в зависимости от их использования, а также предельные допустимые концентрации веществ.

Предельной допустимой концентрацией вредного вещества (ПДК) в воде водоема называется его концентрация, которая при ежедневном воздействии в течение длительного времени на организм человека не вызывает каких-либо патологических изменений и заболеваний, обнаруживаемых современными методами исследований, а также не нарушает биологического оптимума в водоеме.

Для сточных вод ПДК не нормируются и степень их очистки определяется состоянием водоема после сброса сточных вод. Предельные допустимые концентрации вредных веществ в водоемах приведены в табл. 12.5. При сбросе в водоем различных токсичных веществ сумма их безразмерных концентраций не должна превышать единицы с учетом фоновых концентраций вредных веществ, имеющихся в водоеме до сброса сточных вод, т. е.

$$\sum_{i=1}^{n} \frac{C_i}{\text{ПДК}_i} \leqslant 1,$$

где C_i — концентрация i-го вещества в водоеме; ПДК_i — предельная допустимая концентрация i-го вещества в водоеме; n — число вредных веществ, сбрасываемых со сточной водой.

Производственные и отопительные котельные сбрасывают в водоемы следующие виды сточных вод:

сточные воды водоподготовительных установок (химическая очистка питательной и подпиточной воды) и установок для очистки конденсата;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

воды, загрязненные нефтепродуктами;

воды от обмывок наружных поверхностей нагрева паровых и водогрейных котлов;

отработанные растворы после химической очистки оборудования котельных цехов;

воды гидрошлакозолоудаления котельных, сжигающих твердое топливо;

коммунально-бытовые и хозяйственные воды;

дождевые воды с территории котельной.

Сточные воды водоподготовительных установок не обладают специфичными токсическими свойствами. Однако солевые сбросы водоподготовительных установок содержат нейтральные соли, кислоты и щелочи, что приводит к заметному увеличению солесодержания водоемов и изменению показателя pH. Так, например, водоподготовительная установка производительностью 200 $м^3$/ч сбрасывает со стоками 0,2—0,25 т/ч различных солей. Кроме того, со сточными водами предочистки сбрасываются все уловленные органические вещества. Следовательно, непосредственный сброс сточных вод водоподготовительных установок в водоемы недопустим.

Большую опасность для водоемов представляют сточные воды, загрязненные нефтепродуктами. Источником нефтепродуктов в сточных водах котельных является мазутное хозяйство: охлаждающая вода насосов, конденсат из теплообменников, аварийные упуски мазута, стоки при ремонтных работах, грунтовые воды, загрязненные мазутом.

При обмывке поверхностей нагрева паровых и водогрейных котлов, особенно при сжигании мазута, в обмывочной воде содержатся грубодисперсные вещества, свободная серная кислота, сажистые частицы, продукты коррозии, ванадий, никель, медь.

Периодически очистка поверхностей котлоагрегатов от накипи и отложений производится путем химической промывки. Промывку обычно проводят в несколько стадий, как водой, так и химическими реагентами. Для промывок применяют растворы неорганических кислот, органические соединения, комплексоны, моющие препараты и ингибиторы коррозии. Общее количество сбросных вод резко меняется, изменяется также состав примесей и их концентрация.

В центральных котельных большой мощности, работающих на твердом топливе, применяют систему гидрозолоудаления. В этих системах зола вместе с водой направляется на золоотвалы, где грубодисперсные примеси отстаиваются, а осветленная вода сбрасывается в водоем или возвращается в котельную для частичного использования. В обоих случаях значительные количества воды сбрасываются в водоем. В результате взаимодействия золы с водой в ней появляются вредные примеси, состав и количество которых зависит от химического состава золы и технологии очистки продуктов сгорания от летучей золы. Наиболее важными показате-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

лями осветленной воды систем гидрошлакозолоудаления являются щелочность, концентрация сульфатов, общее содержание и концентрация токсичных примесей.

12.3. РАСЧЕТ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ОЧИСТКИ СТОЧНЫХ ВОД ОТ НЕФТЕПРОДУКТОВ

Очистка сточных вод от нефтепродуктов производится методами отстаивания, флотации и фильтрования. Основная часть нефтепродуктов в сточной воде находится в виде отдельных мелких частиц. Эти частицы под действием сил поверхностного натяжения приобретают сферическую форму. Величину, обратную размеру частицы, называют степенью дисперсности.

Метод отстаивания заключается в том, что выделение нефтепродуктов происходит вследствие разности плотностей частицы воды и нефтепродукта. Отстаивание нефтепродуктов производится в нефтеловушке, принципиальная схема которой показана нарис. 12.1. Сточная вода поступает в приемную камеру нефтеловушки и, пройдя под перегородкой, входит в отстойную камеру. В отстойной камере происходит разделение воды и нефтепродуктов. Очищенная вода выходит из отстойной камеры через вторую перегородку и через сливную трубу удаляется из нефтеловушки.

Расчет нефтеловушки заключается в выборе отстойной зоны такой длины, чтобы все частицы больше заданного размера успели попасть на поверхность за время прохождения воды в этой зоне. При расчете ловушек пользуются понятием приведенного к поверхности расхода воды

$$q_в = \frac{G_{ст}}{bl}, \qquad (12.20)$$

где $G_{ст}$ — расход сточной воды, кг/с; b — ширина ловушки, м; l — длина ловушки, м.

Из различных модификаций нефтеловушек в настоящее время применяется нефтеловушка Гипроспецпромстроя, для которой

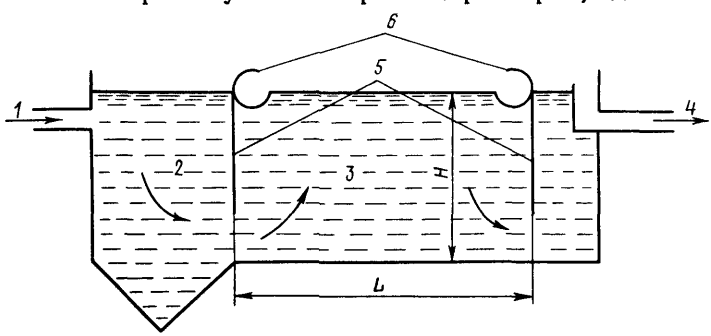


Рис. 12.1. Схема типовой нефтеловушки

1 — сточная вода; 2 — приемная камера; 3 — отстойная зона; 4 — очищенная вода; 5 — вертикальные полупогруженные перегородки; 6 — нефтесборные трубы

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

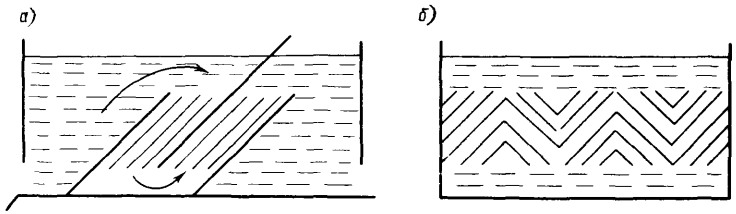


Рис. 12.2. Варианты установки пакетов наклонных пластин в отстойной зоне нефтеловушки: *а* — поперечная; *б* — продольная

приведенный расход воды принимается равным 0,278—0,764 кг/(м²·с) (при работе одной секции). Нефтеловушки этого типа рассчитываются на расход воды 15—220 кг/с по сточной воде. Число секций в нефтеловушке принимается от 2 до 4. Ширина каждой секции 3—6 м, глубина 2,2—3 м в зависимости от расхода воды. Для повышения эффективности нефтеловушек их оборудуют элементами тонкослойного отстаивания, которые представляют собой пакеты пластин, устанавливаемых под углом 45° (рис. 12.2).

Для более интенсивного отделения нефтепродуктов от воды применяют флотационную очистку. Флотационная очистка воды заключается в подаче воздуха в очищаемую воду. При этом образуются комплексы частица нефтепродукта — пузырек воздуха. Такие комплексы быстро всплывают на поверхность, с которой их затем удаляют. Для создания указанных комплексов сточную воду насыщают воздухом. Различают напорную и безнапорную флотацию. При напорной флотации воздух растворяется в воде под давлением до 0,5 МПа. При безнапорной флотации пузырьки воздуха образуются за счет механических или электрических сил.

Очистка сточных вод методом фильтрования основана на прилипании (адгезии) частиц нефтепродуктов к поверхности зерен фильтрующего материала. Обычно очистка от нефтепродуктов методом фильтрования используется на заключительных стадиях очистки сточных вод. Наиболее часто для загрузки фильтров применяют кварцевый песок и антрацит, иногда сульфоуголь, отработанный в Na-катионитовых фильтрах. Регенерация насыпных фильтров производится паром с давлением 0,03—0,04 МПа. Каждый из описанных методов очистки сточных вод от нефтепродуктов может эффективно использоваться только для определенных концентраций и дисперсного состава нефтепродуктов. Поэтому для хорошей очистки сточных вод от нефтепродуктов применяются все описанные методы. Такая полная типовая схема очистки сточных вод показана на рис. 12.3. Очищаемая сточная вода поступает в приемный бак, где происходит выделение наиболее крупных грубодисперсных примесей и частиц нефтепродуктов. Затем вода направляется в нефтеловушку, а из нее в первый промежуточный бак. Из первого промежуточного бака вода по-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

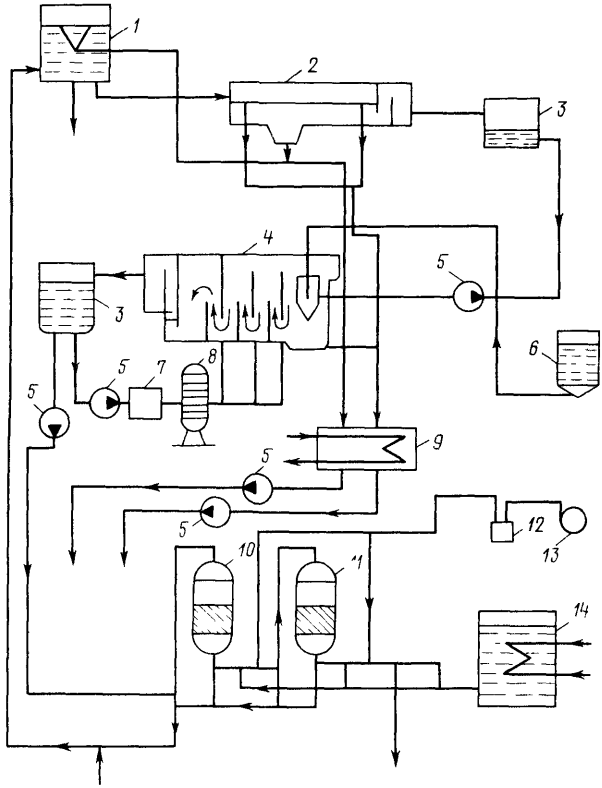


Рис. 12.3. Технологическая схема очистки сточных вод, содержащих нефтепродукты

1 — приемный бак; *2* — нефтеловушка; *3* — промежуточные баки; *4* — флотатор; *5* — насосы; *6* — раствор коагулянта; *7* — эжектор; *8* — напорная емкость; *9* — мазутоприемник; *10* — механический фильтр; *11* — угольный фильтр; *12* — ресивер; *13* — компрессор; *14* — бак промывочной воды

ступает во флотатор, второй промежуточный бак и, наконец, в два фильтра. Первый фильтр загружен кварцевым песком, а второй активированным углем. Уловленные во всех элементах схемы нефтепродукты направляются в мазутоприемник, подогреваются в ней паром и затем сжигаются. Схемой предусмотрена подача коагулянта (сернокислый алюминий) на флотатор. Промывка фильтров производится горячей водой с температурой 60—70 °С, которая сбрасывается после промывки фильтров в приемный бак.

Степень очистки воды в рассмотренной схеме составляет 95 %. При исходной концентрации очищаемой воды до 30 мг/кг остаточная концентрация нефтепродуктов не превышает 1 мг/кг, что позволяет использовать ее после снижения жесткости для подпитки теплосетей.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

12.4. РАСЧЕТ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ОЧИСТКИ ОБМЫВОЧНЫХ ВОД ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА И СТОЧНЫХ ВОД ВОДОПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В значительном количестве производственных и отопительных котельных сжигают мазут, зола которого способна образовывать отложения на конвективных поверхностях нагрева водогрейных котлов и на поверхности нагрева воздухоподогревателей. Одним из методов очистки этих поверхностей является обмывка их технической водой и щелочными растворами. Расходы воды при обмывке довольно значительны. Так, например, при обмывке конвективной поверхности нагрева котла КВ-ГМ-100 в течение 30 мин расходуется 20 м³ воды.

Обмывочные воды содержат грубодисперсные примеси (оксиды железа, кремниевую кислоту, продукты неполного сгорания, нерастворившуюся золу) и примеси, растворенные в воде: свободную серную кислоту, сульфаты тяжелых металлов, соединения ванадия, никеля, меди и др. Обмывочные воды представляют собой кислые растворы (pH = 1,3÷3,0).

