

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

М. В. ШЕНОГИН

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Учебное пособие к курсовому проектированию



Владимир 2018

УДК 621.18.01  
ББК 31.361  
Ш47

Рецензенты:

Доктор технических наук  
профессор кафедры мехатроники и электронных систем автомобилей  
Владимирского государственного университета  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых  
*О. В. Веселов*

Главный инженер проекта-менеджер  
головного проектного института «Владимиргражданпроект»  
*П. Н. Скосырев*

Издается по решению редакционно-издательского совета ВлГУ

**Шеногин, М. В.**

Ш47 Проектирование теплогенерирующих установок : учеб. пособие к курсовому проектированию / М. В. Шеногин ; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2018. – 111 с. – ISBN 978-5-9984-0899-1.

Описан алгоритм проектирования теплогенерирующих установок, приведены технические характеристики котельного оборудования отечественного производства. Представлены методики расчета процесса горения топлива, конструктивных и поверочных расчетов теплообменных поверхностей паровых котлоагрегатов. Рассмотрены особенности проектирования тягодутьевого тракта и систем водоподготовки.

Предназначено для студентов вузов, обучающихся по направлению 08.03.01 – Строительство (профиль «Теплогазоснабжение и вентиляция»). Может быть полезно практикующим инженерам-теплоэнергетикам.

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС ВО.

Ил. 23. Табл. 27. Библиогр.: 22 назв.

УДК 621.18.01  
ББК 31.361

ISBN 978-5-9984-0899-1

© ВлГУ, 2018

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
1. СОСТАВ КУРСОВОГО ПРОЕКТА, ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ .....	6
2. ОБЪЕМЫ И ЭНТАЛЬПИЯ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ.....	7
2.1. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания .....	7
2.2. Определение энтальпии воздуха и продуктов сгорания.....	10
3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЛА .....	11
4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОПКИ КОТЛОАГРЕГАТА.....	20
5. ПРОВЕРОЧНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА.....	25
6. РАСЧЕТ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ.....	35
7. РАСЧЕТ ВОДЯНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРА.....	38
8. КОНСТРУКТИВНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТРУБЧАТОГО ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ .....	42
9. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ.....	44
9.1. Общие положения .....	44
9.2. Расчет газового тракта .....	51
9.3. Расчет воздушного тракта .....	61

10. РАСЧЕТ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПАРОВОЙ ПРОИЗВОДСТВЕННО-ОТОПИТЕЛЬНОЙ КОТЕЛЬНОЙ .....	67
11. ВОДОПОДГОТОВКА И ВОДНО-ХИМИЧЕСКИЙ РЕЖИМ КОТЕЛЬНОЙ .....	78
12. ОРГАНИЗАЦИОННЫЕ И ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОНОМНЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛА .....	85
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	93
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	94
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	97

## ВВЕДЕНИЕ

Климатические условия России вынуждают жителей всех регионов страны вкладывать средства в создание и функционирование систем жизнеобеспечения, к которым относятся системы отопления, теплоснабжения и вырабатывающие для них тепловую энергию теплогенерирующие установки (ТГУ).

Последние 100 лет теплоснабжение в нашей стране развивалось в основном по пути централизованной выработки и поставки тепла потребителям. Это привело к тому, что в России построено и эксплуатируется огромное количество разных источников теплоснабжения: тепловых электростанций, котельных и теплогенераторных.

По сведениям департамента ЖКХ администрации Владимирской области, в 2018 г. в регионе было зарегистрировано 1374 котельных, причем на газе работало 65,3 %, на угле – 13,3 %, дровах – 11,2 %, электроэнергии – 7,9 %, торфе – 1,1 %, мазуте – 0,9 %, на печном топливе – 0,3 %.

Независимо от вида топлива, размера, мощности, степени централизации, размещения, наличия персонала, формы собственности и прочих важных характеристик все котельные объединяет наличие в них ТГУ – котлоагрегатов.

Котлоагрегат – «сердце» любой котельной. Он представляет собой конструктивно объединенный комплекс устройств, предназначенных для получения нагретого теплоносителя (воды, пара, воздуха, масла) за счет сжигания топлива. От степени технического совершенства котлоагрегата зависит коэффициент полезного действия котельной, а значит, расход топлива и себестоимость вырабатываемой тепловой энергии.

Проектирование ТГУ – процесс, включающий выполнение расчетов горения топлива, тепловых, гидравлических и прочностных расчетов, взаимосвязанных между собой. Проектирование ТГУ подразумевает также разработку тепловой схемы и подбор основного оборудования котельной.

Учебное пособие предназначено для студентов, выполняющих курсовое проектирование по дисциплине «Теплогенерирующие установки», которое является важным этапом подготовки специалистов по направлению 08.03.01 – Строительство (профиль «Теплогазоснабжение и вентиляция»).

# 1. СОСТАВ КУРСОВОГО ПРОЕКТА, ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Курсовой проект по дисциплине «Теплогенерирующие установки» включает в себя расчетную и графическую части, которые оформляются в соответствии с требованиями ГОСТ 21.1101-2013.

Расчетная часть (пояснительная записка) оформляется как текстовый документ на листах формата А4. Она должна содержать следующие обязательные листы и пронумерованные разделы:

Титульный лист

Задание на курсовой проект

1. Содержание
2. Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания
3. Расчет теплового баланса котлоагрегата
4. Тепловой расчет топки котлоагрегата
5. Проверочный тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева
6. Расчет пароперегревателя
7. Расчет водяного экономайзера
8. Конструктивный тепловой расчет трубчатого воздухоподогревателя
9. Аэродинамический расчет теплогенерирующей установки
10. Расчет принципиальной тепловой схемы котельной
11. Расчет водоподготовительной установки котельной
12. Библиографический список

Графическая часть курсового проекта должна содержать следующие листы и графические изображения:

Лист 1. План и разрезы котлоагрегата в масштабе 1:50 (рекомендуется использовать формат листа А1, пример – см. прил. 1)

Лист 2. Тепловая схема и экспликация основного оборудования котельной (рекомендуется использовать формат листа А1 или А2)

Лист 3. План и разрезы котельной в масштабе 1:100 (рекомендуется использовать формат листа А1)

Задание на курсовой проект может быть изменено преподавателем по согласованию со студентом в индивидуальном порядке и дополнено научно-исследовательским разделом. Задание может быть выдано на несколько человек для групповой (командной) работы студентов.

Перед началом работы необходимо выбрать исходные данные в соответствии с номером варианта (номером студента по журналу группы) из таблиц прил. 2 и оформить задание на курсовой проект в соответствии с образцом, представленным в прил. 3.

## 2. ОБЪЕМЫ И ЭНТАЛЬПИЯ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

### 2.1. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания

Теоретическое количество сухого воздуха, ( $\text{м}^3/\text{кг}$ , в случае, когда коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1$ ), необходимое для полного сгорания твердого или жидкого топлива, определяется по формуле

$$V^0 = 0,0889 (C^p + 0,375 S_{o+k}^p) + 0,256 H^p - 0,0333 O^p. \quad (2.1)$$

Теоретические объемы продуктов сгорания топлива, полученные при полном сгорании с теоретически необходимым количеством воздуха ( $\alpha = 1$ ), определяются в зависимости от вещества по следующим формулам:

а) теоретический объем азота,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ,

$$V_{N_2}^0 = 0,79 V^0 + 0,8 \frac{N^p}{100}; \quad (2.2)$$

б) объем трехатомных газов (сумма трехатомных оксидов углерода и серы, т. е.  $CO_2 + SO_2 = RO_2$ ),  $\text{м}^3/\text{кг}$ ,

$$V_{RO_2} = 0,01866 (C^p + 0,375 S_{o+k}^p); \quad (2.3)$$

в) теоретический объем водяных паров,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ,

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 H^p + 0,0124 W^p + 0,0161 V^0. \quad (2.4)$$

При наличии парового дутья или парового распыливания мазута при расходе пара  $G$  в величину  $V_{H_2O}^0$  дополнительно включается слагаемое  $1,24G$ , где  $G = 0,05 \dots 1,0$  кг пара/кг мазута.

Теоретическое количество сухого воздуха,  $\text{м}^3/\text{м}^3$  (в случае, когда коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1$ ), необходимое для полного сгорания газообразного топлива, определяется по формуле

$$V^0 = 0,0476 \left[ 0,5CO_2 + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right], \quad (2.5)$$

где  $m$  – количество атомов углерода;

$n$  – количество атомов водорода.

Теоретические объемы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании топлива с необходимым количеством воздуха ( $\alpha = 1$ ),  $\text{м}^3/\text{м}^3$ , определяются по следующим формулам:

а) теоретический объем азота

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 V^0 + \frac{\text{N}_2}{100}; \quad (2.6)$$

б) объем трехатомных газов ( $\text{RO}_2$ )

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m\text{C}_m\text{H}_n); \quad (2.7)$$

в) теоретический объем водяных паров

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 \left( \text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \frac{\sum n}{2\text{C}_m\text{H}_n} + 0,124 d_{\text{г. тл}} \right) + 0,0161 V, \quad (2.8)$$

где  $d_{\text{г. тл}}$  – влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к  $1 \text{ м}^3$  сухого воздуха,  $\text{г}/\text{м}^3$ ; в курсовом проекте влагосодержание газообразного топлива рекомендуется принимать  $d_{\text{г. тл}} = 10 \text{ г}/\text{м}^3$ .

Расчет объемов продуктов сгорания для любого вида топлива рекомендуется вести в табличной форме (табл. 2.1), составленной для котла с четырьмя газоходами. Для котлоагрегатов с другой структурой поверхностей нагрева (газоходов), например, при наличии пароперегревателя (ПП) или воздухоподогревателя (ВЗП), в табл. 2.1 добавляются дополнительные столбцы для этих поверхностей нагрева.

Значение коэффициентов воздуха в поверхностях нагрева котлоагрегата определяется следующим образом:

$$\alpha''_{\text{Iкп}} = \alpha''_{\text{т}} + \Delta\alpha_{\text{Iкп}}, \quad (2.9)$$

$$\alpha''_{\text{IIкп}} = \alpha''_{\text{Iкп}} + \Delta\alpha_{\text{IIкп}}, \quad (2.10)$$

$$\alpha''_{\text{вэ}} = \alpha_{\text{ух}} = \alpha''_{\text{IIкп}} + \Delta\alpha_{\text{вэ}}, \quad (2.11)$$

где  $\alpha''_{\text{т}}$ ,  $\alpha''_{\text{Iкп}}$ ,  $\alpha''_{\text{IIкп}}$ ,  $\alpha''_{\text{вэ}}$  – коэффициенты избытка воздуха соответственно в топке, первом котельном пучке, втором котельном пучке и водяном экономайзере котлоагрегата;

$\Delta\alpha''_{\text{Iкп}}$ ,  $\Delta\alpha''_{\text{IIкп}}$ ,  $\Delta\alpha''_{\text{вэ}}$  – присосы воздуха соответственно в первый котельный пучок, второй котельный пучок и водяной экономайзер котлоагрегата.

Таблица 2.1

## Расчет объема компонентов дымовых газов в газоходах котлоагрегата

Исходные данные для расчета:  $V^0 =$                        $V_{N_2}^0 =$                        $V_{RO_2} =$                        $V_{H_2O}^0 =$                        $A^p =$ 

Показатель	Единица измерения	Газоходы			
		Топка Т	I котельный пучок Iкп	II котельный пучок IIкп	Водяной экономайзер ВЭ
1	2	3	4	5	6
Коэффициент избытка воздуха за газоходом $\alpha''$	–	$\alpha_T'' =$	$\alpha_{Iкп} =$	$\alpha_{IIкп} =$	$\alpha_{вэ} = \alpha_{ух} =$
Средние значения коэффициента в газоходах $\alpha_{ср}$	–	$\alpha_T''$	$\frac{\alpha_T'' + \alpha_{Iкп}''}{2}$	$\frac{\alpha_{Iкп}'' + \alpha_{IIкп}''}{2}$	$\frac{\alpha_{IIкп}'' + \alpha_{ух}}{2}$
Объем водяных паров $V_{H_2O}^0 = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_{ср} - 1)V^0$	м <sup>3</sup> /кг (м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup> )	–	–	–	–
Объем дымовых газов $V_T = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 + (\alpha_{ср} - 1)V^0$	м <sup>3</sup> /кг (м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup> )	–	–	–	–
Объемная доля сухих трехатомных газов $r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_T}$	–	–	–	–	–
Объемная доля водяных паров $r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}^0}{V_T}$	–	–	–	–	–
Суммарная объемная доля трехатомных газов и водяных паров $r_{п} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	–	–	–	–	–
Безразмерная концентрация золы в дымовых газах $\mu_{зл} = \frac{A^p \alpha_{уН}}{100 G_T}$	кг/кг	–	–	–	–

При сжигании жидких и газообразных топлив значение  $\alpha''_T$  принимается равным 1,1. При сжигании твердых топлив значение коэффициента избытка воздуха в топке определяется из таблицы прил. 4. Значения величин присосов воздуха в газоходах определяются по таблице прил. 5.