Очистка сточных вод от обмывки поверхностей нагрева обычно производится путем их нейтрализации. Всесоюзным теплотехническим институтом имени Ф. Э. Дзержинского разработана одноступенчатая схема нейтрализации обмывочных вод, показанная на рис. 12.4. Нейтрализация обмывочной воды производится известью или гидроксидом натрия. Обмывочная вода и едкий

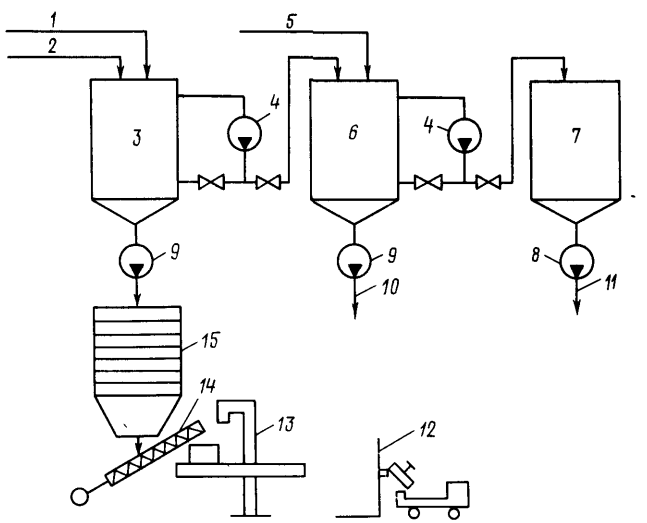


Рис. 12.4. Схема установки для обезвреживания и нейтрализации обмывочных вод котлов

1 — подача едкого натра или аммиака; *2* — обмывочная вода; *3* — бак для первой стадии обработки воды; *4* — перекачивающий насос; *5* — подача известкового молока; *6* — бак для второй стадии обработки воды; *7* — бак осветленной воды; *8* — насос осветленной воды; *9* — шламовый насос; *10, 11* — сброс или оборот воды; *12* — погрузчик; *13* — машина для зашивания мешков; *14* — шнековый транспортер; *15* — фильтр-пресс

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

натр подаются в первый бак-нейтрализатор, где в течение 5—6 ч происходит образование и осаждение шлама. Емкость бака рассчитывается на шестичасовой объем воды. Количество NaOH, подаваемое в бак, подбирается экспериментально. Количество осажденного влажного шлама в баке составляет 20 % обмывочной воды. Осветленная вода из первого бака насосом перекачивается во второй бак-нейтрализатор, куда подается раствор извести из расчета 5—6 кг на 1 м³ обмывочной воды. Нейтрализация и осаждение шлама во втором баке продолжается 7—8 ч. Объем осажденного влажного шлама составляет примерно 30 %. Осветленная вода направляется в третий бак и используется для повторной обмывки поверхностей нагрева.

Сточные воды водоподготовительных установок перед сбросом в водоем должны освобождаться от грубодисперсных примесей и солей. В сточных водах водоподготовительных установок содержатся нейтральные соли, кислоты и щелочи, что приводит к увеличению солесодержания водоемов и изменению показателя pH. Например, при Na-катионировании удельный расход NaCl на регенерацию составляет 3—6 г-экв/г-экв, а при H-катионировании расходуется 2—3 г-экв/г-экв серной кислоты. Таким образом, солевые сбросы водоподготовительных установок могут быть достаточно большими. Например, на установках производительностью 2000 м³/ч со сточными водами сбрасывается 1,5—2,0 т/ч различных солей.

Опыт эксплуатации водоподготовительных установок показал, что чаще всего сточные воды ионообменной части водоподготовительных установок после смешения сбросов регенеративных вод от катионитовых и анионитовых фильтров имеют кислую реак-

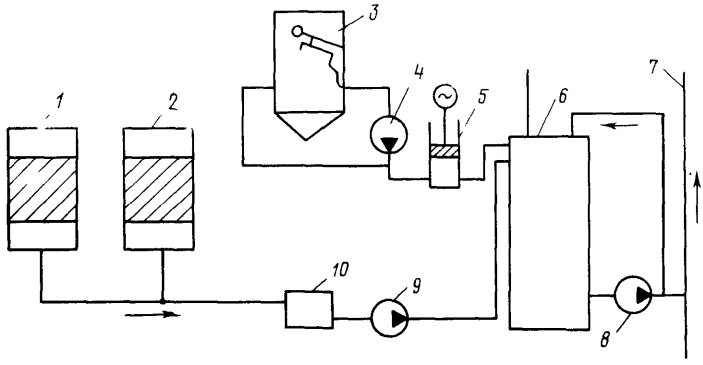


Рис. 12.5. Схема нейтрализации известью сточных вод водоподготовительных установок

1 — Н-катионитовый фильтр; *2* — анионитовый фильтр; *3* — известковая мешалка; *4* — насос известковой мешалки; *5* — насос — дозатор известкового молока; *6* — бак нейтрализации; *7* — охлаждающая вода после конденсаторов турбин или от водоисточника; *8* — насос перекачивания и сброса; *9* — перекачивающий насос; *10* — приямок сбора регенерационных вод

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

цию. Для нейтрализации сточных вод чаще всего применяют известь или аммиачную воду.

Расход реагентов для нейтрализации кислых вод известью (кг/сут)

$$G_{CaO} = 28\,(G_{с.к} - G_{с.щ}) \cdot 10^{-3}, \qquad (12.21)$$

где $G_{с.щ}$, $G_{с.к}$ — суточные сбросы щелочи и кислоты, г-экв.

Одна из возможных схем нейтрализации показана на рис. 12.5. Процесс нейтрализации заключается в заполнении бака для нейтрализации сточной водой и подаче в него нейтрализующего раствора. Перемешивание производится сжатым воздухом, расход которого на 1 м² поперечного сечения бака составляет 0,4—0,8 м³.

Глава тринадцатая

РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОТЕЛЬНОЙ

13.1. РАСЧЕТ СЕБЕСТОИМОСТИ ОТПУЩЕННОЙ ТЕПЛОТЫ

Оценка качества принятого в дипломном проекте варианта строительства котельной должна производиться на основе анализа ее технико-экономических показателей, в число которых входят технологические и экономические показатели. К основным технологическим показателям, определяемым в экономической части дипломного проекта, относятся: установленная мощность котельной, годовая выработка теплоты или пара и отпуск их потребителям, расходы топлива и др. Здесь рассчитывается и режимный показатель — число часов использования установленной мощности котельной.

Важнейшим экономическим показателем, определяемым в дипломном проекте, является себестоимость отпущенной теплоты. В ходе ее расчета определяются и другие экономические показатели: сметная стоимость строительства, штаты котельной, годовые эксплуатационные расходы и т. п., которые сводятся наряду с технологическими в итоговую таблицу «Основные технико-экономические показатели котельной». Анализом этой таблицы должен завершаться экономический раздел дипломного проекта.

При расчете технологических показателей определяются:

1. Установленная мощность котельной (МВт):

с водогрейными котлами

$$Q_{уст} = Q^{в.к}_{ном} n; \qquad (13.1)$$

с паровыми котлами

$$Q_{уст} = [D^{п.к}_{ном}\,(i_п - i_{п.в}) + D_{пр}\,(i_{к.в} - i_{п.в})]\,n \cdot 10^{-3}, \qquad (13.2)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $Q_{ном}^{в.к}$ — номинальная мощность водогрейных котлов, МВт (по данным завода-изготовителя); $D_{ном}^{п.к}$ — номинальная паропроизводительность котлов, кг/с (по данным завода-изготовителя); n — число установленных котлов; $D_{пр}$ — непрерывная продувка котла, %,

$$D_{пр} = 0{,}01 D_{ном}^{п.к}. \quad (13.3)$$

2. Годовой отпуск теплоты на отопление * (ГДж/год)

$$Q_{о}^{год} = 24 \cdot 0{,}0036 Q_{о}^{ср} n_{о}, \quad (13.4)$$

где $Q_{о}^{ср}$ — средний расход теплоты за отопительный период на нужды отопления, кВт, определяется по формуле (9.17); $n_{о}$ — продолжительность отопительного периода, сут, принимается по табл. 9.1.

3. Годовой отпуск теплоты на вентиляцию (ГДж/год)

$$Q_{в}^{год} = 0{,}0036 z Q_{в}^{ср} n_{о}, \quad (13.5)$$

где $Q_{в}^{ср}$ — средний расход теплоты на вентиляцию, кВт, определяется по формуле (9.18); z — усредненное за отопительный период число часов работы системы вентиляции в течение суток (при отсутствии данных принимается равным 16 ч).

4. Годовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение (ГДж/год)

$$Q_{в}^{год} = 24 \cdot 0{,}0036 Q_{г.в}^{ср} n_{о} + 24 \cdot 0{,}0036 Q_{г.в.л}^{ср} (350 - n_{о}), \quad (13.6)$$

где $Q_{г.в}^{ср}$ — средний расход теплоты за отопительный период на горячее водоснабжение, кВт, определяется по формуле (9.16); $Q_{г.в.л}^{ср}$ — средний расход теплоты на горячее водоснабжение в летний период, кВт, определяется по формуле (9.20); 350 — число суток в году работы системы горячего водоснабжения.

5. Годовой отпуск теплоты на технологические нужды ГДж/год)

$$Q_{т}^{год} = \left[D_{т}^{макс} (i_{п} - i_{п.в}) - D_{т}^{макс} \frac{\beta}{100} i_{к} \right] n_{т} K_{н} \cdot 10^{-3}, \quad (13.7)$$

где $D_{т}^{макс}$ — расход пара на технологические нужды при максимально-зимнем режиме (задано), т/ч; β — возврат конденсата технологическими потребителями (задано), %; $i_{п}$ — энтальпия пара, отпускаемого потребителям на технологические нужды, кДж/кг; $i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, кДж/кг; $i_{к}$ — энтальпия конденсата, возвращаемого потребителями, кДж/кг; $n_{т}$ — годовое число часов использования потребителями технологической нагрузки, ч/год, принимается в соответствии с заданным режимом обеспечения паром технологической нагрузки

---

* Годовой отпуск теплоты на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и технологические нужды, определяется в соответствии со СНиП II-36-73.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

потребителей: для предприятий с непрерывным технологическим процессом 8760, с трехсменным режимом работы 6120, с двухсменным режимом 4080, с односменным режимом работы 2040; $K_н$ — коэффициент неравномерности суточного графика по пару, при отсутствии данных принимается 0,7—0,9.

6. Годовой отпуск теплоты от котельной (ГДж/год)

$$Q_{отп}^{год} = Q_{о}^{год} + Q_{в}^{год} + Q_{г.в}^{год} + Q_{т}^{год}. \quad (13.8)$$

7. Годовая выработка теплоты котельной (ГДж/год)

$$Q_{выр}^{год} = \frac{Q_{отп}^{год} \cdot 10^2}{\eta_{т.п}}, \quad (13.9)$$

где $\eta_{т.п}$ — коэффициент теплового потока, %, определяется на основании расчетов, приведенных в гл. 10, или приближенно принимается: при работе на твердом топливе 97—96 %, на газе 98—97 %, на мазуте при установке форсунок с механическим и паромеханическим распыливанием 93—91 % (бо́льшие значения относятся к котельным с котлоагрегатами мощностью более 10 МВт).

Коэффициентом теплового потока учитываются расходы теплоты на обдувку паром поверхностей нагрева, на распыливание мазута, на паровой привод питательных насосов, на разогрев мазута при сливе из железнодорожных цистерн и подогрев в хранилищах, а также потери теплоты, связанные с пуском, остановкой и содержанием агрегатов в резерве, с утечками пара через неплотности в трубопроводах и арматуре и т. д.

8. Число часов использования установленной мощности котельной в году (ч/год)

$$h_{уст} = \frac{Q_{выр}^{год}}{3{,}6Q_{уст}}, \quad (13.10)$$

где $Q_{уст}$ — установленная мощность котельной, МВт, определяется для котельной с водогрейными котлами по формуле (13.1), а с паровыми котлами по формуле (13.2).

9. Удельный расход топлива на 1 ГДж отпущенной теплоты: условного (тут/ГДж)

$$b_{отп}^{у} = \frac{340}{\eta_{бр}\eta_{т.п}}; \quad (13.11)$$

натурального (тнт/ГДж)

$$b_{отп}^{н} = b_{отп}^{у} \frac{29{,}3}{Q_{н}^{о}}, \quad (13.12)$$

где $\eta_{бр}$ — КПД (брутто) котельного агрегата, %; определяется из уравнения теплового баланса; $Q_{н}^{р}$ — низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, определяется по табл. 2.1 и табл. 2.2, МДж/кг или МДж/м³.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 13.1. **Примерные значения удельного расхода электрической мощности на собственные нужды котельных, кВт/МВт**

Мощность котельной, МВт	Вид котельной		
	производственная	отопительно-производственная	водогрейная
До 15	36—31	38—33	40—35
15—30	31—25	33—28	35—30
30—50	25—15	28—18	30—20
Свыше 50	15—10	18—13	20—15

Примечания: 1. Показатели приведены для котельных с закрытой системой теплоснабжения, спроектированных для сжигания газа и мазута. При слоевом сжигании твердого топлива показатели примерно те же, а при камерном сжигании — увеличиваются в 1,5—2 раза. 2. При открытой системе теплоснабжения показатели увеличиваются примерно на 25 %. 3. При пневмозолоудалении показатели увеличиваются в 1,8—2 раза.

10. Годовой расход топлива котельной:
условного, тут/год,

$$B^{\text{у}}_{\text{год}} = b^{\text{у}}_{\text{отп}} Q^{\text{год}}_{\text{отп}}; \qquad (13.13)$$

натурального, тнт/год,

$$B^{\text{н}}_{\text{год}} = b^{\text{н}}_{\text{отп}} Q^{\text{год}}_{\text{отп}}. \qquad (13.14)$$

11. Годовой расход электроэнергии на собственные нужды котельной (кВт·ч/год)

$$Э^{\text{с. н}}_{\text{год}} = N_{\text{уст}} h_{\text{кот}} K_{\text{эл}}, \qquad (13.15)$$

где $N_{\text{уст}}$ — установленная мощность токоприемников, кВт, определяется на основе выбора вспомогательного оборудования котельной и электродвигателей к нему, а при отсутствии данных в учебных расчетах — по формуле (13.16); $h_{\text{кот}}$ — число часов работы котельной в году, ч/год; при отсутствии данных принимается при наличии горячего водоснабжения 8400 ч/год, а при его отсутствии — по наибольшему числу часов использования отопительной ($24n_{\text{о}}$) или технологической нагрузки ($n_{\text{т}}$); $K_{\text{эл}}$ — коэффициент использования установленной электрической мощности (принимается для котельных с $Q_{\text{уст}} \leqslant 10$ МВт равным 0,5—0,6; с $10 < Q_{\text{уст}} \leqslant 200$ равным 0,7—0,8, более крупных котельных — 0,85.