Масса дымовых газов в любой поверхности нагрева котлоагрегата, кг/кг, определяется по формуле

$$G_T = 1 - \frac{A^P}{100} + 1,306\alpha V^0, \quad (2.12)$$

где  $A^P$  – содержание золы в рабочем топливе;

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха в соответствующем дымоходе.

## 2.2. Определение энтальпии воздуха и продуктов сгорания

Энтальпии дымовых газов на 1 кг (1 м<sup>3</sup>) топлива, кДж/кг, подсчитываются по формуле

$$H_T = H_T^0 + (\alpha - 1)H_B^0, \quad (2.13)$$

где  $H_T^0$  – энтальпия газов при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1$  и температуре газов  $\vartheta$ , °С, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$H_B^0$  – энтальпия теоретически необходимого воздуха при нормальных условиях, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>).

Рассчитанные значения  $H_T^0$  и  $H_B^0$  для твердых, жидких и газообразных топлив приведены в прил. 6.

К энтальпии дымовых газов следует добавлять энтальпию золы, кДж/кг,

$$H_{зл} = (c\vartheta)_{зл} \frac{A^P}{100} \alpha_{ун}, \quad (2.14)$$

где  $(c\vartheta)_{зл}$  – энтальпия 1 кг золы (см. прил. 5);

$\alpha_{ун}$  – доля золы топлива, уносимой газами (см. прил. 6), %.

Значения энтальпий продуктов сгорания сводят в таблицу (табл. 2.2).

При составлении  $H - \vartheta$ -таблицы рекомендуется для каждого значения коэффициента избытка воздуха определять величину  $H$  в пределах, немного превышающих реально возможные температуры в газоходах. Около величины  $H$  целесообразно помещать величину  $\Delta H$  – разность двух соседних по вертикали значений  $H$  при одном значении  $\alpha$ .

Таблица 2.2

*H – θ-таблица (энтальпия продуктов сгорания)*

°С	$H_{\Gamma}^0$ , кДж/кг (кДж/м <sup>3</sup> )	$H_{\text{В}}^0$ , кДж/кг (кДж/м <sup>3</sup> )	$(c\theta)_{\text{зл}}$ , кДж/(кг · °С)	$H_{\text{зл}} = (c\theta)_{\text{зл}} \frac{A^p}{100} \alpha_{\text{ун}}$ , кДж/кг
1	2	3	4*	5*
100				
...				
1900				

$H = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_{\text{В}}^0 + H_{\text{зл}}^*$							
Топка $\alpha''_{\Gamma}$		I котельный пучок $\alpha''_{\text{Iкп}}$		II котельный пучок $\Delta\alpha_{\text{IIкп}}$		Водяной экономайзер $\alpha''_{\text{вэ}} = \alpha_{\text{ух}}$	
$H$	$\Delta H$	$H$	$\Delta H$	$H$	$\Delta H$	$H$	$\Delta H$
6	7	8	9	10	11	12	13
100							
...							
1900							

\* Для жидких и газообразных топлив столбец исключается.

Для удобства проведения расчетов на миллиметровой бумаге на основе значений  $H - \theta$ -таблицы строится  $H - \theta$ -диаграмма.

### 3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЛА

Тепловой баланс котельного агрегата – это следующее из всемирного закона сохранения энергии равенство количества располагаемой теплоты топлива, поступающего в котел, сумме полезно используемой в нем теплоты и тепловых потерь. На основании теплового баланса котельного агрегата определяют расход топлива и коэффициент полезного действия (КПД), который является важнейшей характеристикой энергетической эффективности работы котла.

Для котлов низкого давления:

а) при сжигании твердого топлива принимают, кДж/кг,

$$Q_{\text{р}}^{\text{п}} = Q_{\text{н}}^{\text{п}}; \quad (3.1)$$

б) при сжигании мазута, кДж/м<sup>3</sup>,

$$Q_{\text{р}}^{\text{п}} = Q_{\text{н}}^{\text{п}} + h_{\text{тл}}; \quad (3.2)$$

в) при сжигании газообразного топлива, кДж/м<sup>3</sup>,

$$Q_{\text{р}}^{\text{п}} = Q_{\text{н}}^{\text{с}}. \quad (3.3)$$

В формулах (3.1) – (3.3)  $Q_p^p$  – располагаемое тепло, поступающее в котлоагрегат с топливом; располагаемое тепло на 1 кг твердого, жидкого, кДж/кг, или на 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива  $Q_p^p$ , кДж/м<sup>3</sup>, определяется соответственно по формулам

$$Q_p^p = Q_H^p + h_{\text{ТЛ}} - q_k, \quad (3.4)$$

$$Q_p^p = Q_H^c + h_{\text{ТЛ}}, \quad (3.5)$$

где  $Q_H^p$  и  $Q_H^c$  – низшая теплота сгорания рабочей массы твердого, жидкого топлива и соответственно сухой массы газообразного топлива, кДж/кг и кДж/м<sup>3</sup>;

$h_{\text{ТЛ}}$  – физическое тепло топлива, кДж/кг и кДж/м<sup>3</sup>, определяемое по формуле

$$h_{\text{ТЛ}} = c_{\text{ТЛ}} t_{\text{ТЛ}}, \quad (3.6)$$

где  $c_{\text{ТЛ}}$  – теплоемкость рабочего топлива, кДж/(кг · °С) и кДж/(м<sup>3</sup> · °С), принимается по табл. 2 – 10 [18], для мазута теплоемкость, кДж/(кг · °С), можно рассчитать по формуле

$$c_{\text{ТЛ}} = 1,74 + 0,0025t_{\text{ТЛ}}, \quad (3.7)$$

где  $t_{\text{ТЛ}}$  – температура топлива, °С;

$q_k$  – тепло, затраченное на разложение карбонатов при сжигании сланцев, кДж/кг, подсчитывается по формуле

$$Q_k = 40,7k(\text{CO}_2)_k^p, \quad (3.8)$$

где  $k$  – коэффициент разложения карбонатов, принимается при слоевом сжигании сланцев равным 0,7, а при камерном – 1,0.

Потеря тепла с уходящими газами, %, определяется по формуле

$$q_2 = \frac{(H_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} H_{\text{XB}}^0) (100 - q_4)}{Q_p^p}, \quad (3.9)$$

где  $H_{\text{yx}}$  – энтальпия уходящих газов при соответствующем избытке воздуха  $\alpha_{\text{yx}}$  и температуре  $\vartheta_{\text{yx}}$ , определяется по  $H - \vartheta$ -диаграмме, кДж/кг или кДж/м<sup>3</sup>;

$H_{\text{XB}}^0$  – энтальпия теоретически необходимого количества холодного воздуха, кДж/кг или кДж/м<sup>3</sup>, определяемая по формуле

$$H_{\text{XB}}^0 = c_{\text{XB}} t_{\text{XB}} V^0, \quad (3.10)$$

где  $c_{\text{XB}}$  – теплоемкость воздуха, кДж/(кг · °С);

$t_{\text{XB}}$  – температура воздуха, °С;

$V^0$  – теоретический объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 кг твердого или жидкого и 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива при  $\alpha = 1$ , рассчитанный по формуле (2.5);

$q_4$  – потеря тепла от механической неполноты сгорания топлива;

$Q_p^p$  – располагаемое тепло, поступающее в котлоагрегат с топливом, кДж/кг или кДж/м<sup>3</sup>, определяемое по формулам (3.1) – (3.5).

Для котлов небольшой производительности ( $D \leq 20$  кг/с) температуру уходящих газов рекомендуется определять в зависимости от температурных напоров (между температурами газов и питательной воды) на «холодном» конце экономайзера и на «горячем» конце воздухоподогревателя. Как правило, температурный напор на «холодном» конце экономайзера принимают из диапазона  $\Delta t_{\text{эк}} = 30 \dots 80$  °С. При установке к котлам низкого давления воздухоподогревателя температурный напор на его «горячем» конце принимается в пределах  $\Delta t_{\text{вп}} = 50 \dots 140$  °С.

В котлах низкого давления (давление пара 0,8...1,6 МПа) с хвостовыми поверхностями нагрева температура уходящих газов должна быть не ниже величин, указанных в табл. 3.1.

Таблица 3.1

*Рекомендуемые величины температур уходящих газов*

Топливо	$\vartheta_{\text{ух}}$ , °С
Угли с $W_{\text{пр}} < 0,7$ и природный газ	120...130
Угли с $W_{\text{пр}} = 1,0 \dots 5,0$	140...150
Мазут	По табл. 3.2
Торф и древесные отходы	170...190

*Примечание.*  $W^{\text{пр}}$  – приведенная влажность топлива, определяется по формуле  $W^{\text{пр}} = \frac{10^3 W^p}{Q_n^p}$ . Составляющие формулы  $W^p$  и  $Q_n^p$  являются исходными данными для курсового проекта и выписываются студентами из таблиц прил. 2. Формула представлена в примеч. 2 к прил. 4.

При сжигании мазута расчетное значение температуры уходящих газов при номинальной нагрузке котла принимается в зависимости от содержания серы по табл. 3.2.

Потеря тепла от химической неполноты сгорания  $q_3$ , %, при слоевом и камерном сжигании твердых топлив определяется по прил. 4. При сжигании жидких и газообразных топлив в котлах низкого давления составляющая  $q_3$  принимается равной 0,3...0,4 %.

Таблица 3.2

*Рекомендуемая температура уходящих газов при сжигании мазутов*

Содержание серы $S^p$ , %	До 1,0	1,1...2,0	2,1...3,0	Более 3,0
Температура уходящих газов $\vartheta_{yx}$ , °C	140	150	160	165

Потеря тепла от механической неполноты сгорания топлива  $q_4$ , %, при слоевом сжигании твердых топлив принимается по прил. 4. При сжигании газообразного и жидкого топлив  $q_4 = 0$  %.

Потеря тепла от наружного охлаждения для стационарных теплогенераторов обозначается  $q_5$ .

Если нагрузка котлоагрегата отличается от номинальной, то  $q_5$ , %, определяется по формуле

$$q_5 = q_5^{\text{ном}} \frac{D_{\text{ном}}}{D_{\text{ф}}}, \quad (3.11)$$

где  $q_5^{\text{ном}}$  – потеря тепла от наружного охлаждения при номинальной нагрузке (принимается по табл. 3.3 или графику, изображенному на рисунке на с. 15);  $D_{\text{ном}}$ ,  $D_{\text{ф}}$  – номинальная и фактическая нагрузка котла, кг/с (т/ч).

Таблица 3.3

*Потеря теплоты от наружного охлаждения парового котла*

Номинальная производительность котла, кг/с (т/ч)	Потеря теплоты $q_5$ , %	
	собственно котла	котла с хвостовыми поверхностями
1	2	3
0,55 (2)	3,4	3,8
1,11 (4)	2,1	2,9
1,67 (6)	1,6	2,4
2,22 (8)	1,2	2,0
2,78 (10)	–	2,0
4,16 (15)	–	1,7
5,55 (20)	–	1,5
5,55 (20)	–	1,2
1	2	3
1	2	3
11,11 (40)	–	1,0
16,66 (30)	–	0,9
22,22 (80)	–	0,8
27,77 (100)	–	0,7
55,55 (200)	–	0,6
83,33 (300)	–	0,5

Потери с физическим теплом шлака  $q_{6\text{шл}}$ , %, определяются по формуле

$$q_6 = \frac{\alpha_{\text{шл}} (c\vartheta)_{\text{зл}} A^p}{100 Q_{\text{H}}^p}, \quad (3.12)$$

где  $\alpha_{\text{шл}} = 1 - \alpha_{\text{ун}}$ ;  $\alpha_{\text{ун}}$  находится по прил. 4;

$(c\vartheta)_{\text{зл}}$  – энтальпия золы, кДж/кг; определяется в зависимости от температуры по прил. 6.

Температура золы (шлака) при твердом шлакоудалении принимается равной 600 °С.

Некоторые конструктивные и расчетные характеристики паровых котлов серий ДКВР, Е и ДЕ приведены в табл. 3.4 – 3.6.