Установленная мощность токоприемников (кВт)

$$N_{\text{уст}} = \overline{N}_{\text{с. н}} Q_{\text{уст}}, \qquad (13.16)$$

где $\overline{N}_{\text{с. н}}$ — удельный расход электрической мощности на собственные нужды котельной, кВт/МВт (принимается по табл. 13.1).

12. Годовой расход воды котельной (т/год):
при закрытой системе теплоснабжения

$$G^{\text{с. в}}_{\text{год}} = 24 n_{\text{о}} G^{\text{з}}_{\text{с. в}} + 24 (350 - n_{\text{о}}) G^{\text{л}}_{\text{с. в}}; \qquad (13.17)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

при открытой системе теплоснабжения

$$G^{\text{с. в}}_{\text{год}} = 24n_{\text{о}}\left(G^{\text{з}}_{\text{с. в}} + G^{\text{т. с. в}}_{\text{с. в}}\right) + 24\,(350 - n_{\text{о}})\left(G^{\text{л}}_{\text{с. в}} + G^{\text{т. с. л}}\right), \tag{13.18}$$

где $G^{\text{з}}_{\text{с. в}}$, $G^{\text{л}}_{\text{с. в}}$ — расход сырой воды, поступающей на химводоочистку для приготовления питательной воды при максимально-зимнем и летнем режиме, т/ч (принимается на основании расчета тепловой схемы котельной); $G^{\text{т. с. в}}_{\text{с. в}}$, $G^{\text{т. с. л}}_{\text{с. в}}$ — расход сырой воды, поступающей на химводоочистку для подпитки тепловой сети при максимально-зимнем и летнем режиме, т/ч (принимается на основании расчета тепловой схемы котельной).

13. Удельный расход сырой воды на один гигаджоуль отпущенной теплоты (т/ГДж)

$$\overline{G}_{\text{с. в}} = \frac{G^{\text{с. в}}_{\text{год}}}{Q_{\text{отп}}}. \tag{13.19}$$

Одним из обобщающих экономических показателей, характеризующих качественный уровень работы котельной, является себестоимость отпускаемой теплоты. Этот показатель в той или иной мере отражает техническую вооруженность котельной, степень механизации и автоматизации производственных процессов, расходование материальных ресурсов и т. д.

Для расчета себестоимости отпускаемой теплоты определяются годовые эксплуатационные расходы, среди которых в проектных расчетах обычно выделяются следующие статьи: топливо, электроэнергия, вода, амортизация, текущий ремонт, заработная плата эксплуатационного персонала с начислениями и прочие суммарные расходы. Ниже рассматривается каждая из этих статей.

В статью «Топливо» включаются затраты на топливо, расходуемое для покрытия тепловых нагрузок котельной. По значимости расходы на топливо являются основными и составляют до 60—80 % всех затрат. Топливная составляющая зависит от количества израсходованного топлива, его цены, транспортных затрат и определяется по формуле (руб/год)

$$S_{\text{т}} = B^{\text{н}}_{\text{год}}(1 + a)\left(Ц^{\text{пр}}_{\text{т}} + Ц_{\text{тр}}\right), \tag{13.20}$$

где $B^{\text{н}}_{\text{год}}$ — годовой расход натурального топлива, расходуемого котельной, тнт/год, определяется по формуле (13.14); a — коэффициент, учитывающий потери угля при транспортировке и хранении в пределах норм естественной убыли; принимается равным примерно 0,01 при перевозке угля на расстояние до 1000 км, примерно 0,015 при перевозке на 1000—2000 км, и примерно 0,02 при перевозке угля на расстояние свыше 2000 км (средние потери в пути жидкого топлива и природного газа включены в их оптовые цены); $Ц^{\text{пр}}_{\text{т}}$ — оптовая цена топлива по прейскуранту, руб/тнт, принимается по прейскурантам 03-01, 04-02, 04-03

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 13.2. **Оптовые цены на уголь**

Наименование бассейна или месторождения	Марка и класс угля	Оптовая цена, руб/тнт
Донецкий	ГР	21,30
	ДР	16,80
	ТР	19,45
Кузнецкий	ГР	10,80
	ДР	10,55
	ТР	11,15
Подмосковный	БР	10,95
Печорский	ЖР	19,35
Кизеловский	ЖР	19,00
	ГР	13,60
Канско-Ачинский	БР	2,70
Райчихинское	БР	3,60
Карагандинский	КР	11,85
Экибастузский	ССР	3,71
Черемховский	ДР	4,30

Таблица 13.3. **Оптовые цены на мазут**

Пояс	Республика, край, область	Цена мазута, руб/тнт		
		малосернистого	сернистого	высокосернистого
I	Казахская ССР и следующие части РСФСР: Башкирская, Бурятская, Калмыцкая, Удмуртская, Якутская АССР Алтайский, Красноярский, Приморский, Хабаровский края; Амурская, Астраханская, Волгоградская, Иркутская, Камчатская, Кемеровская, Курганская, Куйбышевская, Магаданская, Новосибирская, Омская, Оренбургская, Пензенская, Пермская, Саратовская, Сахалинская, Свердловская, Тюменская, Ульяновская, Челябинская, Читинская области	34,5	33,0	32,0
II	Киргизская, Таджикская, Туркменская, Узбекская ССР и следующие части РСФСР: Коми, Марийская, Мордовская, Чувашская АССР; Кировская и Горьковская области	37,5	36,0	33,0
III	Азербайджанская, Армянская, Белорусская, Грузинская, Латвийская, Литовская, Молдавская, Украинская, Эстонская ССР и части РСФСР (АССР, края и области), не отнесенные к I и II поясу	40,0	38,0	37,5

Примечание: Оптовые цены приведены для малосернистого мазута с содержанием серы не более 0,5 % и для сернистого мазута с содержанием серы не более 2 %.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 13.4. **Оптовые цены на природный газ**

Республика, край, область	Оптовая цена, руб/тыс. м³
Туркменская и Узбекская ССР; Тюменская область РСФСР	15
Киргизская, Таджикская, Казахская ССР и следующие части РСФСР: Коми и Якутская АССР; Красноярский край; Актюбинская, Алма-Атинская, Гурьевская, Джамбульская, Кустанайская, Сахалинская, Мангышлакская, Оренбургская, Уральская, Чимкентская области	21
Удмуртская АССР; Пермская, Свердловская и Челябинская области	26
Алтайский край; Иркутская, Кемеровская, Новосибирская и Томская области	27
Молдавская, Армянская, Азербайджанская и Грузинская ССР (кроме Тбилиси) и следующие части РСФСР: Дагестанская, Кабардино-Балкарская, Северо-Осетинская АССР; Краснодарский и Ставропольский края; Ростовская область	30
Все остальные	28

Примечание: 1. Оптовые цены установлены при расчетной теплоте сгорания $Q_{н}^{р} = 34{,}33 \pm 4{,}19$ МДж/м³. 2. При отклонении фактической теплоты сгорания более чем на 4,19 МДж/м³ производят оплату газа в пересчете на фактическую теплоту сгорания: $Ц^{пр} = Ц_{табл} Q_{н.\ факт}^{р} / 34{,}33$.

(табл. 13.2, 13.3, 13.4); $Ц_{тр}$ — стоимость транспорта натурального топлива, руб/тнт (для природного газа все расходы по транспорту вплоть до котельной учтены в оптовых ценах).

Для мазута стоимость железнодорожного транспорта включена в оптовую цену. Однако, если имеют место дополнительные перевозки внутри города автоцистернами, то расходы на них в зависимости от среднего расстояния внутригородской перевозки (l, км) определяются формулой (руб/тнт)

$$Ц_{тр.\ м} = 0{,}37 + 0{,}09l. \qquad (13.21)$$

Расходы по транспорту угля складываются из стоимости железнодорожной перевозки от места добычи до города (магистральный транспорт) и стоимости внутригородской перевозки автосамосвалами.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Стоимость перевозки каменного и бурого угля железнодорожным транспортом в зависимости от расстояния (L, км) определяется формулами (руб/тнт)

$$Ц'_{\text{тр. у. к}} = 0{,}44 + 0{,}00242L; \tag{13.22}$$

$$Ц'_{\text{тр. у. б}} = 0{,}20 + 0{,}00148L. \tag{13.23}$$

Стоимость внутригородской перевозки (руб/тнт)

$$Ц''_{\text{тр. у}} = 0{,}22 + 0{,}054L. \tag{13.24}$$

По статье «Электроэнергия» определяются расходы на электроэнергию на собственные нужды котельной (привод дутьевых вентиляторов, дымососов, питательных и сетевых насосов и т. д.).

Расходы на электроэнергию (руб/год)

$$S_{\text{э}} = \frac{Э^{\text{с. н}}_{\text{год}} Ц_{\text{э}}}{100}, \tag{13.25}$$

где $Э^{\text{с. н}}_{\text{год}}$ — годовой расход электроэнергии на собственные нужды котельной, кВт·ч/год, определяется по формуле (13.15); $Ц_{\text{э}}$ — цена (тариф) одного киловатт-часа; принимается по прейскуранту 09-01 (табл. 13.5).

При мощности трансформаторных подстанций котельных (или промышленных предприятий, в составе которых они проектируются) до 750 кВ·А расходуемая электроэнергия оплачивается по одноставочному тарифу, т. е. установленному в энергосистеме тарифу на отпущенный киловатт-час. При мощности трансформаторных подстанций 750 кВ·А и выше оплата производится по двухставочному тарифу. В этом случае цена на 1 кВт·ч потребляемой электроэнергии определяется по формуле, коп/(кВт·ч):

$$Ц_{\text{э}} = \frac{100a}{h_{\text{м}}} + b, \tag{13.26}$$

где a — ставка основной годовой оплаты за заявленную максимальную мощность, $\frac{\text{руб/кВт}}{\text{год}}$; принимается по прейскуранту 09-01 (табл. 13.5); b — ставка дополнительной оплаты, коп/(кВт·ч), принимается по прейскуранту 09-01 (табл. 13-5); $h_{\text{м}}$ — заявленная максимальная мощность, ч/год, при отсутствии данных в учебных расчетах определяется по формуле

$$h_{\text{м}} = h_{\text{кот}} K_{\text{эл}}. \tag{13.27}$$

По статье «вода» определяется стоимость сырой воды, расходуемой на питание котлов, наполнение и подпитку теплопотребляющих систем и наружных теплопроводов, собственные нужды химводоочистки, а также на горячее водоснабжение (при открытой системе теплоснабжения).

Расходы на воду (руб/год)

$$S_{\text{в}} = G^{\text{с. в}}_{\text{год}} Ц_{\text{в}}, \tag{13.28}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 13.5. **Тарифы на электрическую и тепловую энергию, отпускаемую промышленным и приравненным к ним потребителям**

Энергосистема	Двухставочный тариф на электроэнергию		Одноставочный тариф на тепловую энергию, руб/ГДж
	за 1 кВт в часы максимальной нагрузки энергосистемы, руб/(кВт·год)	за 1 кВт·ч потребленной электроэнергии, коп/кВт·ч	
Главцентрэнерго			
Костромаэнерго, Липецкэнерго, Мосэнерго	36	1,00	2,28
Куйбышевэнерго, Саратовэнерго, Татэнерго	36	0,90	1,75
Калининэнерго, Тулаэнерго	39	1,10	1,90
Ивэнерго, Мордовэнерго, Пензаэнерго, Тамбовэнерго, Ульяновскэнерго, Чувашэнерго	39	1,20	2,38
Главсевзапэнерго			
Карелэнерго, Колэнерго	39	0,90	3,10
Ярэнерго	39	1,20	2,14
Ленэнерго	36	1,00	2,28
Брянскэнерго, Калининградэнерго, Смоленскэнерго	42	1,50	2,57
Архэнерго, Комиэнерго	45	1,50	2,74
Главюжэнерго			
Волгоградэнерго, Воронежэнерго, Грозэнерго	36	0,90	1,76
Белгородэнерго, Курскэнерго	39	1,20	2,69
Краснодарэнерго, Ростовэнерго, Ставропольэнерго	42	1,50	1,64
Главуралэнерго			
Башкирэнерго, Пермьэнерго, Свердловскэнерго, Челябинскэнерго	36	0,90	1,78
Кировэнерго, Оренбургэнерго, Тюменьэнерго, Удмуртэнерго	39	1,10	1,89
Главвостокэнерго			
Томскэнерго	39	1,00	1,88
Барнаулэнерго, Бурятэнерго	36	1,10	1,66
Кузбассэнерго, Новосибирскэнерго, Омскэнерго	33	0,50	1,69
Иркутскэнерго, Красноярскэнерго	30	0,25	1,06

Примечания: 1. Одноставочный тариф на электроэнергию для промышленных и приравненных к ним потребителей по всем энергосистемам установлен 3 коп/(кВт·ч). 2. На тепловую энергию приведены средние тарифы по энергосистемам (для ориентировочной оценки рентабельности капиталовложений в учебных целях).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $G_{год}^{с.в}$ — годовой расход сырой воды в котельной, т/год, определяется по формулам (13.17), (13.18); $Ц_в$ — цена за 1 т сырой воды, руб/т, ориентировочно может быть принята 0,05—0,08 руб/т при приобретении воды со стороны, а при заборе из водоема 0,01—0,02 руб/т.