Коэффициент полезного действия котла брутто (характеризующий степень его технического совершенства) определяется из выражения

$$\eta_{\text{к. а}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{6\text{шл}}), \% \quad (3.13)$$

Коэффициент сохранения тепла находится по формуле

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{q_5 + \eta_{\text{к. а}}^{\text{бр}}}. \quad (3.14)$$

Тепло, полезно отданное в котле, кВт, определяется из уравнения

$$Q_{\text{к. а}} = D_{\text{пе}} (h_{\text{пе}} - h_{\text{пв}}) + D_{\text{нп}} (h_{\text{нп}} - h_{\text{пв}}) + D_{\text{пр}} (h_{\text{кип}} - h_{\text{пв}}), \quad (3.15)$$

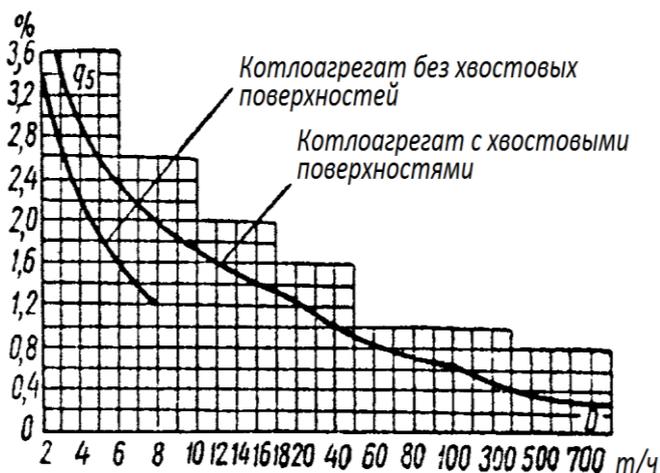
где  $D_{\text{пе}}$  – количество выработанного перегретого пара, кг/с;

$h_{\text{пе}}$  – энтальпия перегретого пара, кДж/кг, определяемая по значениям  $P_{\text{пе}}$  и  $t_{\text{пе}}$  согласно заданию на проектирование;

$h_{\text{пв}}$  – энтальпия питательной воды, кДж/кг, определяемая по значениям  $p_{\text{пв}}$  и  $t_{\text{пв}}$ ;

$D_{\text{нп}}$  – количество выработанного насыщенного пара, кг/с, отданного помимо пароперегревателя с энтальпией  $h_{\text{нп}}$ ;

$h_{\text{нп}}$  – энтальпия насыщенного пара, кДж/кг, определяемая по значению давления в барабане котла;



Потери тепла от наружного охлаждения

$D_{\text{пр}}$  – расход воды на продувку котла, кг/с, с энтальпией при ее кипении  $h_{\text{кип}}$ , кДж/кг, определяемый по значению давления в барабане котла:

$$D_{\text{пр}} = \frac{\Pi}{100} D, \quad (3.16)$$

где  $\Pi$  – процент продувки, %, определяется заданием на проектирование;  $D$  – производительность котла, кг/с.

Если по заданию на проектирование котлоагрегат вырабатывает перегретый пар, то второе слагаемое в формуле (3.15) равно нулю (отсутствует). Если котлоагрегат вырабатывает насыщенный пар, то отсутствует первое слагаемое формулы (3.15). Расход топлива, подаваемого в топку котлоагрегата, м<sup>3</sup>/с, определяется по формуле

$$B = \frac{Q_{\text{к. а}}}{Q_{\text{р}} \eta_{\text{к. а}}^{\text{бр}}} 100, \quad (3.17)$$

где  $\eta_{\text{к. а}}$  – КПД брутто котлоагрегата, %.

Тепло, внесенное поступающим в котельный агрегат воздухом  $Q_{\text{в. вн}}$ , кДж/кг или кДж/м<sup>3</sup>, при подогреве последнего вне агрегата определяется по формуле

$$Q_{\text{в. вн}} = \beta' [(H_{\text{хв}}^0)' - H_{\text{в}}^0], \quad (3.18)$$

где  $\beta'$  – отношение количества воздуха на входе в котел (в воздухоподогреватель) к теоретически необходимому;

$(H_{\text{хв}}^0)'$  и  $H_{\text{в}}^0$  – энтальпии теоретически необходимого количества воздуха на входе в котельный агрегат и холодного воздуха, которые определяются по  $H - \theta$ -таблице, кДж/кг или кДж/м<sup>3</sup>.

При отсутствии особых указаний температура воздуха, поступающего в котел, в курсовом проекте принимается равной 30 °С.

Тепло  $Q_{\text{ф}}$ , вносимое в котельный агрегат паровым дутьем, кДж/кг, определяется по формуле

$$Q_{\text{ф}} = G_{\text{ф}} (h_{\text{ф}} - 2520), \quad (3.19)$$

где  $G_{\text{ф}}$  и  $h_{\text{ф}}$  – соответственно расход и энтальпия пара, идущего на распыливание топлива, кг/кг и кДж/кг. Для подсчета объемов продуктов сгорания, воздуха и теплоты, отданной дымовыми газами в котлоагрегате, (м<sup>3</sup>/с)/(кг/с), используют расчетный расход топлива, вычисляемый с учетом механической неполноты сгорания  $q_4$  по формуле

$$B_{\text{р}} = B \left( 1 - \frac{q_4}{100} \right). \quad (3.20)$$

При сжигании газообразного и жидкого топлив  $q_4 = 0$ ,  $B_{\text{р}} = B$ , м<sup>3</sup>/с или кг/с.

Таблица 3.4

## Основные характеристики котлов ДКВР

Параметр	Обозначение	ДКВР-2,5-13	ДКВР-4-13	ДКВР-4-13-250	ДКВР-6,5-13/ ДКВР-6,5-23	ДКВР-6,5-13-250/ ДКВР-6,5-23-370	ДКВР-10-13/ ДКВР-10-23	ДКВР-10-13-250/ ДКВР-10-23-370
Паропроизводительность, т/ч	$D$	2,5	4,0	4,0	6,5	6,5	10	10
Рабочее давление, кг/см <sup>2</sup>	$P$	13	13	13	13/23	13/23	13/23	13/23
Температура пара, °С	$t_p$	Насыщ.	Насыщ.	250	Насыщ.	250/370	Насыщ.	250/370
Объем топки с камерой догорания, м <sup>3</sup>	$V_t$	10,4	13,0	13,0	20,4	20,4	39,3	39,3
Поверхность нагрева экранов, м <sup>2</sup>	$H_{л}$	16,7	21	21	27	27	37	37
Поверхность нагрева конвективного пучка, м <sup>2</sup>	$H_{кп}$	58	99	88	171	151	227	202
Поверхность нагрева пароперегревателя, м <sup>2</sup>	$H_{пер}$	–	–	8,5	–	10,6	–	17,1
Диаметр экранных и кипяtilьных труб, мм	$d_э$	51 × 2,5	–	–	–	–	–	–
Диаметр труб пароперегревателя, мм	$d_{пер}$	–	–	32 × 3	–	32 × 3	–	32 × 3
Шаг труб боковых экранов, мм	$S_б$	80	80	80	80	80	80	80
Шаг труб фронтальных и задних экранов, мм	$S_ф$	–	–	–	–	–	130	130

Окончание табл. 3.4

Параметр	Обозначение	ДКВР-2,5-13	ДКВР-4-13	ДКВР-4-13-250	ДКВР-6,5-13/ ДКВР-6,5-23	ДКВР-6,5-13-250/ ДКВР-6,5-23-370	ДКВР-10-13/ ДКВР-10-23	ДКВР-10-13-250/ ДКВР-10-23-370
Продольный шаг труб кипятильного пучка, мм	$S_1$	100	100	100	100	100	100	100
Поперечный шаг труб кипятильного пучка, мм	$S_2$	110	110	110	110	110	110	110
Живое сечение, м <sup>2</sup> : в котельном пучке	$F_{\text{кп}}$	0,52	0,84	0,81	1,24	1,19	1,28	1,25
в пароперегревателе	$F_{\text{пер}}$	–	–	1,13	–	1,85	–	1,88
Размеры окон, м: вход в котельный пучок (ширина/средняя высота)	–	0,575/2,5	0,65/2,48	0,65/2,48	0,895/2,48	0,895/2,48	0,97/2,5	0,97/2,5
перегородка в середине газохода (ширина/ средняя высота)	–	0,49/2,48	0,56/2,47	0,56/2,47	0,87/2,47	0,87/2,47	0,87/2,47	0,87/2,47
выход из котельного пучка (ширина/средняя высота)	–	0,54/2,49	0,54/2,49	0,54/2,49	0,565/2,33	0,565/2,33	0,8/2,45	0,8/2,45

Таблица 3.5

## Основные характеристики котлов серии Е

Параметр	Е-10-14 ГМ	Е-10-14- 225 ГМ	Е-25-14 ГМ	Е-25-14- 250 ГМ	Е-25-24- 250 ГМ
Паропроизводительность, т/ч	10	10	25	25	25
Давление пара, кг/см <sup>2</sup> (МПа)	14 (1,37)	14 (1,37)	14 (1,37)	14 (1,37)	24 (3,5)
Температура пара, °С: пара питательной воды	194 100	225 100	194 100	225 100	250 100
Объем топочной камеры, м <sup>3</sup>	17,4	17,4	29,0	29,0	29,0
Площадь поверхности, м <sup>2</sup> : радиационной конвективной пароперегревателя водяного экономайзера воздухоподогревателя	39,02 110,00 – 236,00 –	39,02 110,00 15,02 236,00 –	60,46 209,80 – 808,20 –	60,46 200,60 10,80 808,20 –	60,46 200,60 10,80 808,20 –

Таблица 3.6

## Основные характеристики котлов серии ДЕ

Параметр	Обозна- чение	ДЕ-4- 14 ГМ	ДЕ-6,5- 14 ГМ	ДЕ-10- 14 ГМ
Паропроизводительность, т/ч	<i>D</i>	4,0	6,5	10
Абсолютное давление в барабане, кг/см <sup>2</sup> (МПа)	<i>P</i>	14 (1,37)	14 (1,37)	14 (1,37)
Объем топочной камеры, м <sup>3</sup>	<i>V<sub>t</sub></i>	8,55	11,8	18,1
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup> : радиационной (лучевоспринимающей) конвективной	<i>H<sub>л</sub></i> <i>H<sub>к</sub></i>	22,0 48,0	28,0 67,0	39,0 116,0
Наружный диаметр и толщина труб, мм: экрана конвективного пучка	<i>d<sub>э</sub></i> <i>d<sub>кп</sub></i>	51 × 2,5 51 × 2,5	51 × 2,5 51 × 2,5	51 × 2,5 51 × 2,5
Шаг труб, мм: экранов кипятельного пучка, продольный кипятельного пучка, поперечный	<i>S<sub>3</sub></i> <i>S<sub>1</sub></i> <i>S<sub>2</sub></i>	50 90 110	50 90 110	50 90 110

#### 4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОПКИ КОТЛОАГРЕГАТА

В топочном устройстве котлоагрегата одновременно и совместно происходят два процесса: сжигание топлива с выделением теплоты и ее передача ограждающим поверхностям топочной камеры.

Поверочный тепловой расчет топки котлоагрегата заключается в определении температуры газов на выходе из топки для существующей конструкции котла.

Температура газов на выходе из топки, °С, определяется по формуле

$$\theta''_T = \frac{T_a}{1 + MBu^{0,3} \left( \frac{5,6 \cdot 10^{-11} \Psi_{cp} F_{ст} T_a^3}{\varphi B_p V c'_{cp}} \right)} - 273, \quad (4.1)$$

где  $T_a$  – адиабатическая температура горения, °С;

$M$  – безразмерный параметр, учитывающий положение максимума температуры пламени по высоте топки;

$Bu$  – безразмерный критерий Бугера, учитывающий ослабление лучевой составляющей теплообмена в топке котла;

$\Psi_{cp}$  – средний безразмерный коэффициент тепловой эффективности экранов;

$F_{ст}$  – площадь ограждающей поверхности стен топочной камеры, м<sup>2</sup>;

$\varphi$  – коэффициент сохранения тепла в котле;

$B_p$  – расчетный расход топлива, (м<sup>3</sup>/с) / (кг/с);

$V c'_{cp}$  – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, кДж/(кг · К).

Все величины, входящие в формулу, а также необходимые для определения этих величин зависимости и пояснения будут представлены далее.

*Определение адиабатической температуры горения  $T_a$ .* Для этого необходимо предварительно рассчитать полезное тепловыделение в топке для котлов низкого давления, кДж/кг, по формуле

$$Q_T = Q_p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B, \quad (4.2)$$

где  $Q_B$  – теплота, вносимая в топку воздухом, кДж/кг, рассчитывается по формуле

$$Q_B = \alpha_T H_{XB}^0, \quad (4.3)$$

где  $\alpha_T$  – коэффициент избытка воздуха в топке;

$H_{XB}^0$  – энтальпия теоретического количества холодного воздуха.

Далее по вычисленному значению  $Q_T$  и ранее построенной  $H-\vartheta$ -диаграмме при известном  $\alpha_T$  находят  $\vartheta_a$ .

Адиабатическая температура горения, К, составит

$$T_a = \vartheta_a + 273. \quad (4.4)$$

Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива  $Vc'_{cp}$ , кДж/(кг · °С) или кДж/(кг · К), определяется по следующей формуле:

$$Vc'_{cp} = \frac{Q_T - H_T''}{\vartheta_a - \vartheta_T''}, \quad (4.5)$$

где  $H_T''$  – энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки, соответствующая  $\vartheta_T''$ , кДж/кг, определяемая по  $H-\vartheta$ -диаграмме при принятом  $\alpha_T$ ;  $\vartheta_T''$  – предварительно принятая температура дымовых газов на выходе из топки, °С, исходя из условий возможного шлакования последующих поверхностей нагрева при сжигании твердых топлив (ограничивают температуру исходя из условия, что зола не должна плавиться).

Размеры и площадь ограждающей поверхности стен топочной камеры  $F_{ст}$  определяются по чертежам котла или справочным данным. При наличии камеры догорания ее поверхность включается в  $F_{ст}$ . При выполнении курсового проекта ограждающая поверхность стен топочной камеры принимается по заданию.

Параметр  $M$  определяют в зависимости от относительного положения максимума температуры пламени по высоте топки:

$$M = 0,54 - 0,5 X_T, \quad (4.6)$$

где  $X_T$  – отношение высоты расположения осей горелок  $h_T$  (от пода топки) к общей высоте топки  $H_T$  (от пода топки до середины выходного окна из топки) в соответствии со схемой (рис. 4.1),  $X_T = X_\Gamma = \frac{h_T}{H_T}$ .

Для слоевых топок при сжигании топлива в тонком слое нужно принимать  $X_T = 0$ , а при сжигании топлив в толстом слое на подвижном или неподвижном колосниковом полотне –  $X_T = 0,14$ . Кроме того,

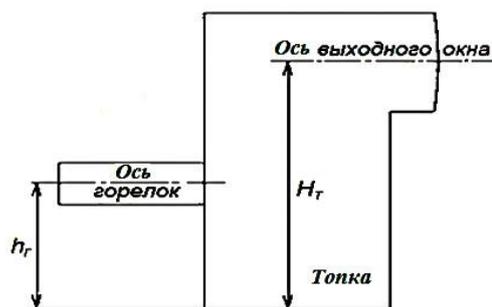


Рис. 4.1. Схема определения  $X_T$

следует учитывать, что значение параметра  $M$  для камерных газомазутных топок принимают равным 0,4, для слоевых топок – 0,46.

Средний коэффициент тепловой эффективности экранов  $\Psi_{\text{ср}}$  определяют по формуле

$$\Psi_{\text{ср}} = \frac{\sum \Psi_i F_{\text{ст}i}}{F_{\text{ст}}}, \quad (4.7)$$

где  $\Psi_i$  –  $i$ -й коэффициент тепловой эффективности,  $\Psi_i = X_i \zeta_i$ , где  $X_i$  – угловой коэффициент, определяемый по рис. 4.2 [18];  $i$  – количество экранов.

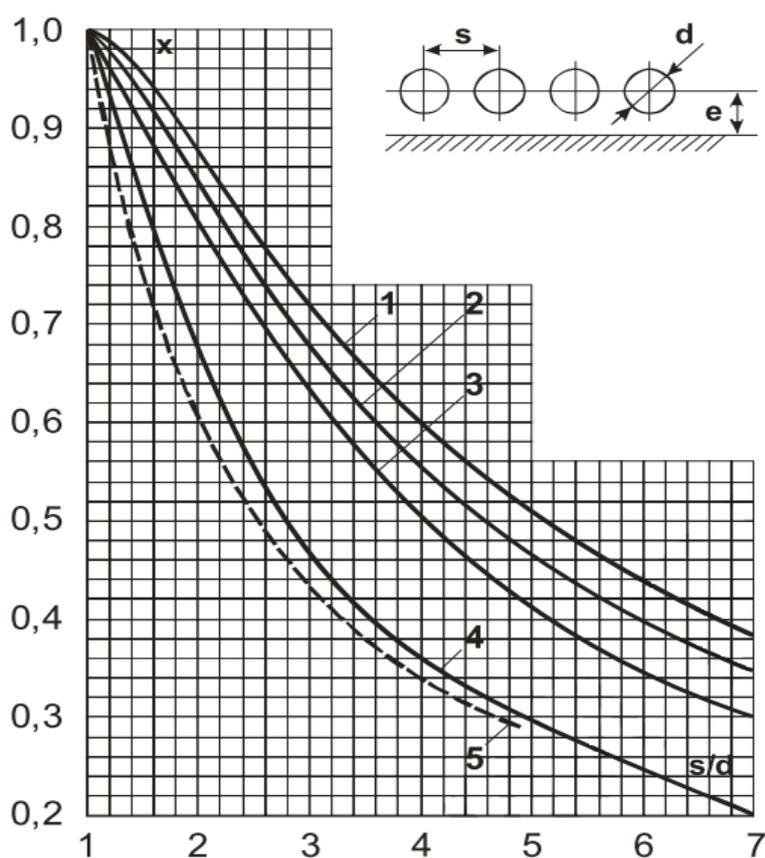


Рис. 4.2. Угловые коэффициенты однорядного гладкотрубного экрана: 1 – с учетом излучения обмуровки при  $e \geq 1,4d$ ; 2 – то же при  $e = 0,8d$ ; 3 – то же при  $e = 0,5d$ ; 4 – то же при  $e = 0$ ; 5 – без учета излучения обмуровки при  $e \geq 0,5d$

Коэффициент  $\xi_i$ , учитывающий снижение тепловосприятости вследствие загрязнения или закрытия изоляцией поверхности, принимается по таблице. Для незранированных участков стен топочной камеры (если имеются и камеры догорания) принимается  $\Psi = 0$ .

Значения коэффициента  $\xi_i$

Тип экрана	Топливо	$\xi = \Psi/X$
Открытые гладкотрубные настенные экраны	Газообразное топливо	0,65
	Мазут	0,55
	Все топлива при слоевом сжигании	0,60
Ошипованные экраны, покрытые огнеупорной массой	Все топлива	0,20
Экраны, закрытые шамотным кирпичом	Все топлива	0,10

Эффективное значение критерия Бугера  $\widetilde{Bu}$  рассчитывается из выражения

$$\widetilde{Bu} = 1,6 \ln \left( \frac{1,4 Bu^2 + Bu + 2}{1,4 Bu^2 - Bu + 2} \right). \quad (4.8)$$

Критерий Бугера  $Bu$  определяется по формуле

$$Bu = kPS, \quad (4.9)$$

где  $k$  – коэффициент ослабления лучей топочной средой при сжигании твердых топлив,  $(\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1}$ ;

$P$  – давление в топке котла,  $P = 0,1$  МПа;

$S$  – эффективная толщина излучающего слоя в топке котла, м.

$$k = k_{\Gamma} r_n + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} + k_{\text{кокс}} \mu_{\text{кокс}}, \quad (4.10)$$

где  $k_{\Gamma} r_n$  – коэффициент ослабления лучей трехатомными газами,  $(\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1}$ ;

$k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}$  – коэффициент ослабления лучей золовыми частицами,  $(\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1}$ ;

$k_{\text{кокс}} \mu_{\text{кокс}}$  – коэффициент ослабления лучей коксовыми частицами,  $(\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1}$ .

Коэффициент ослабления лучей для трехатомных газов определяется по формуле

$$k_{\Gamma} r_n = \left( \frac{7,8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \sqrt{P_n S}} - 0,1 \right) \left( 1 - 0,37 \frac{T_{\Gamma}''}{1000} \right) r_n, \quad (4.11)$$

где  $r_n$  – суммарная объемная доля трехатомных газов для топок, работающих без наддува,  $r_n = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$ ;

$T_{\Gamma}''$  – температура газов на выходе из топки, К;

$$P_n = Pr_n = 0,1 r_n. (P = 0,1 \text{ Па}).$$

Значения  $r_{\text{RO}_2}$  и  $r_{\text{H}_2\text{O}}$  берутся из табл. 2.1.

Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами определяется по формуле

$$k_{\text{зл}}\mu_{\text{зл}} = \frac{\mu_{\text{зл}}}{1 + 1,2\mu_{\text{зл}} S}, \quad (4.12)$$

где  $\mu_{\text{зл}}$  – безразмерная концентрация золы в дымовых газах, определяемая из табл. 2.1.

Величина  $A_{\text{зл}}$  составляет: для АШ (антрацит-штыб) – 1; каменных углей – 0,8; бурых углей – 0,75; торфа – 0,6.

Эффективный коэффициент ослабления лучей коксовыми частицами определяется по выражению  $k_{\text{кокс}}\mu_{\text{кокс}}$ .

Значение  $k_{\text{кокс}}\mu_{\text{кокс}}$  для АШ и Т (тощих) углей – 0,25; для каменных углей – 0,2; для бурых углей – 0,1.

Эффективная толщина излучающего слоя в топке вычисляется по формуле

$$S = 3,6 \frac{V_{\text{T}}}{F_{\text{СТ}}}, \quad (4.13)$$

где  $V_{\text{T}}$  и  $F_{\text{СТ}}$  – соответственно объем и поверхность стен топочной камеры,  $\text{м}^3$  и  $\text{м}^2$ .

Коэффициент поглощения топочной средой при сжигании газа и мазута определяют из выражения

$$k = k_r + tk_c, \quad (4.14)$$

где  $t$  – коэффициент усреднения, равный: для газа – 0,1; мазута – 0,3 в газоплотных и 0,6 в негазоплотных топках.

Коэффициент поглощения сажистыми частицами при сжигании газа и мазута,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ , рассчитывается по формуле

$$k_c = 0,03 (2 - \alpha)(1,6T_{\text{T}}'' - 0,5) \frac{C^{\text{P}}}{\text{H}^{\text{P}}}, \quad (4.15)$$

где  $\frac{C^{\text{P}}}{\text{H}^{\text{P}}}$  – углеводородное число, являющееся соотношением содержания углерода и водорода в рабочей массе топлива. Для газообразного топлива углеводородное число

$$\frac{C^{\text{P}}}{\text{H}^{\text{P}}} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m \text{H}_n, \quad (4.16)$$

где  $m$  и  $n$  – количество атомов углерода и водорода в соединении.

Необходимо отметить, что при  $\alpha_T > 2$  принимается  $k_c = 0$ .

Величины  $\varphi$  и  $B$ , входящие в формулу (4.1), принимаются из теплового баланса котла (см. разд. 3).

Если в результате расчетов значение  $\vartheta_T''$ , определенное по формуле (4.1), отличается от принятого на  $\pm 5\%$ , то расчет повторяют, скорректировав принимаемое значение  $\vartheta_T''$ .

## 5. ПРОВЕРОЧНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Основными уравнениями при расчете конвективного теплообмена являются уравнение теплопередачи (5.1), кВт, и уравнение теплового баланса (5.2), кВт:

$$Q_T = 10^3 k H \Delta t_{cp}; \quad (5.1)$$

$$Q_G = B \varphi (H' - H'' + \Delta \alpha H_{XB}^0). \quad (5.2)$$

Расчет считается завершенным при выполнении равенства  $Q_T = Q_G$  или

$$10^3 k H \Delta t_{cp} = B \varphi (H' - H'' + \Delta \alpha H_{XB}^0), \quad (5.3)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи от газов к нагреваемой среде, высчитывается из выражения

$$k = \psi \alpha_1, \quad (5.4)$$

где  $\psi$  – коэффициент тепловой эффективности, определяется по табл. 5.1, 5.2;

$\alpha_1$  – коэффициент теплопередачи от газов к стенке, Вт/(м<sup>2</sup> · °С):

$$\alpha_1 = \xi (\alpha_k + \alpha_l), \quad (5.5)$$

где  $\xi$  – коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева вследствие неравномерного омывания ее газами, для поперечно омываемых пучков  $\xi = 1,0$ ;

$\alpha_k$  – коэффициент теплоотдачи конвекций от газов к стенке, зависящий от скорости и температуры потока, диаметра и расположения труб, характера и омывания, Вт/(м<sup>2</sup> · °С) (определяется по номограммам, представленным на рис. 5.1 – 5.3);

$\alpha_l$  – коэффициент теплоотдачи излучением, зависящий от температуры газов, толщины излучающего слоя и парциальных давлений трехатомных сухих газов и водяных паров (определяется по номограмме, представленной на рис. 5.4).