По статье «амортизация» определяется размер амортизационных отчислений по проектируемой котельной. Исходным материалом для определения затрат по данной статье является размер капиталовложений в строительство котельной и действующие нормы амортизации. Наиболее точным способом определения капитальных затрат является сметно-финансовый расчет. Однако трудность такого способа значительна даже при некоторых его упрощениях. Другим способом определения капиталовложений, который широко применяется при расчете амортизационных отчислений, является осреднение стоимости строительства на основе показателей удельных капиталовложений в сооружение котельной.

В табл. 13.6 приведены ориентировочные значения удельных капиталовложений в первый и последующие котлоагрегаты; эти данные могут использоваться в учебных расчетах для оценки капитальных затрат на сооружение котельных и определения на их основе годовых амортизационных отчислений.

Капитальные затраты на сооружение котельной (сметная стоимость строительства), руб,

$$K_{кот} = \overline{K}^{I} Q_{ном}^{I} + \overline{K}^{п} Q_{ном}^{п} (n - 1), \qquad (13.29)$$

где K^{I}, $K^{п}$ — удельные капиталовложения для ввода первого и последующих котлоагрегатов, руб/МВт, принимается по табл. 13.6 (для котельных с паровыми и водогрейными котлами первым считается наибольший по капитальным затратам агрегат); $Q_{ном}^{I}$, $Q_{ном}^{п}$ — номинальная мощность первого и последующего котлоагрегатов, МВт (по данным завода-изготовителя); n — число котлоагрегатов в котельной.

Годовые амортизационные отчисления определяются как сумма отчислений от стоимости общестроительных работ и от стоимости оборудования с монтажом (руб/год):

$$S_{ам} = \frac{a_м^{стр}}{100} K_{стр} + \frac{a_м^{об}}{100} K_{об}, \qquad (13.30)$$

где $a_м^{стр}$ — средняя норма амортизации общестроительных работ и зданий, %, ориентировочно может быть принята равной 3 %; $a_м^{об}$ — норма амортизации оборудования с монтажом; принимается равной: 8,5 % при сжигании малозольного твердого топлива ($A^п \leqslant 1{,}2$ кг·10²/МДж); 10,5 % — при сжигании высокозольного твердого топлива ($A^п > 1{,}2$ кг·10²/МДж) и высокосернистого мазута ($S^п \geqslant 0{,}07$ кг·10²/МДж); 7,5 % — при сжига-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 13.6. **Примерные значения удельных капиталовложений в первый и последующие котлоагрегаты, тыс. руб/МВт**

Типоразмер котлоагрегата	Котельная на твердом топливе		Котельная на газе и мазуте	
	при вводе первого котлоагрегата	при вводе каждого последующего котлоагрегата	при вводе первого котлоагрегата	при вводе каждого последующего котлоагрегата
ДКВР-2,5-13	95	48	75	36
ДКВР-4-13	89	43	60	28
ДКВР-6,5-13	83	36	58	26
ДКВР-10-13	62	29	49	22
ДКВР-20-13	46	22	39	17
КЕ-4-14	85	39	—	—
КЕ-6,5-14	78	37	—	—
КЕ-10-14	61	26	—	—
КЕ-25-14	43	21	—	—
ДЕ-4-14	—	—	57	31
ДЕ-6,5-14	—	—	55	25
ДЕ-10-14	—	—	46	19
ДЕ-16-14	—	—	38	16
ДЕ-25-14	—	—	32	14
ГМ-50-14-250	—	—	30	13
БКЗ-75-39	37	15	28	12
КВ-ТС-4	78	36	—	—
КВ-ТС-6,5	68	33	—	—
КВ-ТС-10	56	25	—	—
КВ-ТС-20	47	23	—	—
КВ-ТС-30	38	20	—	—
КВ-ГМ-4	—	—	55	27
КВ-ГМ-6,5	—	—	51	25
КВ-ГМ-10	—	—	43	23
КВ-ГМ-20	—	—	40	20
КВ-ГМ-30, ПТВМ-30М	—	—	36	18
КВ-ГМ-50	—	—	29	12
КВ-ГМ-100	—	—	27	11
КВ-ГМ-180	—	—	26	10

Примечания: 1. При сжигании только мазута удельные капиталовложения по сравнению с газомазутным топливом уменьшаются на 5—10 %, при сжигании только природного газа — на 15—20 %. 2. Удельные капиталовложения приведены для закрытой системы теплоснабжения; при открытой системе показатели увеличиваются на 15—20 %. 3. В капитальные затраты не включена стоимость внешних коммуникаций.

нии малосернистого мазута и газа; $K_{стр}$ — стоимость общестроительных работ и зданий, руб.; $K_{об}$ — стоимость оборудования с монтажом, руб.

Стоимость общестроительных работ и оборудования с монтажом определяется по формулам:

$$K_{стр} = K_{кот}\alpha_{стр}; \quad (13.31)$$

$$K_{об} = K_{кот}\alpha_{об}, \quad (13.32)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 13.7. **Примерная структура капитальных затрат на строительство котельных, %**

Вид котельной	Топливо	Общестроительные работы и здания	Оборудование	Монтажные работы
Производственная	Твердое	40	45	15
	Газомазутное	28	52	20
Отопительно-производственная	Твердое	42	42	16
	Газомазутное	30	52	18
Водогрейная	Твердое	35	48	17
	Газомазутное	35	45	20

где $\alpha_{стр}$, $\alpha_{об}$ — доля стоимости общестроительных работ и оборудования с монтажом в общей стоимости котельной (принимается по табл. 13.7).

В статью «текущий ремонт» включаются расходы на текущий ремонт основных фондов котельной (здание, оборудование, хозяйственный инвентарь и инструмент). Сюда также относится основная и дополнительная заработная плата с начислениями ремонтного персонала, стоимость ремонтных материалов и использованных запасных частей, стоимость услуг сторонних организаций и своих вспомогательных производств и пр.

В проектных расчетах затраты на текущий ремонт котельных в среднем принимаются в размере 20 % амортизационных отчислений, т. е.

$$S_{тр} = 0{,}2S_{ам}, \quad \text{руб/год.} \tag{13.33}$$

По статье «заработная плата с начислениями» подсчитывается основная и дополнительная заработная плата с начислениями только эксплуатационного персонала, участвующего в основной производственной деятельности котельных в соответствии с нормами их обслуживания.

Заработная плата ремонтного персонала учитывается в амортизационных отчислениях (по капитальному ремонту) и в расходах по текущему ремонту, а заработная плата административно-управленческого персонала — в прочих суммарных расходах.

При проектировании подробное определение штатов и фонда заработной платы, как правило, не производится и расходы по данной статье годовых эксплуатационных издержек ориентировочно (руб/год) определяются по формуле

$$S_{э.\,п} = \overline{K}_{шт} Q_{уст} З_{ср.\,год}, \tag{13.34}$$

где $З_{ср.\,год}$ — среднегодовая заработная плата с начислениями в фонд социального страхования, $\frac{\text{руб/чел}}{\text{год}}$ (в учебных расчетах

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 13.8. **Примерные значения штатных коэффициентов для котельных**

Топливо	Штатный коэффициент, чел/МВт, при мощности котельной, МВт							
	До 5	5—15	15—30	30—50	50—100	100—200	200—300	Свыше 300
Твердое	5,5	4,0	2,6	1,2	0,9	0,7	0,5	0,4
Газомазутное	4,9	3,3	2,0	0,9	0,6	0,4	0,3	0,25

может приниматься равной 1650—1800 $\frac{\text{руб/чел}}{\text{год}}$); $K_{\text{шт}}$ — ориентировочный штатный коэффициент, чел/МВт (определяется по табл. 13.8).

С помощью штатного коэффициента в ходе расчета может быть оценена и численность эксплуатационного персонала котельной

$$Ч = \overline{K}_{\text{шт}} Q_{\text{уст}}^{\text{кот}}. \qquad (13.35)$$

Статья «прочие суммарные расходы» включает в себя затраты на охрану труда, технику безопасности, пожарную и сторожевую охрану, административно-управленческий персонал, вывозку золы и шлака, приобретение спецодежды, реактивов для химической очистки воды и другие неучтенные расходы.

В проектных расчетах прочие суммарные расходы принимаются в среднем для котельных в размере 30 % затрат на амортизацию, текущий ремонт и заработную плату (руб/год) и подсчитываются по формуле

$$S_{\text{пр}} = 0{,}3\,(S_{\text{ам}} + S_{\text{т. р}} + S_{\text{з. п}}). \qquad (13.36)$$

Годовые эксплуатационные расходы по котельной определяются как сумма рассмотренных выше статей (руб/год):

$$S_{\text{кот}} = S_{\text{т}} + S_{\text{э}} + S_{\text{в}} + S_{\text{ам}} + S_{\text{т. р}} + S_{\text{з. п}} + S_{\text{пр}}. \qquad (13.37)$$

Себестоимость отпускаемой теплоты (руб/ГДж)

$$S_q = S_{\text{кот}}/Q_{\text{отп}}^{\text{год}}, \qquad (13.38)$$

где $Q_{\text{отп}}^{\text{год}}$ — годовой отпуск теплоты от котельной, ГДж/год, определяется по формуле (13.8).

Топливная составляющая себестоимости (руб/ГДж)

$$\overline{S}_{\text{т}} = S_{\text{т}}/Q_{\text{отп}}^{\text{год}}. \qquad (13.39)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для оценки общей эффективности принятого проектного решения определяется (в процентах) рентабельность капиталовложений

$$P_{\text{к}} = \frac{(Ц_q - \overline{S}_q)\, Q_{\text{отп}}^{\text{год}}}{K_{\text{кот}}} \cdot 100, \qquad (13.40)$$

где $Ц_q$ — средний тариф на теплоэнергию по энергосистеме, в зоне действия которой располагается проектируемая котельная, руб/ГДж (определяется по табл. 13.5).

Расчетная рентабельность капиталовложений должна быть сопоставлена с его отраслевым нормативом, который в энергетике принят равным 10 %. Общая эффективность капиталовложений может считаться приемлемой, если ее фактическое значение не ниже нормативного.

При необходимости сравнения вариантов проектного решения определяются приведенные затраты на единицу отпускаемой теплоты (руб/ГДж) по формуле

$$\overline{З} = \overline{S}_q - E_{\text{н}} \frac{K_{\text{кот}}}{Q_{\text{отп}}^{\text{год}}}, \qquad (13.41)$$

где $E_{\text{н}}$ — нормативный коэффициент эффективности, принимается равным 0,12.

13.2. ПРИМЕР ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Расчет технико-экономических показателей работы котельной и себестоимости отпускаемой теплоты производится в соответствии с методикой, изложенной выше применительно к составу оборудования, выбранному в гл. 10. В результате расчета тепловой схемы к установке приняты водогрейные котлы, работающие на закрытую систему теплоснабжения. Котельная предназначена для обеспечения горячей водой жилых и общественных зданий на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В котельной установлены три котла КВ-ГМ-20, место расположения г. Кострома. Котельная работает на малосернистом мазуте, который доставляется от нефтебазы автоцистернами, расстояние перевозки 10 км.

При расчете технологических показателей работы котельной (исходные данные приведены в гл. 10) в нижеследующей последовательности определяются:

1. Установленная мощность котельной

$$Q_{\text{уст}} = Q_{\text{ном}}^{\text{в. к}} n = 23{,}2 \cdot 3 = 69{,}6 \text{ МВт}.$$

2. Годовой отпуск теплоты на отопление

$$Q_{\text{о}}^{\text{год}} = 24 \cdot 0{,}0036 Q_{\text{о}}^{\text{ср}} n_{\text{о}} = 24 \cdot 0{,}0036 \cdot 20{,}6 \cdot 10^3 \cdot 224 = 398{,}7 \cdot 10^3 \text{ ГДж/год}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

3. Годовой отпуск теплоты на вентиляцию

$$Q_{в}^{год} = 0{,}0036 z Q_{в}^{ср} n_{о} = 0{,}0036 \cdot 16 \cdot 5 \cdot 10^{3} \cdot 224 = 64{,}5 \cdot 10^{3} \text{ ГДж/год.}$$

4. Годовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение

$$Q_{г.в}^{год} = 24 \cdot 0{,}0036 Q_{г.в}^{ср} n_{о} + 24 \cdot 0{,}0036 Q_{г.в.л}^{ср} (350 - n_{о}) =$$
$$= 24 \cdot 0{,}0036 \cdot 6{,}8 \cdot 10^{3} \cdot 224 + 24 \cdot 0{,}0036 \cdot 4{,}45 \cdot 10^{3} (350 - 224) =$$
$$= 180 \cdot 10^{3} \text{ ГДж/год.}$$

5. Годовой отпуск теплоты от котельной

$$Q_{отп}^{год} = Q_{о}^{год} + Q_{в}^{год} + Q_{г.в}^{год} = (398{,}7 + 64{,}5 + 180) \cdot 10^{3} =$$
$$= 643{,}2 \cdot 10^{3} \text{ ГДж/год.}$$

6. Годовая выработка теплоты котельной

$$Q_{выр}^{год} = \frac{Q_{отп}^{год} \cdot 10^{3}}{\eta_{т.п}} = \frac{643{,}2 \cdot 10^{3}}{92} = 699{,}1 \cdot 10^{3} \text{ ГДж/год.}$$