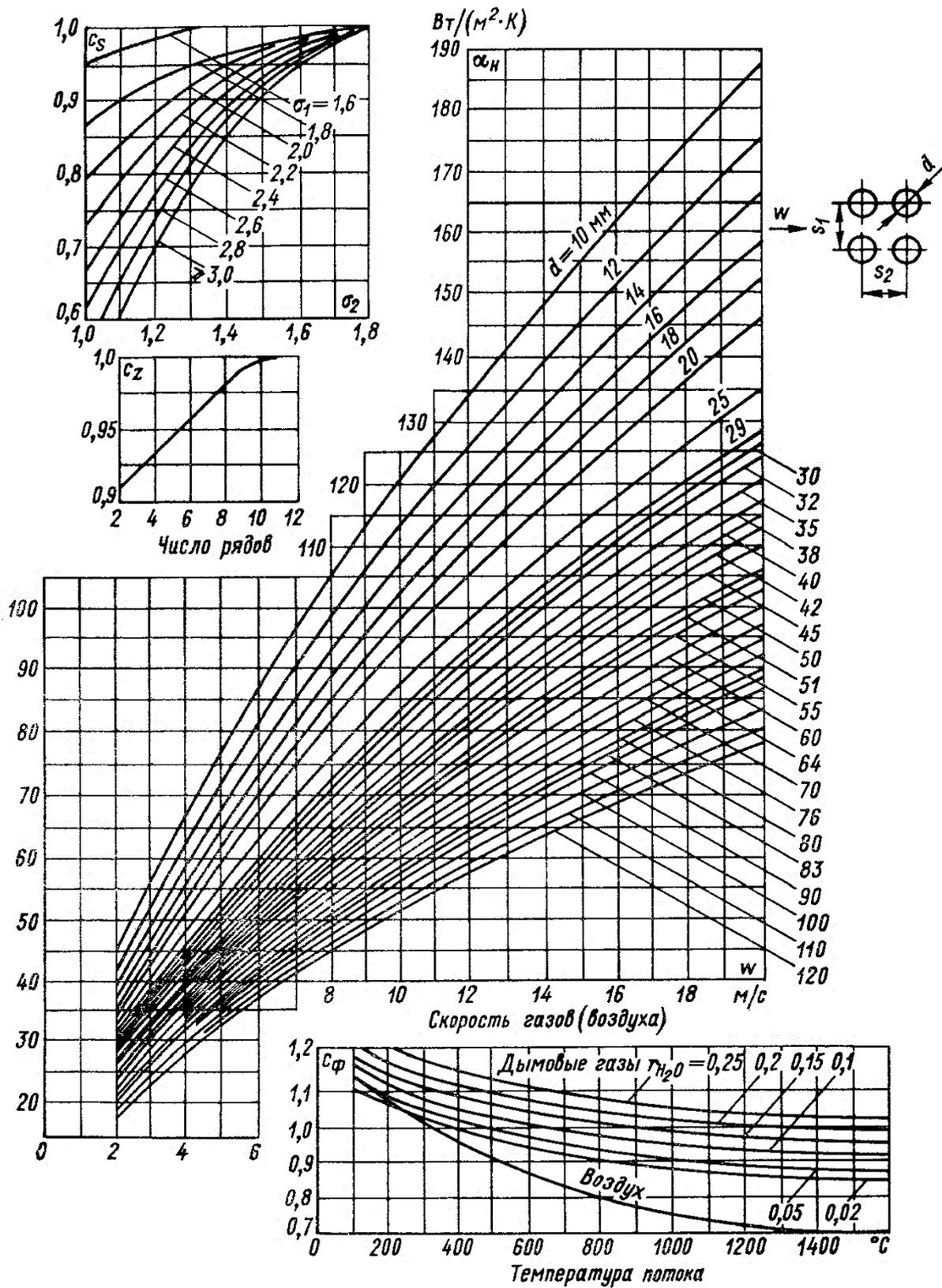


Рис. 5.1. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков

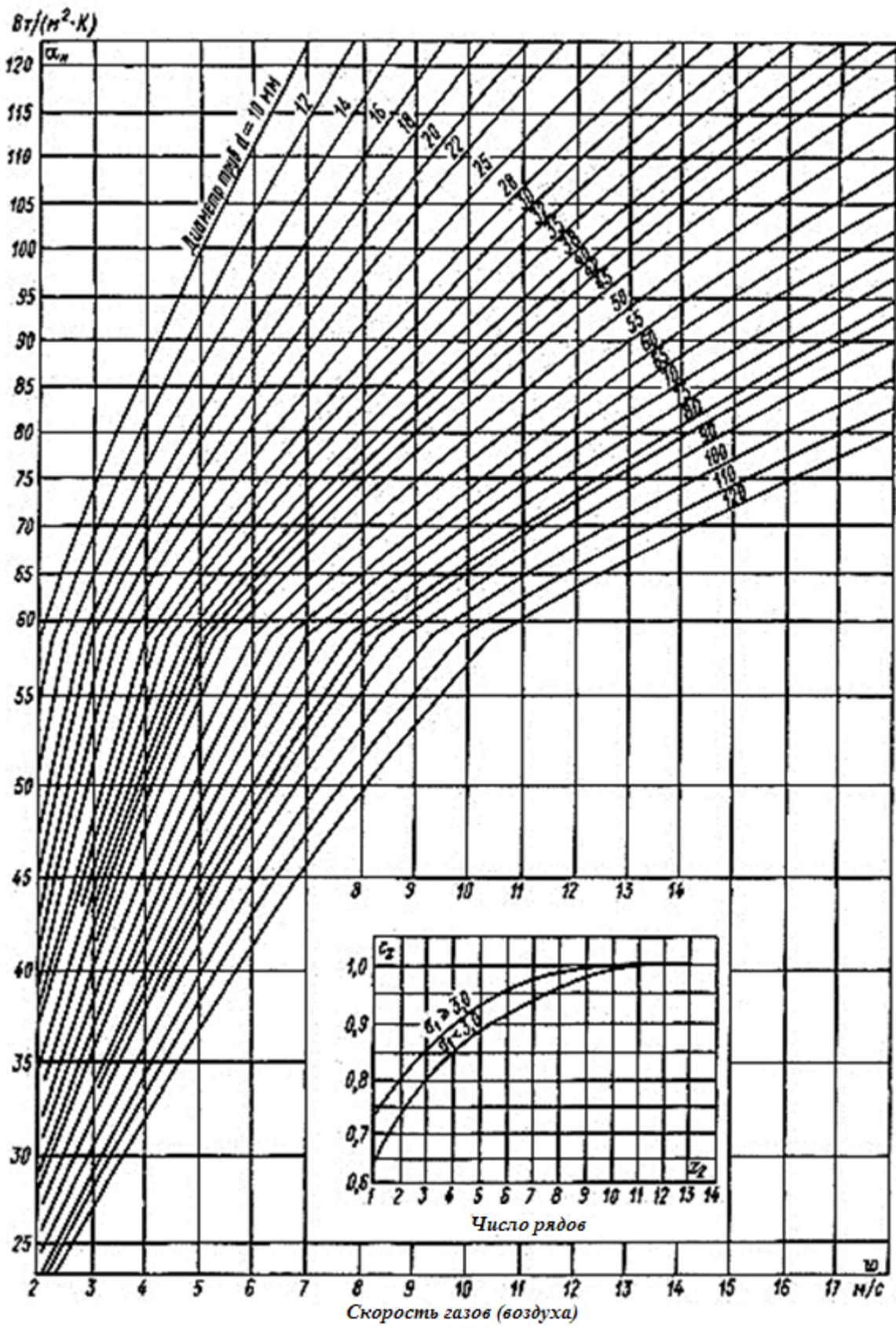


Рис. 5.2. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков

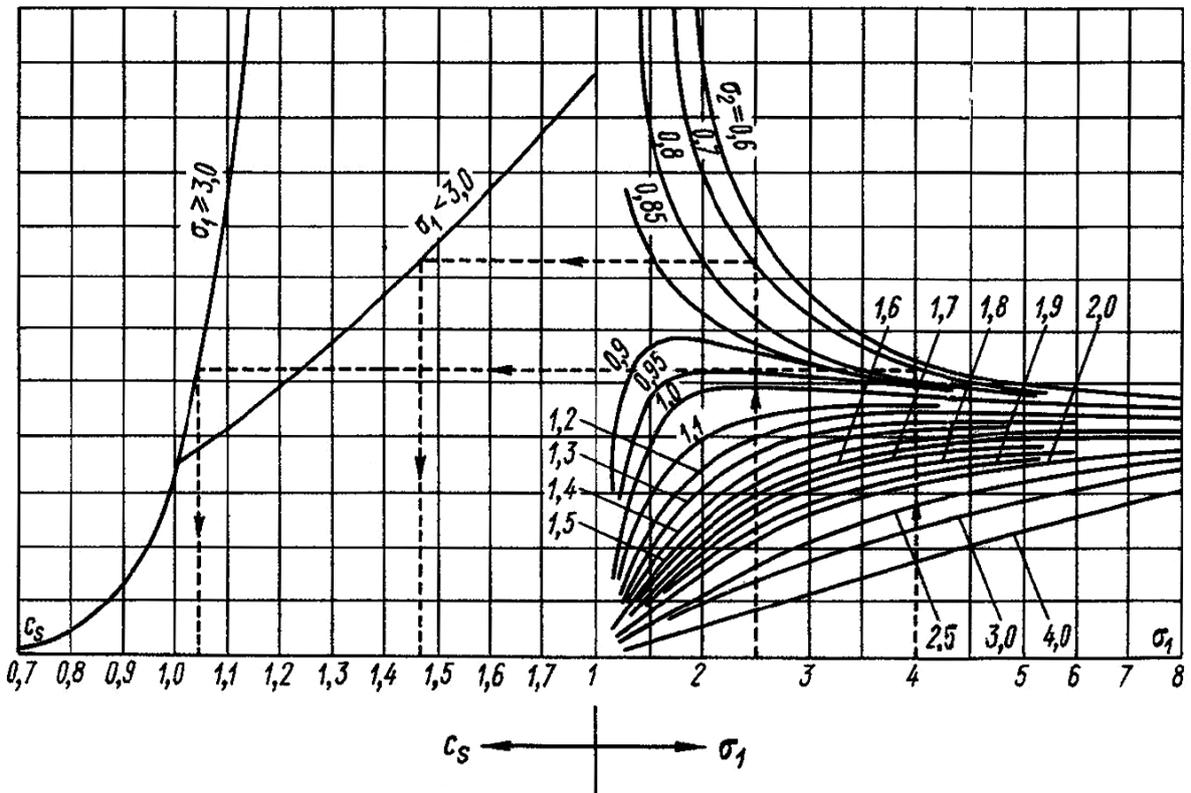
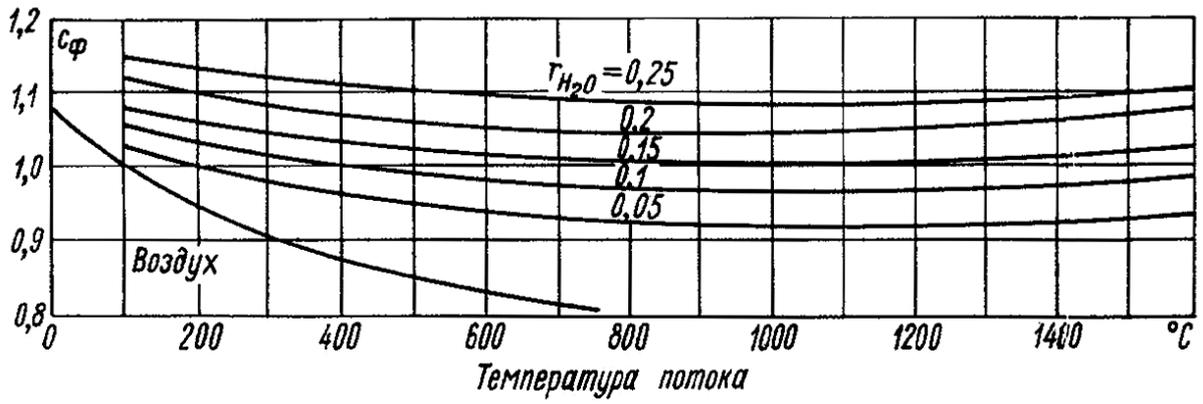
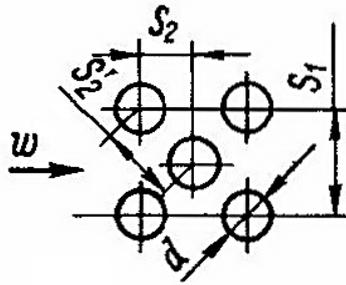