7. Число часов использования установленной мощности котельной в году

$$h_{уст} = \frac{Q_{выр}^{год}}{3{,}6 Q_{уст}} = \frac{699{,}1 \cdot 10^{3}}{3{,}6 \cdot 69{,}6} = 2790 \text{ ч/год.}$$

8. Удельный расход топлива на 1 отпущенный ГДж теплоты: условного

$$b_{отп}^{у} = \frac{340}{\eta_{бр} \eta_{т.п}} = \frac{340}{88 \cdot 92} = 0{,}042 \text{ тут/ГДж;}$$

натурального

$$b_{отп}^{н} = b_{отп}^{у} \frac{29{,}3}{Q_{н}^{р}} = 0{,}042 \cdot \frac{29{,}3}{40{,}28} = 0{,}031 \text{ тнт/ГДж.}$$

9. Годовой расход топлива в котельной:
условного

$$B_{год}^{у} = b_{отп}^{у} Q_{отп}^{год} = 0{,}042 \cdot 643{,}2 \cdot 10^{3} = 27\,014 \text{ тут/год;}$$

натурального

$$B_{год}^{н} = b_{отп}^{н} Q_{отп}^{год} = 0{,}031 \cdot 643{,}2 \cdot 10^{3} = 19\,939 \text{ тнт/год.}$$

10. Установленная мощность токоприемников

$$N_{уст} = \overline{N}_{с.н} Q_{уст} = 17{,}5 \cdot 69{,}6 = 1218 \text{ кВт.}$$

11. Годовой расход электроэнергии на собственные нужды котельной

$$Э_{год}^{с.н} = N_{уст} h_{кот} K_{эл} = 1218 \cdot 8400 \cdot 0{,}7 = 7162 \cdot 10^{3} \text{ кВт} \cdot \text{ч/год.}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

12. Годовой расход сырой воды в котельной

$$G^{\text{с. в}}_{\text{год}} = 24 n_{\text{о}} G^{\text{з}}_{\text{с. в}} + 24\,(350 - n_{\text{о}})\, G^{\text{л}}_{\text{с. в}} = 24 \cdot 224 \cdot 13{,}9 + \\ + 24 \cdot (350 - 224) \cdot 5{,}9 = 92{,}57 \cdot 10^3 \text{ т/год.}$$

13. Удельный расход сырой воды

$$\bar{G}^{\text{с. в}} = \frac{G^{\text{с. в}}_{\text{год}}}{Q^{\text{год}}_{\text{отп}}} = \frac{92{,}57 \cdot 10^3}{643{,}2 \cdot 10^3} = 0{,}14 \text{ т/ГДж.}$$

При расчете себестоимости отпускаемой от котельной теплоты в нижеследующей последовательности определяются:

1. Годовые затраты на топливо

$$S_{\text{т}} = B^{\text{н}}_{\text{год}} (1 + a) \left(Ц^{\text{пр}}_{\text{т}} + Ц_{\text{тр}}\right) = 19\,939 \cdot (40 + 1{,}27) = \\ = 822{,}87 \cdot 10^3 \text{ руб/год.}$$

2. Годовые затраты на электроэнергию

$$S_{\text{э}} = \frac{Э^{\text{с. н}}_{\text{год}} Ц_{\text{э}}}{100} = \frac{7162 \cdot 10^3 \cdot 1{,}6}{100} = 114{,}59 \cdot 10^3 \text{ руб/год.}$$

3. Годовые затраты на использованную воду

$$S_{\text{в}} = G^{\text{с. в}}_{\text{год}} Ц_{\text{в}} = 92{,}57 \cdot 10^3 \cdot 0{,}05 = 4{,}63 \cdot 10^3 \text{ руб/год.}$$

4. Годовые затраты на амортизационные отчисления

$$S_{\text{ам}} = \frac{a^{\text{стр}}_{\text{м}}}{100} K_{\text{стр}} + \frac{a^{\text{об}}_{\text{м}}}{100} K_{\text{об}} = \frac{3}{100} \cdot 649{,}6 \cdot 10^3 + \\ + \frac{7{,}5}{100} \cdot 1206{,}4 \cdot 10^3 = 109{,}97 \cdot 10^3 \text{ руб/год.}$$

5. Годовые затраты на текущий ремонт

$$S_{\text{т. р}} = 0{,}2 S_{\text{ам}} = 0{,}2 \cdot 109{,}97 \cdot 10^3 = 21{,}99 \cdot 10^3 \text{ руб/год.}$$

6. Годовые затраты на заработную плату эксплуатационного персонала котельной

$$S_{\text{з. п}} = \bar{K}_{\text{шт}} Q_{\text{уст}} З_{\text{ср. год}} = 0{,}6 \cdot 69{,}6 \cdot 1800 = 75{,}6 \cdot 10^3 \text{ руб/год}$$

(при численности эксплуатационного персонала $Ч = k_{\text{шт}} \cdot Q_{\text{уст}} = 0{,}6 \cdot 69{,}6 = 42$ чел.).

7. Прочие суммарные расходы

$$S_{\text{пр}} = 0{,}3\,(S_{\text{ам}} + S_{\text{т. р}} + S_{\text{з. п}}) = 0{,}3 \cdot (109{,}97 + 21{,}99 + 75{,}6) \cdot 10^3 = \\ = 62{,}27 \cdot 10^3 \text{ руб/год.}$$

8. Годовые эксплуатационные расходы по котельной

$$S_{\text{кот}} = S_{\text{т}} + S_{\text{э}} + S_{\text{в}} + S_{\text{ам}} + S_{\text{т. р}} + S_{\text{з. п}} + S_{\text{пр}} = \\ = (822{,}87 + 114{,}59 + 4{,}63 + 109{,}97 + 21{,}99 + 75{,}6 + 62{,}27) \cdot 10^3 = \\ = 1211{,}92 \cdot 10^3 \text{ руб/год.}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 13.9. **Основные технико-экономические показатели котельной**

Наименование	Обозначение	Обоснование	Вариант		
			I	II	III
Месторасположение котельной	—	Задано	Кострома	Саратов	Кострома
Состав основного оборудования	—	Задан	3×КВ-ГМ-20	3×ГМ-50-14-250	3×ГМ-50-14-250 и 2×КВ-ГМ-50
Топливо	—	Задано	Мазут	Газ	Мазут
Система теплоснабжения	—	Задана	Закрытая	Закрытая	Открытая
Установленная мощность котельной, МВт	$Q_{уст}$	Ф-лы (13.1), (13.2)	69,6	107,5	223,5
Годовая выработка теплоты, тыс·ГДж/год	$Q^{год}_{выр}$	Ф-ла (13.9)	699,1	1479,3	2483,4
Годовой отпуск теплоты, тыс. ГДж/год	$Q^{год}_{отп}$	Ф-ла (13.8)	643,2	1420,1	2284,7
Число часов использования установленной мощности, ч/год	$h_{уст}$	Ф-ла (13.10)	2790	3820	3085
Удельный расход топлива на 1 отпущенный ГДж теплоты:					
условного, тут/ГДж	$b^{у}_{отп}$	Ф-ла (13.11)	0,042	0,038	0,04
натурального, тнт/ГДж	$b^{н}_{отп}$	Ф-ла (13.12)	0,031	0,03	0,029
Годовой расход топлива в котельной:					
условного, тут/год	$B^{у}_{год}$	Ф-ла (13.13)	27 014	55 210	92 281
натурального, тнт/год	$B^{н}_{год}$	Ф-ла (13.14)	19 939	43 218	67 126
Удельный расход электрической мощности на собственные нужды, кВт/МВт	$\overline{N}_{с.н}$	Табл. (13.1)	17,5	15,0	18,75
Установленная мощность токоприемников, кВт	$N_{уст}$	Ф-ла (13.16)	1218	1613	4192

Электронная библиотека http://gv.khstu.ru/

Продолжение табл. 13.9

Наименование	Обозначение	Обоснование	Вариант		
			I	II	III
Удельный расход воды, т/ГДж	$\overline{G}_{\text{с. в}}$	Ф-ла (13.19)	0,14	0,33	1,1
Годовой расход воды, тыс. т/год	$G^{\text{с. в}}_{\text{год}}$	Ф-лы (13.17), (13.18)	92,57	464,36	2505,1
Штатный коэффициент, чел/МВт	$\overline{K}_{\text{шт}}$	Табл. (13.8)	0,6	0,4	0,3
Численность эксплуатационного персонала, чел.	$Ч$	Ф-ла (13.35)	42	44	68
Удельные капиталовложения, тыс. руб/МВт	$\overline{K}_{\text{кот}}$	Табл. (13.6)	26,7	15,8	18,2
Сметная стоимость строительства, тыс. руб.	$K_{\text{кот}}$	Ф-ла (13.29)	1856	1708,6	4086,6
в том числе					
строительные работы	$K_{\text{стр}}$	Ф-ла (13.31)	649,6	512,6	1225,9
оборудование и монтаж	$K_{\text{об}}$	Ф-ла (13.32)	1206,4	1196	2860,7
Годовые эксплуатационные расходы, тыс. руб/год	$S_{\text{кот}}$	Ф-ла (13.37)	1211,92	1655,9	3964,6
Себестоимость отпускаемой теплоты, руб/ГДж	$\overline{S}_q$	Ф-ла (13.38)	1,88	1,16	1,73
в том числе					
топливная составляющая, руб/ГДж	$\overline{S}_{\text{т}}$	Ф-ла (13.39)	1,28	0,85	1,24
Рентабельность капиталовложений, %	$P_{\text{к}}$	Ф-ла (13.40)	14	48	30
Приведенные затраты на 1 ГДж отпускаемой теплоты, руб/ГДж	$\overline{З}$	Ф-ла (13.41)	2,23	1,31	1,94

Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

9. Себестоимость отпущенной теплоты

$$\overline{S}_q = \frac{S_{кот}}{Q^{год}_{отп}} = \frac{1211{,}92 \cdot 10^3}{643{,}2 \cdot 10^3} = 1{,}88 \text{ руб/ГДж},$$

в том числе топливная составляющая

$$\overline{S}_т = \frac{S_т}{Q^{год}_{отп}} = \frac{822{,}87 \cdot 10^3}{643{,}2 \cdot 10^3} = 1{,}28 \text{ руб/ГДж}.$$

10. Рентабельность капиталовложений

$$P_к = \frac{(Ц_q - \overline{S}_q) Q^{год}_{отп}}{K_{кот}} \cdot 100 = \frac{(2{,}28 - 1{,}88) \cdot 643{,}2 \cdot 10^3}{1856 \cdot 10^3} \cdot 100 = 14\ \%.$$

11. Приведенные затраты на 1 ГДж отпущенной теплоты

$$\overline{З} = \overline{S}_q + E_н \frac{K_{кот}}{Q^{год}_{отп}} = 1{,}88 + 0{,}12 \cdot \frac{1856 \cdot 10^3}{643{,}2 \cdot 10^3} = 2{,}23 \text{ руб/ГДж}.$$

Для двух других вариантов котельных с паровыми котлами (3×ГМ-50-14-250), а также с паровыми и водогрейными котлами (3×ГМ-50-14-250 и 2×КВ-ГМ-50), рассмотренных в гл. 10, расчет аналогичен приведенному выше. Основные технико-экономические показатели котельной, полученные в результате расчетов по всем трем вариантам, представлены в табл. 13.9.

Глава четырнадцатая

КОМПОНОВКА ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНЫХ

14.1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНОЙ ЧАСТИ И КОМПОНОВКА ОБОРУДОВАНИЯ

Проектирование новых и реконструкция существующих котельных установок с паровыми, водогрейными и пароводогрейными котлами независимо от мощности, с давлением пара не более 4 МПа (абсолютное давление) должно производиться в соответствии с требованиями СНиП II-35-76.

Земельные участки для строительства котельных выбираются в соответствии со схемой теплоснабжения, проектами планировки и застройки городов, поселков и сельских населенных пунктов. На площадке котельной располагают главный корпус, сооружения топливного хозяйства и золошлакоудаления, трансформаторную подстанцию, газорегуляторный пункт (ГРП), устройства для сбора и возврата конденсата, баки-аккумуляторы горячего водоснабжения, здание водоподготовки и реагентного хозяйства. Особенно тщательно должна выбираться площадка для строительства котельной при сжигании твердого и высокосерни-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

стого топлива. Для этих котельных шлакоотвалы должны располагаться на непригодных для сельского хозяйства землях. При этом следует предусматривать защиту ведоемов от выноса золы и шлака дождевыми или паводковыми водами.

Отвод воды с территории и из здания котельной должен быть увязан с сетью промышленной, ливневой и хозяйственной канализации. Стоки должны быть охлаждены до 40 °С и не должны содержать вредных примесей. Транспортная схема котельной принимается исходя из ее мощности с учетом очередности строительства и перспективы расширения.

Взаимное расположение основного и вспомогательного оборудования в помещении котельного цеха называют компоновкой оборудования. Компоновка оборудования выбирается проектной организацией в зависимости от вида сжигаемого топлива, способа сжигания, типа топки, мощности котлоагрегата, требований, предъявляемых к очистке продуктов сгорания, и от других факторов.

Компоновка оборудования должна обеспечивать удобство работы и безопасность эксплуатационного и ремонтного персонала, минимальную протяженность трубопроводов, газоходов и воздухопроводов, минимальные затраты на сооружение котельной, сокращение численности эксплуатационного персонала, автоматизацию технологических процессов, механизацию ремонтных работ, возможность расширения котельной при установке нового оборудования. Все решения, применяемые при компоновке оборудования, должны отвечать требованиям строительных норм и правил, правил техники безопасности, санитарных и противопожарных норм.