Рис. 5.2. Окончание

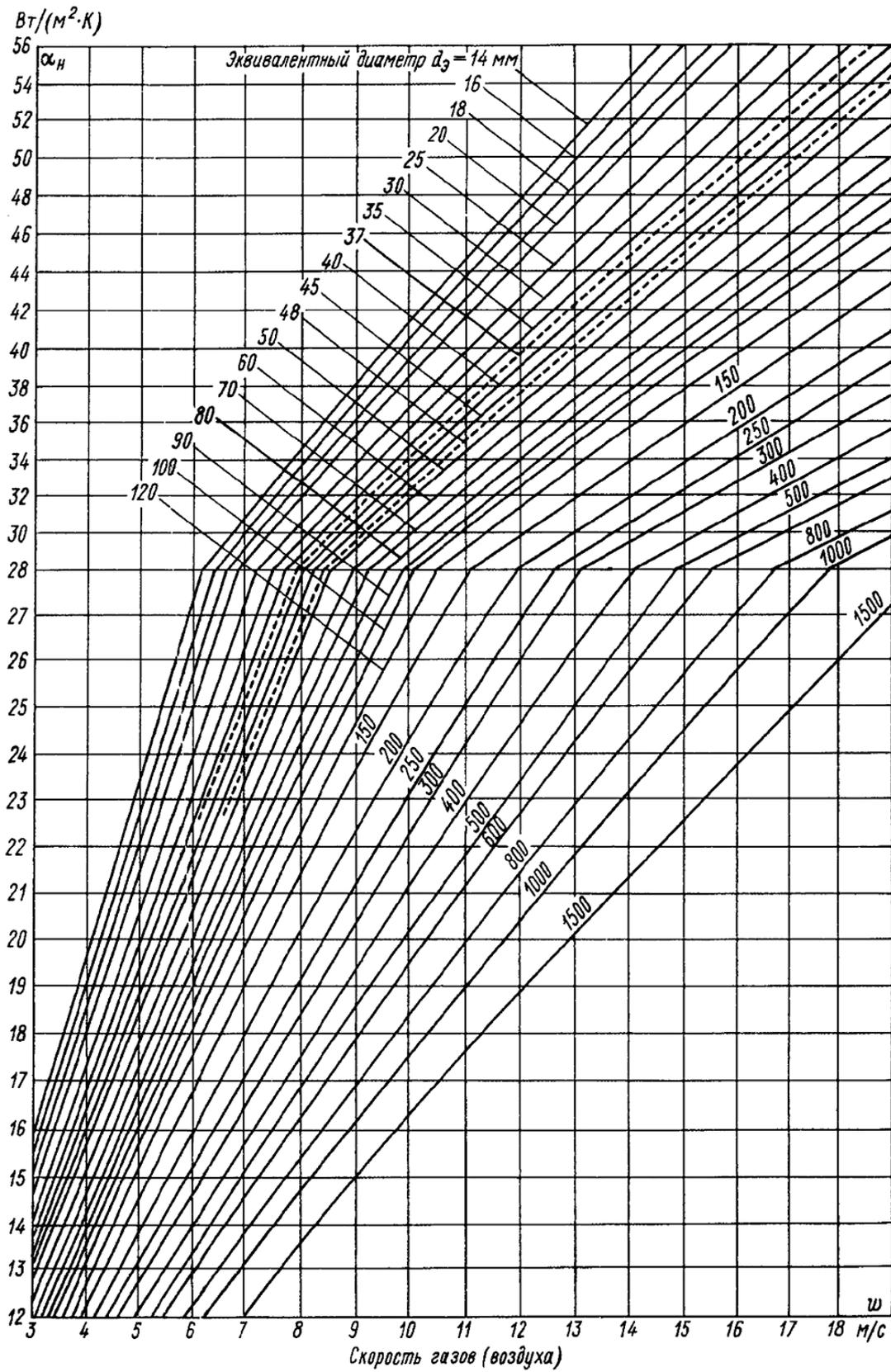


Рис. 5.3. Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании для воздуха и продуктов сгорания

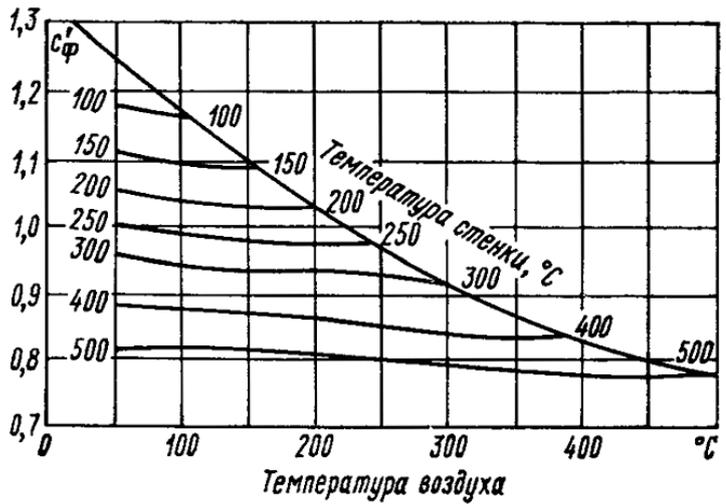
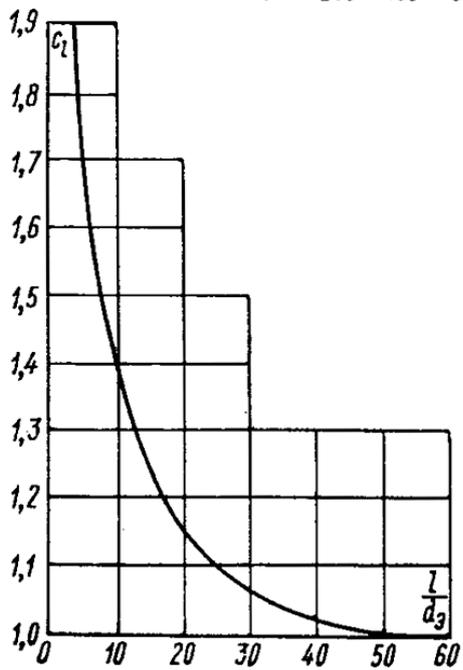
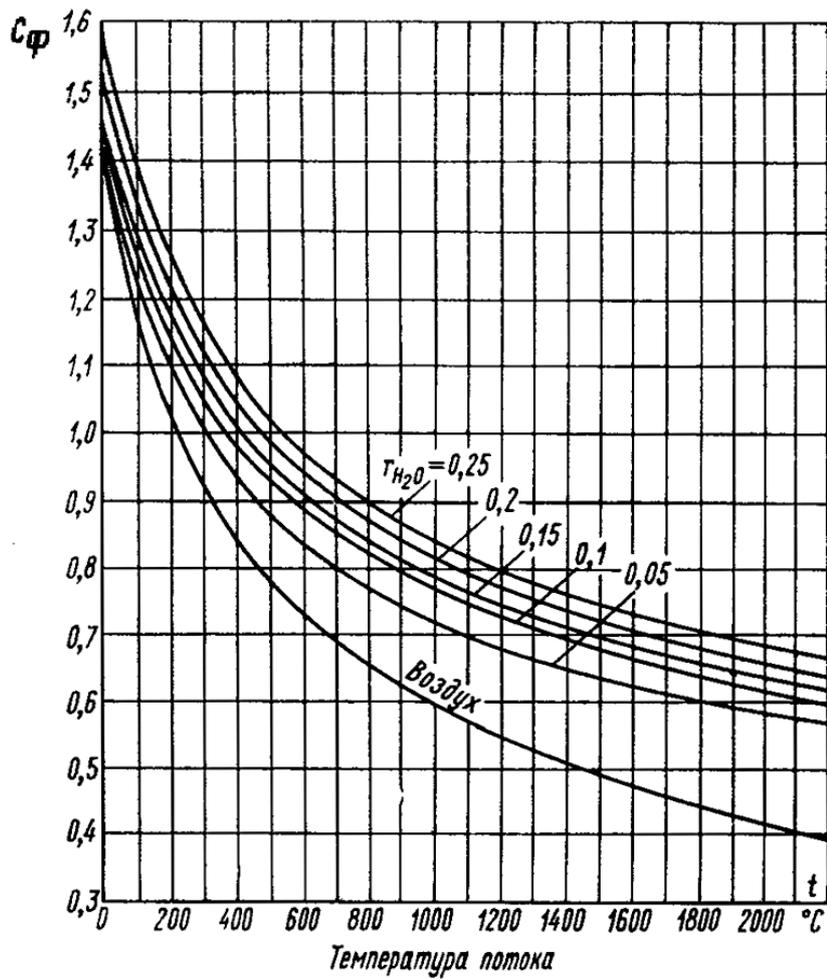


Рис. 5.3. Окончание

Таблица 5.1

*Коэффициент тепловой эффективности  $\psi$  для конвективных поверхностей нагрева при сжигании различных твердых топлив*

Топливо	Значение $\psi$
АШ и тощие угли	0,6
Каменные, бурые угли (кроме подмосковных 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

Таблица 5.2

*Коэффициент тепловой эффективности  $\psi$  для конвективных поверхностей нагрева при сжигании мазута и газа*

Поверхность нагрева	Значение $\psi$
<i>При сжигании мазута</i>	
Первые и вторые ступени экономайзеров с очисткой поверхности нагрева дробью	0,65
Пароперегреватели, расположенные в конвективной шахте, при очистке дробью, а также:	
коридорные пароперегреватели в горизонтальном газоходе, без очистки	0,6
котельные пучки котлов малой мощности	0,6
фестоны	0,6
Экономайзеры котлов малой мощности (при температуре воды на входе 100 °С и ниже)	0,45
<i>При сжигании газа</i>	
Первые ступени экономайзеров и одноступенчатые экономайзеры, в том числе плавниковые и ребристые, при температуре продуктов сгорания на входе в них 400 °С	0,8
Вторые ступени экономайзеров, пароперегреватели и другие конвективные поверхности нагрева, в том числе плавниковые и ребристые, при температуре продуктов сгорания на входе в них 400 °С	0,85

$\alpha_{л}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

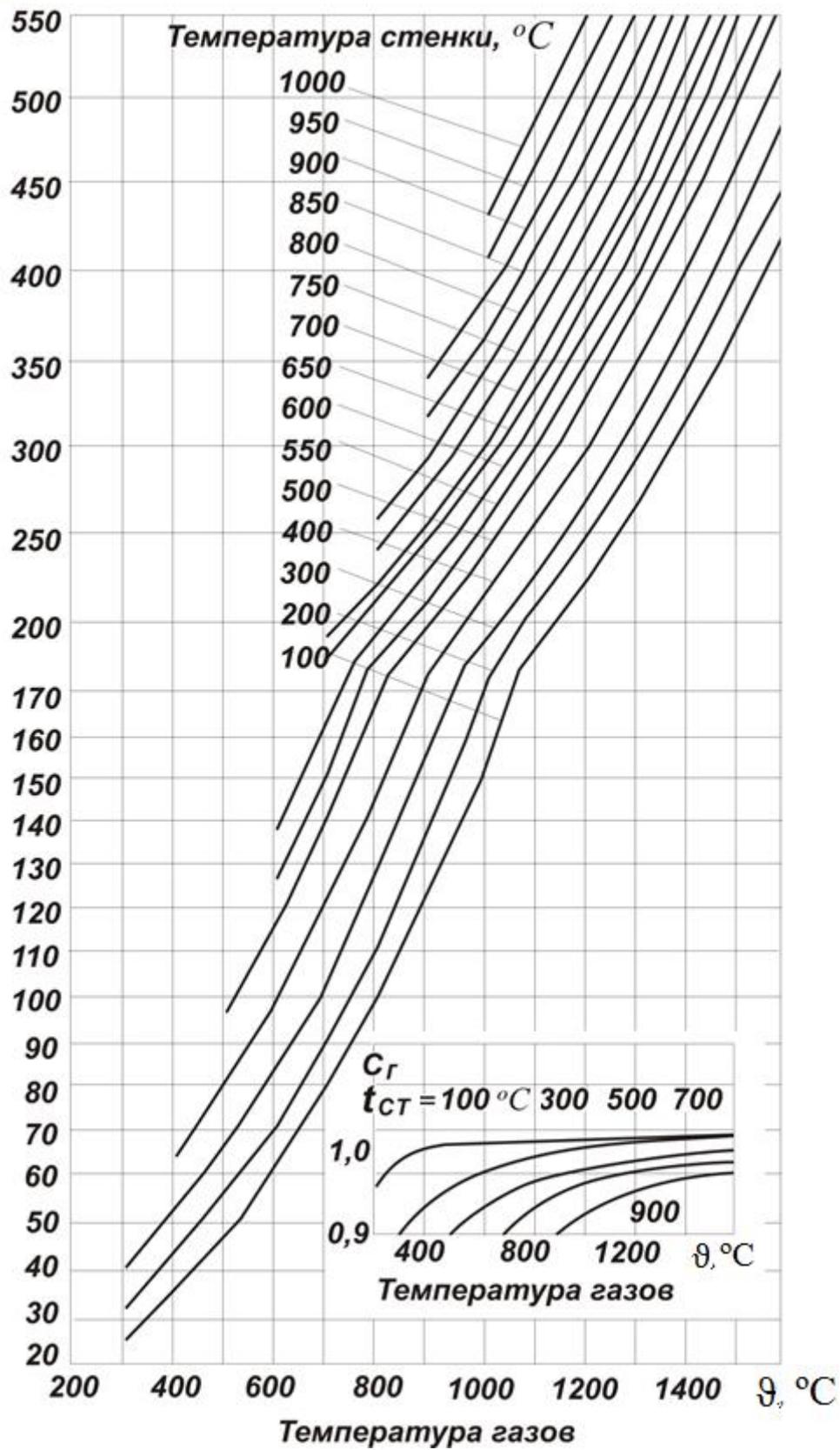


Рис. 5.4. Коэффициент теплоотдачи излучением

В формуле (5.1)  $H$  – расчетная поверхность нагрева газохода, м<sup>2</sup>; для водотрубных котлов, м,

$$H = n\pi d\ell, \quad (5.6)$$

где  $n$  – число труб наружным диаметром  $d$ , м, в газоходе;  $\ell$  – длина труб, соответствующая высоте газохода, м.

В формуле (5.2)  $B$  и  $\varphi$  принимаются из расчета теплового баланса котла (см. разд. 3);  $H'$  и  $H''$  – энтальпия газов до и после газохода, определяемая по  $H$ - $\vartheta$ -диаграмме при заданном  $\alpha$ ;  $\Delta\alpha$  – величина присоса холодного воздуха в газоход (см. прил. 5);

В формуле (5.1)  $\Delta t_{\text{ср}}$  – температурный напор, °С,

$$\Delta t_{\text{ср}} = \vartheta_{\text{ср}} - t_{\text{н}}, \quad (5.7)$$

где  $\vartheta_{\text{ср}}$  – средняя температура газов в газоходе (при условии охлаждения газов не более чем на 300 °С),  $\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}$ ;

$t_{\text{н}}$  – температура охлаждающей среды; для парового котла  $t_{\text{н}}$  принимается равной температуре кипения воды при давлении в котле, а для водогрейного – равной половине суммы температур воды на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, °С.

Коэффициент теплоотдачи излучением  $\alpha_{\text{л}}$ , Вт/(м<sup>2</sup> · °С), при сжигании твердого топлива (для запыленного потока)

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{н}} a, \quad (5.8)$$

где  $\alpha_{\text{н}}$  – коэффициент теплоотдачи, определяется по номограмме, представленной на рис. 5.4;

$a$  – степень черноты потока дымовых газов, определяемая по формуле

$$a = 1 - e^{-kps}. \quad (5.9)$$

При сжигании газа и мазута (для незапыленного потока) коэффициент теплоотдачи излучением рассчитывается по формуле

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{н}} a c_{\text{г}}, \quad (5.10)$$

где  $c_{\text{г}}$  – коэффициент, определяемый по номограмме на рис. 5.4.

Для определения  $\alpha_{\text{н}}$  и коэффициента  $c_{\text{г}}$  необходимо рассчитать температуру загрязненной стенки  $t_{\text{ст}}$ , °С, по следующей формуле:

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{н}} + 60, \quad (5.11)$$

где  $t_{\text{н}}$  – средняя температура окружающей среды.

Для удобной и эффективной работы с представленными номограммами (см. рис. 5.1 – 5.4) рекомендуется предварительно выполнить следующие действия:

1) рассчитать среднюю температуру газов, °С:

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}; \quad (5.12)$$

2) выписать объемные доли  $r_{\text{H}_2\text{O}}$  по табл. 2.1 для рассматриваемой поверхности теплообмена;

3) выписать из технической документации котла: число рядов труб вдоль и поперек газового потока, поперечный ( $S_1$ ) и продольный ( $S_2$ ) шаги труб с наружным диаметром  $d$  (коридорное расположение); диагональный шаг  $S_2'$  (шахматное расположение);

4) вычислить площадь живого сечения газохода  $F$ , м<sup>2</sup>, для продольного омывания потоком газов труб снаружи:

$$F = ab - \frac{n\pi d^2}{4}; \quad (5.13)$$

где  $a$  и  $b$  – поперечные размеры газохода в свету, м;

$n$  – число труб в газоходе;

5) вычислить площадь живого сечения газохода  $F$ , м<sup>2</sup>, для поперечного омывания потоком трубного пучка:

$$F = ab - nd\ell, \quad (5.14)$$

где  $\ell$  – средняя длина труб в газоходе, м;

6) рассчитать среднюю скорость газов в газоходе, м/с:

$$W_{\text{ср}} = \frac{B_{\text{p}}V_{\text{r}}(273 + \vartheta_{\text{ср}})}{273F}, \quad (5.15)$$

где  $V_{\text{r}}$  – объем дымовых газов в газоходе, м<sup>3</sup>/кг (см. табл. 2.1).

7) определить эффективную толщину излучающего слоя для гладкотрубных пучков, м:

$$\text{при } \frac{S_1 + S_2}{d} \leq 7 \quad s = \left(1,87 \frac{S_1 + S_2}{d} - 4,1\right) d; \quad (5.16)$$

$$\text{при } 13 > \frac{S_1 + S_2}{d} > 7 \quad s = \left(2,82 \frac{S_1 + S_2}{d} - 10,6\right) d. \quad (5.17)$$

Для того чтобы получить равенство (5.3) после подстановки переменных (стабилизировать равенство), обычно используется графо-аналитический метод, сущность которого заключается в следующем.

Задаются два произвольных значения температуры газов на выходе из рассчитываемого газохода, по этим значениям находят все необходимые величины, входящие в равенство. Затем на оси абсцисс (рис. 5.5) откладываются в масштабе температуры газов, покидающих газоход, а на оси ординат – числовые значения  $Q_T$  и  $Q_6$ , подсчитанные при этих температурах, и соединяются прямыми. Точка пересечения прямых  $Q_T$  и  $Q_6$  дает искомую температуру на выходе из газохода.

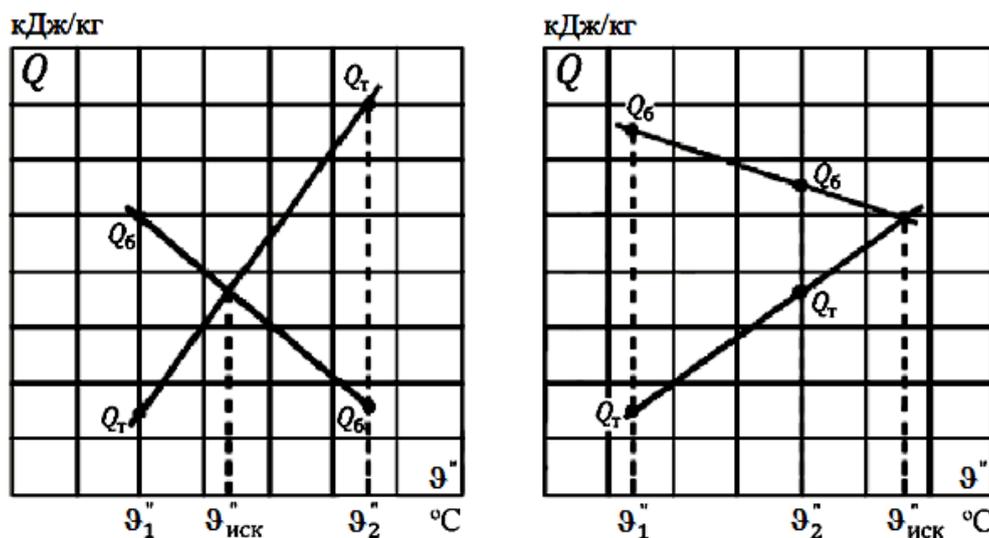


Рис. 5.5. Графическое определение расчетной температуры

## 6. РАСЧЕТ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Насыщенный водяной пар, полученный в испарительных поверхностях нагрева, собирается в верхнем барабане котла, проходит сепарирующие (отделяющие капли воды) устройства и направляется в паропровод потребителя. Однако если потребителю требуется не насыщенный, а перегретый пар, в конструкцию котла добавляют пароперегреватель – устройство, служащее для перегрева насыщенного пара до необходимой температуры.

В котлах малой и средней мощности значения температуры пара обычно не превышают 225...400 °C. Пароперегреватели, как правило, состоят из параллельно включенных стальных змеевиков, составленных из труб диаметром 28...42 мм, соединенных коллекторами.

Для поддержания значения коэффициента теплоотдачи от стенки к пару  $\alpha_2$  в эффективном диапазоне 900...3000 Вт/(м<sup>2</sup> · °C) рекомендуется принимать скорость пара в перегревателе не ниже 25 м/с [12].

Количество тепла, которое необходимо сообщить пароперегревателю, кВт, определяется из выражения

$$Q_{\text{пер}} = D(h_2 - h_1), \quad (6.1)$$

где  $D$  – расход перегретого пара, кг/с;

$h_1$  и  $h_2$  – конечная и начальная энтальпии пара, кДж.

Исходя из уравнения теплового баланса  $Q_{\text{пер}}$ , кВт, можно определить как

$$Q_{\text{пер}} = B_p \varphi (H'_{\text{пер}} - H''_{\text{пер}} + \Delta H_{\text{в}}), \quad (6.2)$$

где  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;

$\varphi$  – коэффициент сохранения теплоты;

$H'_{\text{пер}}$ ,  $H''_{\text{пер}}$  – энтальпия газов на входе и выходе из пароперегревателя, кДж/кг;

$\Delta H_{\text{в}}$  – энтальпия присасываемого в пароперегреватель воздуха, кДж/кг.

По полученному из уравнения (6.1) значению  $Q_{\text{пер}}$  находят энтальпию газов после пароперегревателя согласно уравнению (6.2), а затем по  $H$ – $\vartheta$ -диаграмме определяют температуру дымовых газов на выходе из пароперегревателя.