Компоновка оборудования котельной может быть закрытой, открытой или полуоткрытой. При закрытой компоновке все оборудование котельной располагается в помещении. Открытая компоновка может применяться при благоприятных климатических условиях: теплой зиме, отсутствии пыльных и песчаных бурь и т. д. При открытой компоновке котлоагрегаты и вспомогательное оборудование размещаются вне здания. Однако щиты управления, распределительные устройства располагаются в закрытых помещениях. При полуоткрытой компоновке отдельное вспомогательное оборудование: дымососы, вентиляторы, золоуловители, деаэраторы — размещаются вне здания котельной. К полуоткрытой относится также компоновка, при которой нижняя часть котлоагрегатов (горелки, арматура, трубопроводы в пределах котла) располагается в помещении, а верхняя часть котлов находится вне здания. Полуоткрытая компоновка может применяться только для районов с расчетной температурой наружного воздуха не ниже —30 °С.

Одним из важных принципов современной компоновки оборудования котельных цехов является использование отдельных блоков повышенной заводской готовности при проектировании,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

поставке и монтаже оборудования. Сооружение котельной из отдельных блоков технологического оборудования вместе с трубопроводами, газоходами, воздухопроводами, кабелями и другими коммуникациями заметно сокращает сроки и повышает качество строительно-монтажных работ, так как основная часть этих работ выполняется на заводе. На монтажной площадке производится только доводка блоков и соединение их между собой.

В настоящее время считается, что для центральных котельных с паровыми и водогрейными котлами наиболее рациональна компоновка с параллельным расположением котлов и вспомогательного оборудования (тягодутьевых машин, золоуловителей, пылеприготовительных установок, деаэраторов, питательных насосов и т. д.). Автоматизированные системы управления следует размещать в специальном помещении. В крупных котельных с паровыми и водогрейными котлами оборудование водоподготовки следует размещать в отдельном здании.

В соответствии со СНиП II-35-76 размеры пролетов зданий и сооружений следует принимать кратными 6 м. При специальном обосновании допускаются пролеты с размерами, кратными 3 м. Шаг колонн должен приниматься равным 6 м, а при специальном обосновании допускается равным 12 м. Объемно-планировочные и конструктивные решения зданий и сооружений котельных должны допускать расширение зданий. При установке только паровых или водогрейных котлов для расширения котельной оставляется свободным один из торцов здания. В котельных смешанного типа (с паровыми и водогрейными котлами) в одной половине помещения следует устанавливать паровые, а в другой — водогрейные котлы. Расширение паровой части котельной производится в одну сторону, а водогрейной в другую, т. е. оба торца здания должны быть свободными.

Для крупноблочного монтажа оборудования в стенах и перекрытиях зданий должны предусматриваться монтажные проемы, для которых, как правило, используются торцевые стены здания со стороны расширения котельной.

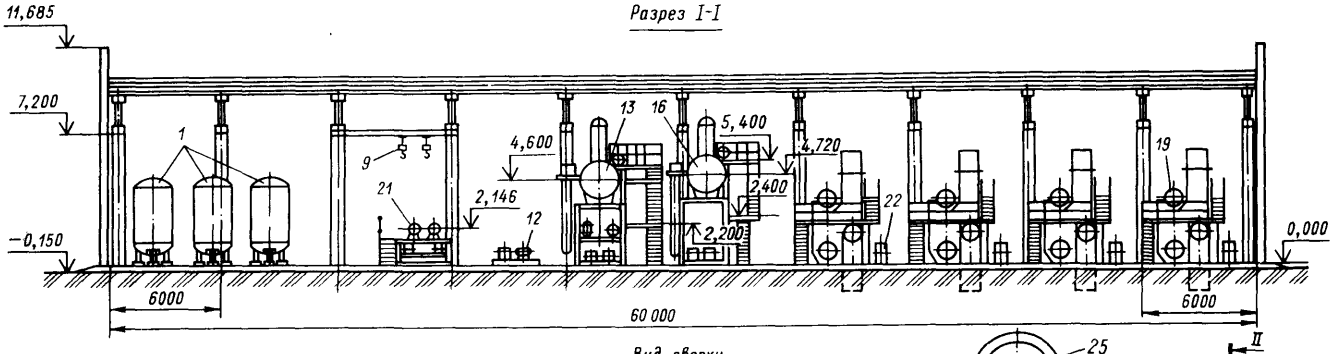
Компоновка оборудования котельных с комбинированными пароводогрейными котлами принципиально не отличается от компоновки котельных с паровыми или водогрейными котлами, но упрощается и удешевляется. В котельных с комбинированными пароводогрейными котлами снижаются затраты на постройку вследствие уменьшения числа устанавливаемых агрегатов и длины котельной.

14.2. ПРИМЕРЫ КОМПОНОВКИ ОБОРУДОВАНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ И ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЕЛЬНЫХ

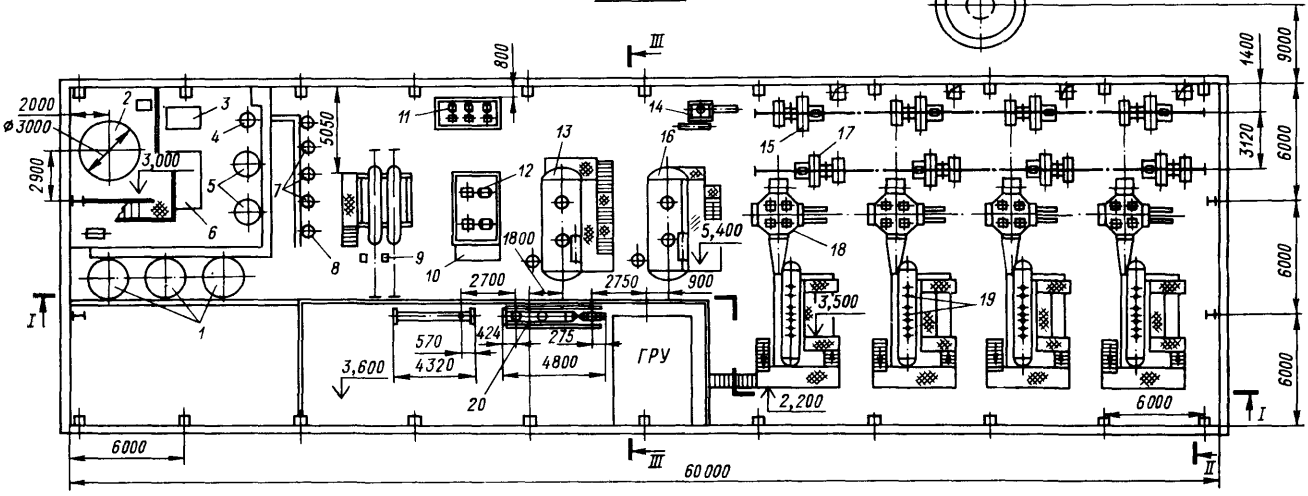
Проектными институтами (Латвгипропром, Сантехпроект, ВНИПИэнергопром и др.) разработаны типовые проекты производственных и отопительных котельных с паровыми котлами

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Разрез I-I



Вид сверху



Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

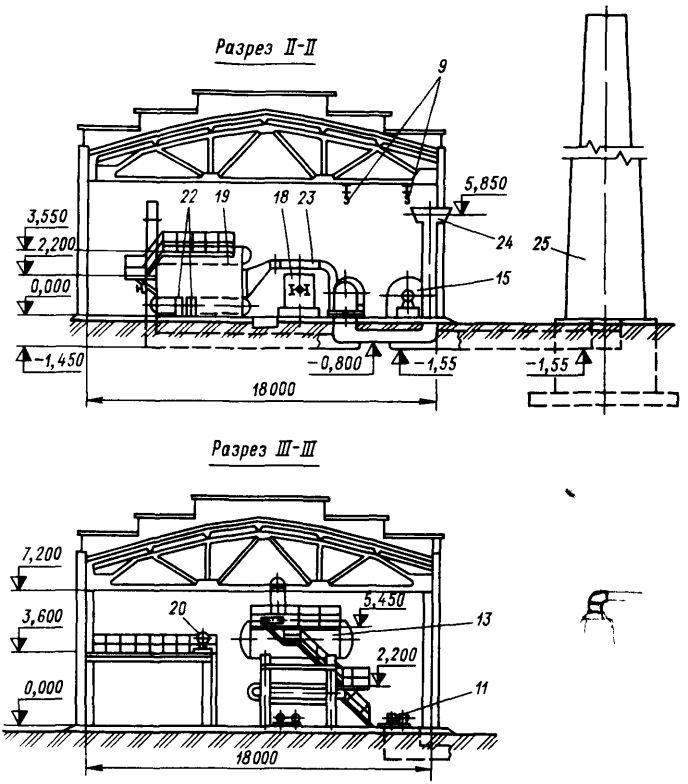


Рис. 14.1. Компоновка оборудования котельной с четырьмя котлами ДЕ-10-14

1 — Н-катионитовый фильтр 1-й ступени; *2* — бак; *3* — блок насосов декарбонизированной воды; *4* — декарбонизатор; *5* — фильтр Н-катионитовый (буферный); *6* — блок приготовления исходной воды; *7* — Na-катионитовый фильтр 1-й ступени; *8* — фильтр Na-катионитовый 2-й ступени; *9* — таль ручная передвижная; *10* — верстак слесарный; *11* — блок насосов горячего водоснабжения; *12* — блок сетевых насосов; *13* — крупноблочная установка горячего водоснабжения; *14* — блок сепаратора непрерывной продувки; *15* — дымосос; *16* — крупноблочная деаэрационная питательная установка; *17* — дутьевой вентилятор; *18* — чугунный водяной экономайзер; *19* — котел; *20* — блок редукционной установки; *21* — блок подогревателей сетевой воды; *22* — блок холодильника отбора проб; *23* — газоход котла; *24* — всасывающий воздухопровод; *25* — дымовая труба

типов: ДЕ, КЕ Бийского котельного завода, а также с паровыми котлами Таганрогского котельного завода. Проектами котельных предусмотрена выработка пара для технологических нужд и нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения коммунальных и бытовых потребителей. Разработаны также типовые проекты котельных с водогрейными котлами серии КВ-ГМ. Типовые проекты котельных распространяет Центральный институт типового проектирования Госстроя СССР. Компоновочные решения котельных зависят от типа и конструкции котла, вида топлива и выбранной системы теплоснабжения.

На рис. 14.1 приведена компоновка оборудования котельной с четырьмя котлами ДЕ-10-14, разработанная в качестве типовой

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

институтом «Сантехпроект». Котельная предназначена для теплоснабжения потребителей II категории. Основным топливом в котельной является природный газ, резервным — мазут. Строительная часть котельной выполняется из сборных железобетонных конструкций. Оборудование котельной рассчитано на суммарную тепловую нагрузку 26,10 МВт, в том числе на отопление и вентиляцию 16,25 МВт, на горячее водоснабжение 2,49 МВт и на пароснабжение технологических потребителей 7,36 МВт (8,6 т/ч). Максимальная расчетная температура горячей воды $t_{т.в} = 150$ °С. Для горячего водоснабжения и подпитки тепловой сети предусмотрено приготовление воды с температурой 70 °С. Котлоагрегаты вырабатывают насыщенный пар с абсолютным давлением 1,4 МПа. В редукционной установке давление пара снижается до 0,7 МПа.

Особенностью такой компоновки оборудования являются транспортабельные строительно-монтажные блоки, изготовляемые на заводе (в мастерских монтажной организации). Все вспомогательное оборудование вместе с трубопроводами (деаэрационно-питательная установка, сетевые насосы, установка горячего водоснабжения и т. д.) состоит из 10 блоков, размещаемых на усиленный пол без фундаментов.

Каждый котельный агрегат имеет индивидуальный водяной экономайзер, дымосос и дутьевой вентилятор. Дымовая труба — общая для всех котлоагрегатов, высотой 45 м. Для производства ремонтных работ в котельной устанавливаются тали над подогревателями сетевой воды, дымососами и вентиляторами.

На рис. 14.2 показана типовая компоновка котельной мощностью 175 МВт для сжигания мазута, разработанная институтом «Латвгипропром». В котельной установлено три водогрейных котла КВ-ГМ-50 и два вспомогательных паровых котла типа ДКВР-4-14 для снабжения мазутного хозяйства котельной паром. Предусмотрено расширение котельной за счет установки четвертого водогрейного котла.

На рис. 14.3 приведен поперечный разрез котельной с комбинированными пароводогрейными котлами на базе котлов КВ-ГМ-50 с дополнительной конвективной шахтой. В котельной установлено три котла КВ-ГМ-50. Котельная способна круглый год вырабатывать до 90 т/ч пара при одновременном покрытии максимального расхода теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение до 116 МВт. В летний период при постоянном расходе пара 80 т/ч и работе двух котлов расход теплоты на горячее водоснабжение может изменяться от 4,6 до 2,9 МВт. При необходимости получения пара с давлением $1 < p \leqslant 2{,}3$ МПа для питания парового контура устанавливаются отдельные питательные насосы, создающие необходимое давление. В этом случае сетевые насосы подают воду только в водогрейную часть котельных агрегатов.

На рис. 14.4 показана компоновка котельной с водогрейными котлами КВ-ГМ-20, работающей на открытую систему теплоснаб-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

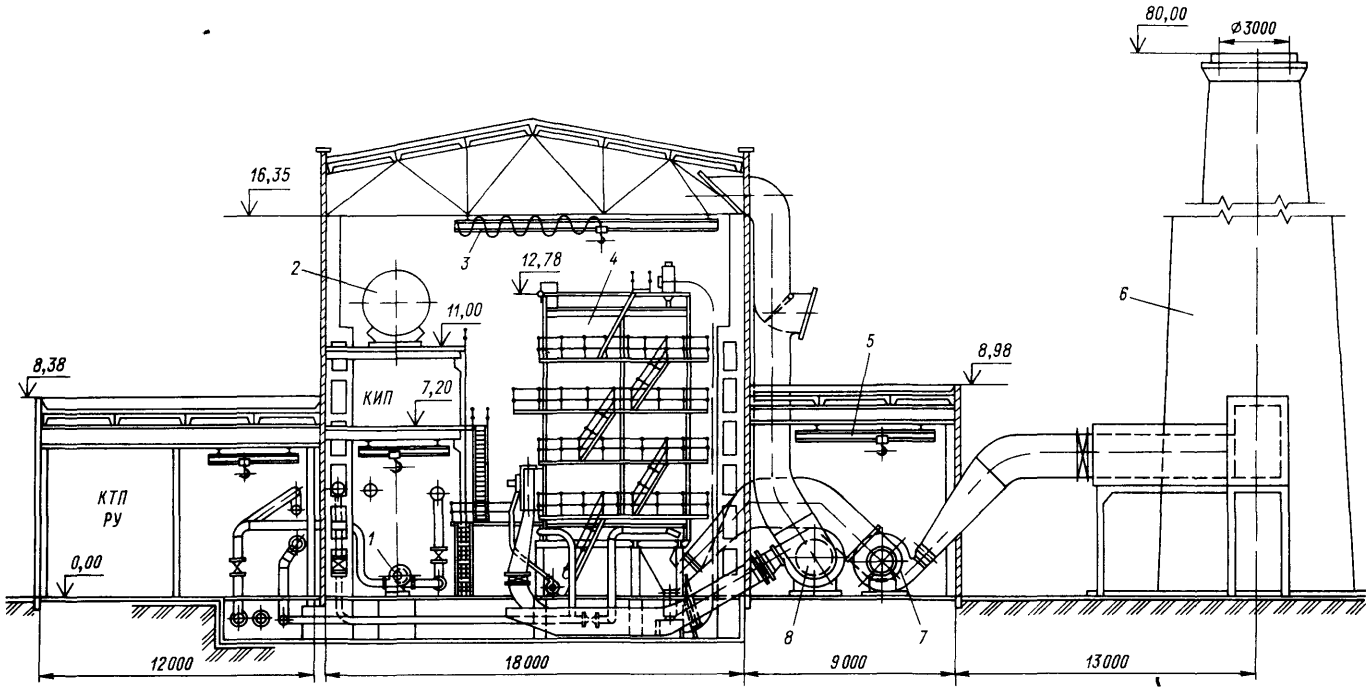


Рис. 14.2. Компоновка мазутной котельной с водогрейными котлами КВ-ГМ-50 (поперечный разрез)

1 — сетевой насос; *2* — деаэратор подпиточной воды; *3* — подвесной электрический кран; *4* — водогрейный котел; *5* — подвесная электрическая кран-балка; *6* — дымовая труба; *7* — дымосос; *8* — дутьевой вентилятор

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

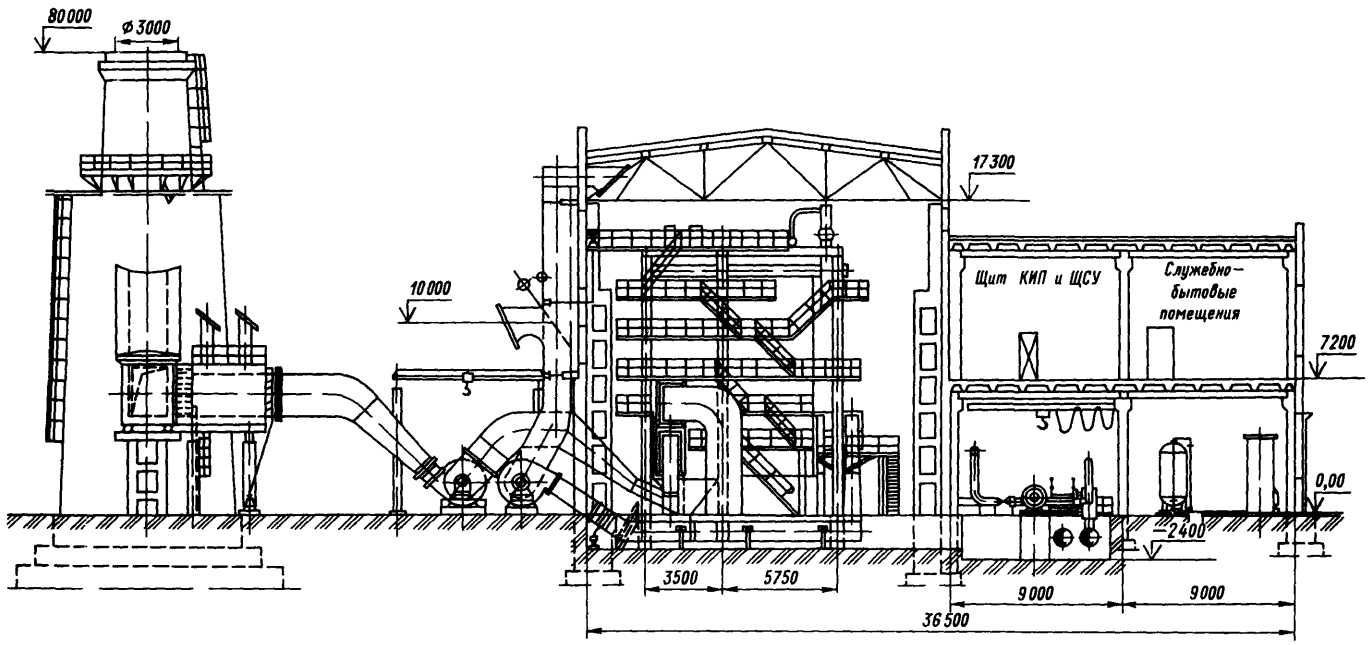


Рис. 14 3. Поперечный разрез котельной с комбинированными пароводогрейными котлами КВ-ГМ-50, оборудованными дополнительной конвективной шахтой

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

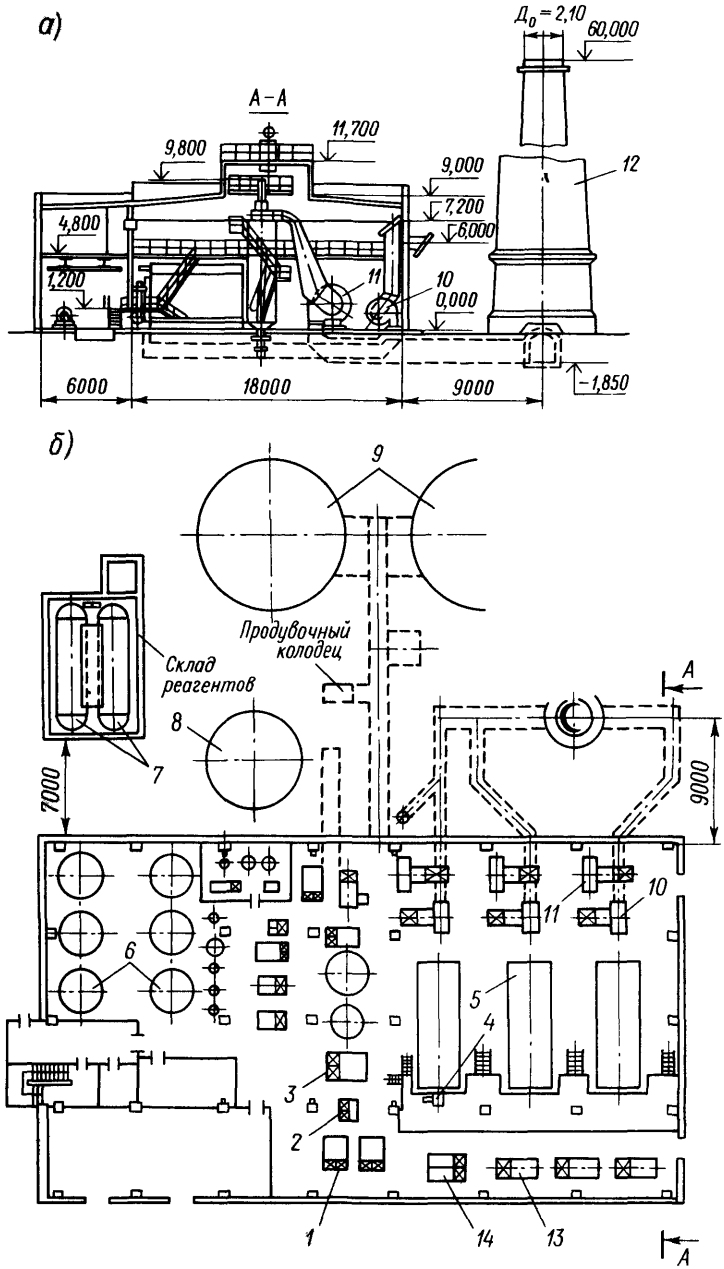


Рис. 14.4. Компоновка водогрейной котельной с котлами КВ-ГМ-20 для открытой системы теплоснабжения: *а* — разрез; *б* — план

1 — насос подпиточный; *2* — насос внутреннего контура летний; *3* — насос перекачивающий; *4* — вентилятор первичного воздуха; *5* — котел КВ-ГМ-20; *6* — Н-катионитовый фильтр; *7* — бак крепкой серной кислоты; *8* — бак декарбонизированной воды; *9* — бак-аккумулятор; *10* — дутьевой вентилятор; *11* — дымосос; *12* — дымовая труба; *13* — насос сетевой; *16* — насос рециркуляционный

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

жения. Проект рассчитан на районы с обычными геологическими условиями с расчетными температурами наружного воздуха от —20 до —40 °С. Для нужд мазутного хозяйства предусмотрена установка четырех паровых котлов типа Е-1/9М. Сооружение котельной производится из сборных железобетонных конструкций. Встроенные этажерки на фронте обслуживания котлоагрегатов позволяют разместить щит КИПиА, служебно-бытовые помещения. На нулевой отметке размещаются все насосы водоподготовительной установки и комплектная трансформаторная подстанция. Баки-аккумуляторы, бак декарбонизированной воды и склад реагентов водоподготовительной установки размещаются за пределами здания котельной. Высота дымовой трубы составляет 60 м.

На рис. 14.5 показана компоновка котельной с котлами КЕ-25-14 для открытой системы теплоснабжения. Котельная запроектирована для работы на каменных и бурых углях. За котлами установлен воздухоподогреватель, а за ним чугунный водяной экономайзер. Со стороны постоянного торца здания на нулевой отметке расположено оборудование водоподготовительной установки, насосы, подогреватели и часть служебно-бытовых помещений. Дымососы, вентиляторы и трансформаторная подстанция размещены в пристройке к котельному залу. Подача топлива в бункера котлоагрегатов осуществляется ленточными конвейерами. Бункерная галерея расположена на отметке 17,0 м. В нижней части бункерной этажерки установлен бункер для приема шлака и золы, а также участок ремонта оборудования. Аккумуляторные баки и склад реагентов водоподготовительной установки расположены за пределами здания котельной. Очистка продуктов сгорания от летучей золы производится в циклонных золоуловителях.

На рис. 14.6 показана полуоткрытая компоновка оборудования котельной с котлами Т-50-14. Котельная спроектирована для сжигания фрезерного торфа. Котлы оборудованы индивидуальной системой пылеприготовления с молотковыми мельницами. Котельная предназначена для выработки технологического пара и горячей воды для нужд теплоснабжения жилого района. Система теплоснабжения — закрытая. Предусмотрена возможность расширения котельной за счет установки четвертого котла. Очистка продуктов сгорания от летучей золы осуществляется в мокрых прутковых золоуловителях конструкции МП-ВТИ. Удаление шлака и золы осуществляется системой гидрозолоудаления с багерными насосами, расположенными в здании котельной. Трансформаторная подстанция, механическая мастерская, центральный щит КИПиА и деаэраторы размещены в трехэтажной пристройке глубиной 6 м, расположенной перед этажеркой с бункерами для топлива. Служебно-бытовые помещения спроектированы со стороны постоянного торца здания. Дымовая труба имеет высоту 80 м и рассчитана с учетом установки четвертого котла.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

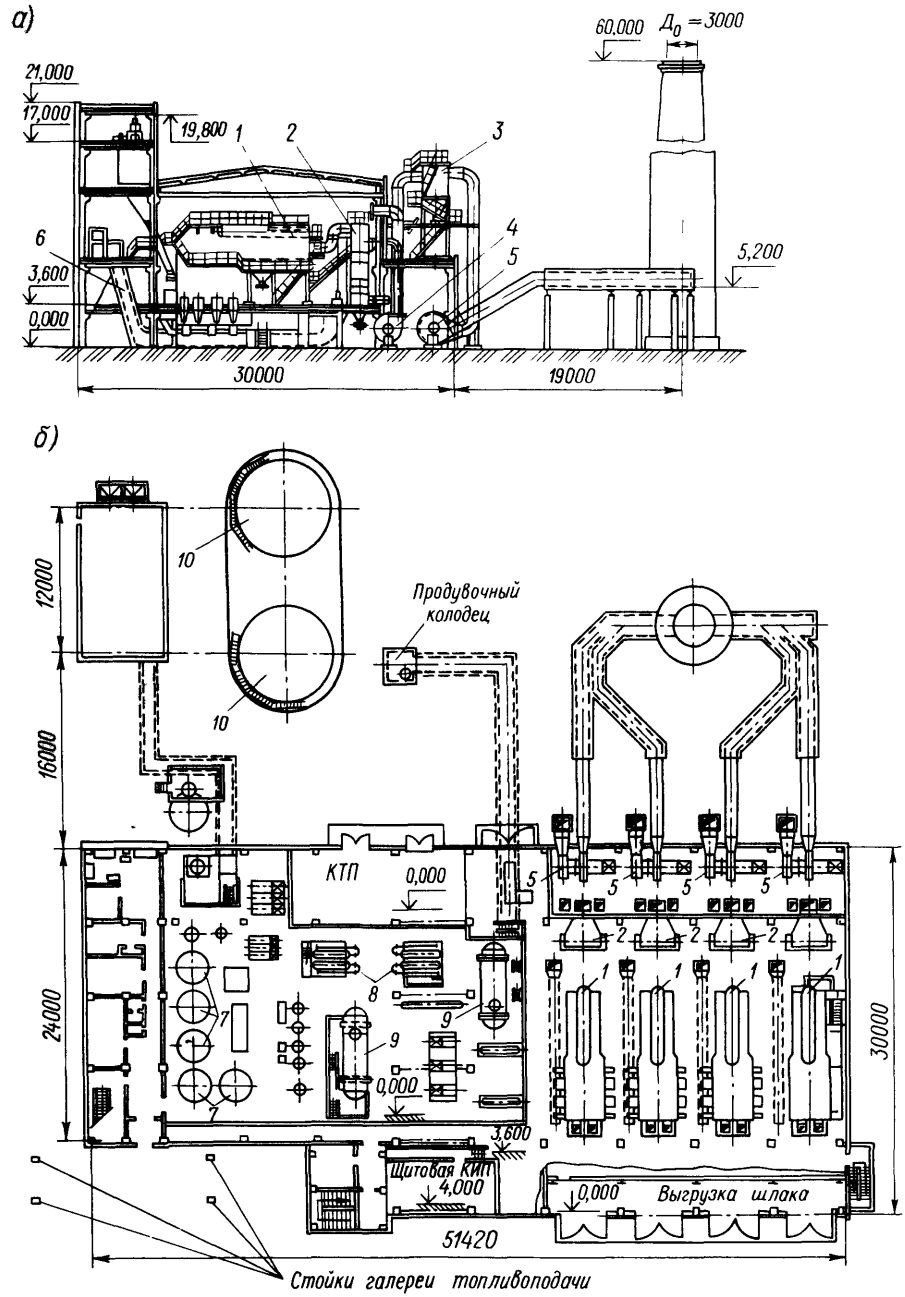


Рис. 14.5. Компоновка паровой котельной с котлами КЕ-25-14: *а* — разрез; *б* — план

1 — паровой котел; ***2*** — воздухоподогреватель; ***3*** — золоуловитель; ***4*** — дутьевой вентилятор; ***5*** — дымосос; ***6*** — установка шлакозолоудаления; ***7*** — фильтр водоподготовительной установки; ***8*** — блок подогревателей; ***9*** — деаэратор; ***10*** — бак-аккумулятор

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

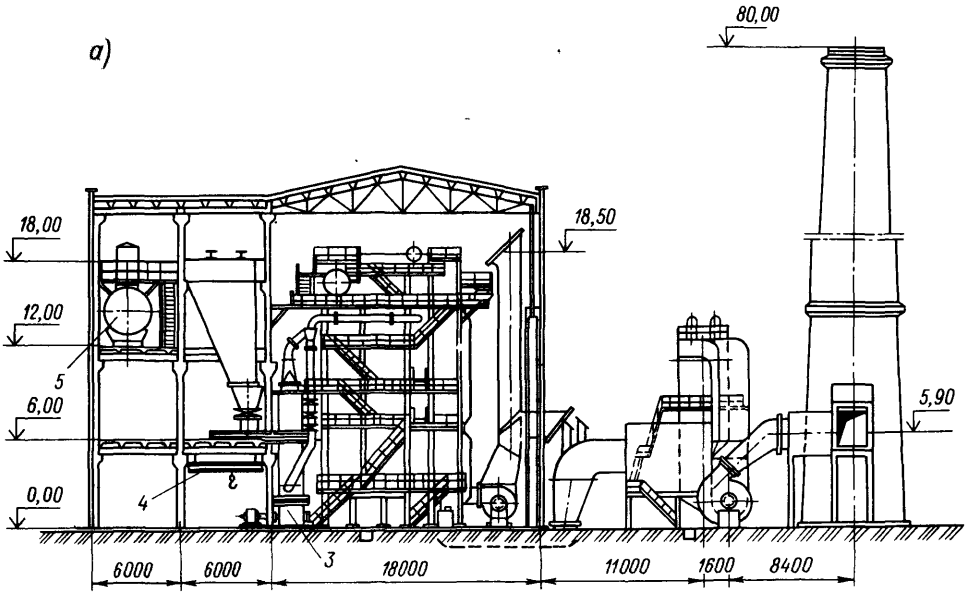
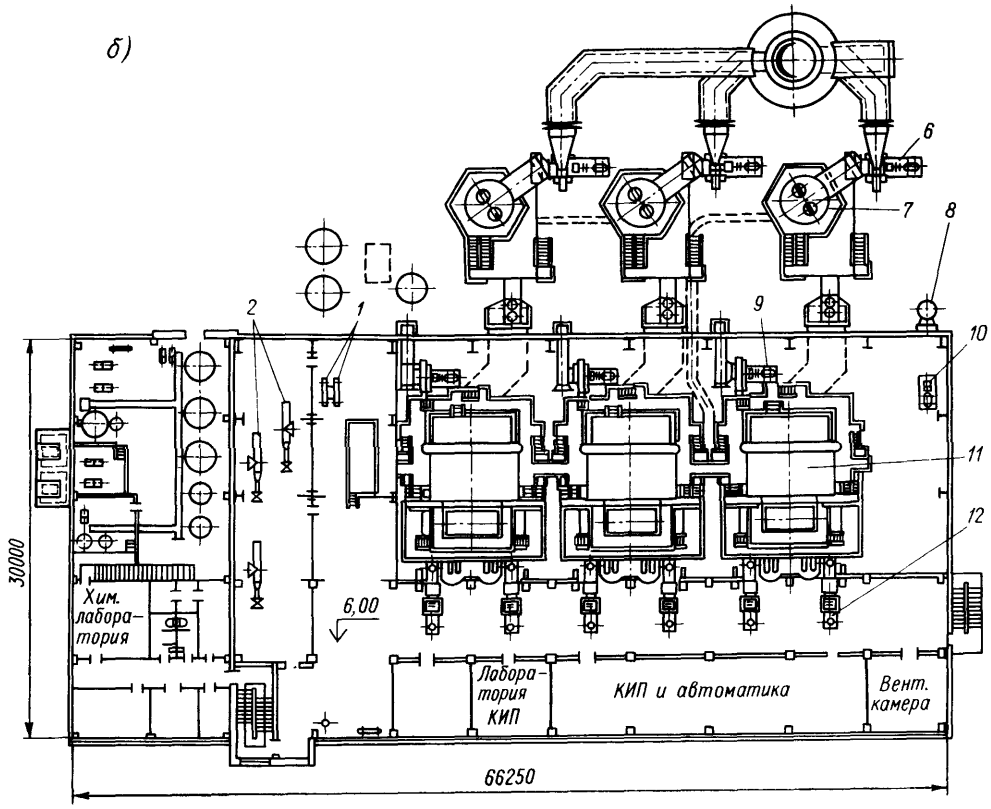


Рис. 14.6. Компоновка котельной с тремя паровыми котлами Т-50-14: *а* — разрез; *б* — план

1 — охладитель конденсата; *2* — редукционно-охладительная установка; *3* — молотковая мельница; *4* — кран подвесной; *5* — деаэратор; *6* — дымосос; *7* — золоуловитель; *8* — воздухосборник; *9* — дутьевой вентилятор; *10* — компрессор; *11* — паровой котел типа Т-50-14; *12* — питатель топлива скребковый

Электронная библиотека http://igv.khstu.ru/

б)



Продолжение рис. 14.6

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Аэродинамический расчет** котельных установок. Нормативный метод. Л.: Энергия, 1977.

2. **Бузников Е. Ф., Роддатис К. Ф., Берзиньш Э. Я.** Производственные и отопительные котельные. М.: Энергоатомиздат, 1984.

3. **Госгортехнадзор СССР.** Сборник правил и руководящих материалов по котлонадзору. Изд. 4-е. М.: Недра, 1977.

4. Котлы малой и средней мощности и топочные устройства НИИЭинформэнергомаш/Каталог. М., 1978.

5. **Липов Ю. М., Самойлов Ю. Ф., Модель З. Г.** Компоновка и тепловой расчет парогенератора. М.: Энергия, 1975.

6. **Рихтер Л. А., Волков Э. П., Покровский В. Н.** Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов ТЭС. М.: Энергоиздат, 1981.

7. **СНиП ПА.6-72.** Строительная климатология и геофизика. Глава 6. М.: Стройиздат, 1973.

8. **СНиП II-36-73.** Тепловые сети. М.: Стройиздат, 1974.

9. **СНиП II-35-76.** Котельные установки. М.: Стройиздат, 1977.

10. **Тепловой** расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. М.: Энергия, 1973.

11. **Шубин Е. П., Левин Б. И.** Проектирование теплоподготовительных установок ТЭЦ и котельных. М.: Энергия, 1970.

12. **Эстеркин Р. И.** Перевод промышленных котлов на газообразное топливо. Л.: Энергия, 1970.

13. **Эстеркин Р. И.** Эксплуатация, наладка и испытание теплотехнического оборудования промышленных предприятий. Л.: Энергоатомиздат, 1984.

14. **Эстеркин Р. И.** Промышленные котельные установки. Л.: Энергоатомиздат, 1985.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Введение 4

Часть первая. КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ 5

Глава первая. ОРГАНИЗАЦИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

1.1. Задачи и тематика курсового проекта . . . . . —
1.2. Исходные данные и объем курсового проекта 6
1.3. Оформление пояснительной записки и чертежей 9

Глава вторая. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОСТАВА ТОПЛИВА И КОНСТРУКТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОТЛОАГРЕГАТА 13

2.1. Определение состава и теплоты сгорания топлива . . . . . —
2.2. Пересчет состава топлива с одной массы на другую 19
2.3. Конструктивные характеристики котлоагрегата, необходимые для поверочного теплового расчета 20

Глава третья. РАСЧЕТ ОБЪЕМОВ И ЭНТАЛЬПИЙ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ 34

3.1. Определение присосов воздуха и коэффициентов избытка воздуха по отдельным газоходам . . . . . —
3.2. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания 37
3.3. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания 40

Глава четвертая. РАСЧЕТНЫЙ ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И РАСХОД ТОПЛИВА 43

4.1. Расчет потерь теплоты . . . . . —
4.2. Расчет КПД и расхода топлива 50

Глава пятая. РАСЧЕТ ТОПОЧНЫХ КАМЕР 54

5.1. Определение геометрических характеристик топок . . . . . —
5.2. Расчет однокамерных топок 57

Глава шестая. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА 69

6.1. Расчет конвективных пучков котла . . . . . —
6.2. Расчет конвективных пароперегревателей 81
6.3. Расчет водяных экономайзеров 89
6.4. Расчет воздухоподогревателей 93

Глава седьмая. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭВМ ПРИ ТЕПЛОВОМ РАСЧЕТЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ КОТЛОАГРЕГАТОВ 98

7.1. Математические приемы решения задачи на ЭВМ и рекомендации по программированию . . . . . —
7.2. Руководство по пользованию программой 113
7.3. Примеры расчета котлоагрегатов 115

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Часть вторая. ДИПЛОМНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ 130

Глава восьмая. ОРГАНИЗАЦИЯ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ . . . . . —

8.1. Тематика дипломных проектов . . . . . —
8.2. Объем дипломного проекта и исходные данные для проектирования 131
8.3. Оформление дипломного проекта 133

Глава девятая. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК, ВЫБОР ЕДИНИЧНОЙ МОЩНОСТИ И ЧИСЛА КОТЛОАГРЕГАТОВ 146

9.1. Расчет тепловых нагрузок и обоснование строительства или расширения котельной . . . . . —
9.2. Обоснование строительства котельной и основные технические решения, принятые в проекте 158

Глава десятая. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ КОТЕЛЬНЫХ. 160

10.1. Расчет тепловой схемы котельной с водогрейными котлами —
10.2. Расчет тепловой схемы котельной с паровыми котлами . . . 179
10.3. Расчет тепловой схемы котельной с паровыми и водогрейными котлами 193
10.4. Выбор теплоподготовительного оборудования и расчет трубопроводов 205

Глава одиннадцатая. РАСЧЕТ И ВЫБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ 211

11.1. Упрощенный аэродинамический расчет газового и воздушного тракта . . . . . —
11.2. Выбор дымососа и вентилятора 230
11.3. Выбор питательных насосов 231

Глава двенадцатая. ЗАЩИТА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ 233

12.1. Расчет рассеивания вредных примесей и выбор высоты дымовой трубы . . . . . —
12.2. Сточные воды котельных 239
12.3. Расчет устройств для очистки сточных вод от нефтепродуктов 242
12.4. Расчет устройств для очистки обмывочных вод поверхностей нагрева и сточных вод водоподготовительных установок 245

Глава тринадцатая. РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОТЕЛЬНОЙ 247

13.1. Расчет себестоимости отпущенной теплоты . . . . . —
13.2. Пример технико-экономического расчета 260

Глава четырнадцатая. КОМПОНОВКА ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНЫХ 265

14.1. Проектирование архитектурно-строительной части и компоновка оборудования . . . . . —
14.2. Примеры компоновки оборудования производственных и отопительных котельных 267

Список литературы 278

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/