Расчетный коэффициент теплопередачи для пароперегревателя, Вт/(м<sup>2</sup> · °С),

$$k_{\text{пер}} = \frac{\psi \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \quad (6.3)$$

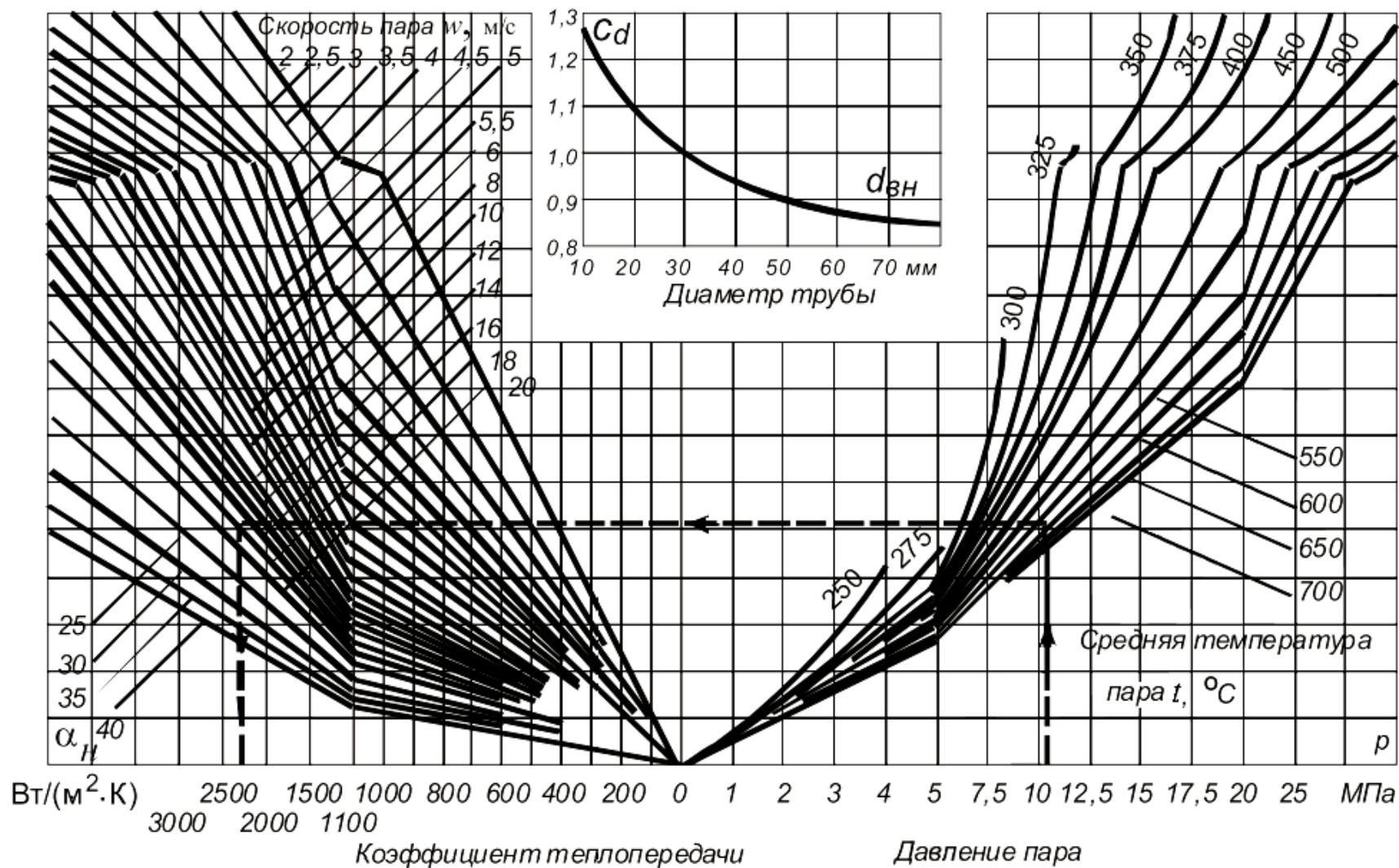
где  $\psi$  – коэффициент тепловой эффективности, который определяется: при коридорном расположении труб и сжигании твердых топлив – по табл. 5.1; при сжигании мазута с  $\alpha > 1,05$  – по табл. 5.2; при сжигании газа  $\psi = 0,85$ ;

$\alpha_1$  – коэффициент теплопередачи от газов к стенке, Вт/(м<sup>2</sup> · °С), определяемый по формуле (5.5) с использованием номограмм разд. 5;

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к перегретому пару, определяется по формуле

$$\alpha_2 = \alpha_{\text{н}} C_d, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}, \quad (6.4)$$

где коэффициенты  $\alpha_{\text{н}}$  и  $C_d$  определяются по номограмме на рисунке.



*Коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к перегретому пару при продольном омывании змеевиков пароперегревателя*

Температура стенок пароперегревателя принимается равной температуре наружного слоя золовых отложений на трубах, °С, и рассчитывается по формуле

$$t_3 = t + 70, \quad (6.5)$$

где  $t$  – среднеарифметическое значение температуры пара в перегревателе.

Температурный напор в пароперегревателе определяется как среднеарифметическая разность температур, °С,

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\vartheta'_{\text{пер}} + \vartheta''_{\text{пер}}}{2} - \frac{t_{\text{пер}} + t_{\text{н}}}{2}, \quad (6.6)$$

где  $\vartheta'_{\text{пер}}$ ,  $\vartheta''_{\text{пер}}$  – температуры дымовых газов до и после пароперегревателя, °С;

$t_{\text{н}}$ ,  $t_{\text{пер}}$  – температура насыщенного и перегретого пара, °С.

Расчетная поверхность нагрева пароперегревателя, м<sup>2</sup>, определяется по формуле

$$H_{\text{пер}} = \frac{Q_{\text{пер}}}{k_{\text{пер}} \Delta t_{\text{cp}}}. \quad (6.7)$$

Компоновка секций пароперегревателя должна обеспечить скорость движения пара не менее ранее принятого значения и быть не ниже 25 м/с.

## 7. РАСЧЕТ ВОДЯНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРА

Для снижения температуры дымовых газов, уходящих из котла, и подогрева питательной или – реже – сетевой воды используют водяные экономайзеры. Название «экономайзер» связано с экономией топлива, получаемой при их установке.

В настоящее время изготавливают только один тип водяных чугунных экономайзеров – водяные экономайзеры системы ВТИ (рис. 7.1). Их собирают из чугунных ребристых труб различной длины, соединяемых между собой специальными фасонными частями – калачами. В таблице приведены основные данные ребристых труб экономайзеров системы ВТИ.

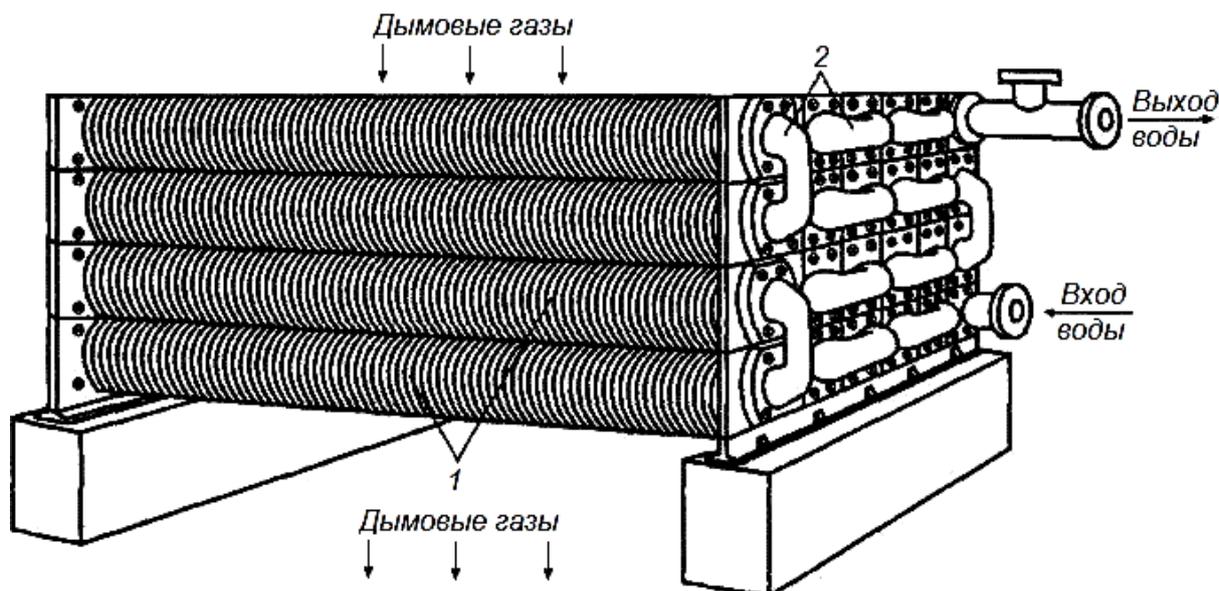


Рис. 7.1. Чугунный экономайзер ВТИ: 1 – ребристые трубы (секции);  
2 – соединения труб (калачи)

### Основные технические характеристики экономайзеров типа ВТИ

Длина трубы, мм	Число ребер на трубе	Масса одной трубы, кг	Поверхность нагрева с газовой стороны $h_з$ , м <sup>2</sup>	Живое сечение для прохода газов $f_з$ , м <sup>2</sup>
1500	55	52,5	2,18	0,088
2000	75	67,7	2,95	0,12
2500	95	83,6	3,72	0,152
3000	115	99,3	4,49	0,184

Скорость газов в экономайзере необходимо принимать в пределах 6...9 м/с, но не менее 3 м/с. Рекомендуемая из условий эффективного теплообмена скорость воды в трубах составляет 0,3...1,5 м/с.

Тепловосприятие водяного экономайзера, кВт, определяют из уравнения теплового баланса:

$$Q_{вэ} = \varphi V_p (H'_{вэ} - H_{ух} + \Delta H_в), \quad (7.1)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;

$V_p$  – расход топлива, подаваемого в топку котлоагрегата, кг/с или м<sup>3</sup>/с;

$H'_{вэ}$ ,  $H_{ух}$  – энтальпии дымовых газов на входе и выходе из экономайзера, определяемые по  $H$ - $\vartheta$ -диаграмме;

$\Delta H_B$  – энтальпия присасываемого в водяной экономайзер воздуха, кДж/кг, рассчитываемая по формуле

$$\Delta H_B = \Delta \alpha_{BЭ} H_{XB}^0, \quad (7.2)$$

где  $\Delta \alpha_{BЭ}$  – присосы воздуха в водяной экономайзер;

$H_{XB}^0$  – энтальпия теоретически необходимого количества холодного воздуха, кДж/кг.

Температуру воды на выходе из экономайзера  $t_3''$ , кВт, определяют из выражения

$$t_3'' = t_3' + \frac{Q_{BЭ}}{c_B D_{BЭ}}, \quad (7.3)$$

где  $t_3'$  – температура воды на входе в экономайзер, °С;

$c_B$  – теплоемкость воды, кДж/(кг · °С);

$D_{BЭ}$  – количество воды, проходящей через экономайзер, кг/с, определяемое по формуле

$$D_{BЭ} = D_{нп} + D_{пр}, \quad (7.4)$$

где  $D_{нп}$  – расход насыщенного пара, кг/с;

$D_{пр}$  – расход продувочной воды, кг/с.

Для чугунного экономайзера  $t_3''$  должна быть не менее, чем на двадцать градусов ниже температуры насыщения во избежание кавитации. Кавитация (от лат. *cavita* – пустота) – процесс образования и последующего схлопывания пузырьков вакуума в потоке жидкости, сопровождающийся шумом и гидравлическими ударами, образование в жидкости полостей (кавитационных пузырьков), которые могут содержать разреженный пар. Схлопывание кавитационных пузырьков приводит к тому, что энергия окружающей жидкости сосредотачивается в очень небольших объемах, что приводит к местной эрозии (от лат. *erosio* – разъедание) – разрушению металла котла.

Среднюю разность температур сред в экономайзере, °С, определяют как

$$\Delta t_{cp} = \frac{\vartheta_3' + \vartheta_3''}{2} - \frac{t_3' + t_3''}{2}. \quad (7.5)$$

Среднюю скорость дымовых газов в экономайзере, м/с, рассчитывают по формуле

$$W_{cp} = \frac{B_p V_{г} (\vartheta_3^{cp} + 273)}{273 F_3}, \quad (7.6)$$

где  $V_{г}$  – объем газов;  $\vartheta_3^{cp}$  – средняя температура в экономайзере.

Живое сечение экономайзера,  $\text{м}^2$ , рассчитывают из выражения

$$F_{\text{э}} = f_{\text{э}} m, \quad (7.7)$$

где  $f_{\text{э}}$  – живое сечение для прохода газов одной трубы (секции) экономайзера,  $\text{м}^2$ ;

$m$  – количество труб в горизонтальном ряду, шт.

Живое сечение экономайзера выбирают таким образом (набирая нужное количество труб в горизонтальном ряду), чтобы  $W_{\text{ср}}$  была в пределах 6...9 м/с.

Расчетную поверхность нагрева экономайзера,  $\text{м}^2$ , определяют по формуле

$$H_{\text{вэ}} = \frac{10^3 Q_{\text{вэ}}}{k_{\text{э}} \Delta t_{\text{ср}}}, \quad (7.8)$$

где  $k_{\text{э}}$  – коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ , определяется по рис. 7.2.

Количество горизонтальных рядов, шт., определяется как

$$n = \frac{H_{\text{вэ}}}{h_{\text{э}} m}, \quad (7.9)$$

где  $h_{\text{э}}$  – поверхность нагрева одной трубы,  $\text{м}^2$ , определяемая из таблицы на с. 39.

Полученное количество горизонтальных рядов водяного экономайзера округляется до ближайшего целого значения.

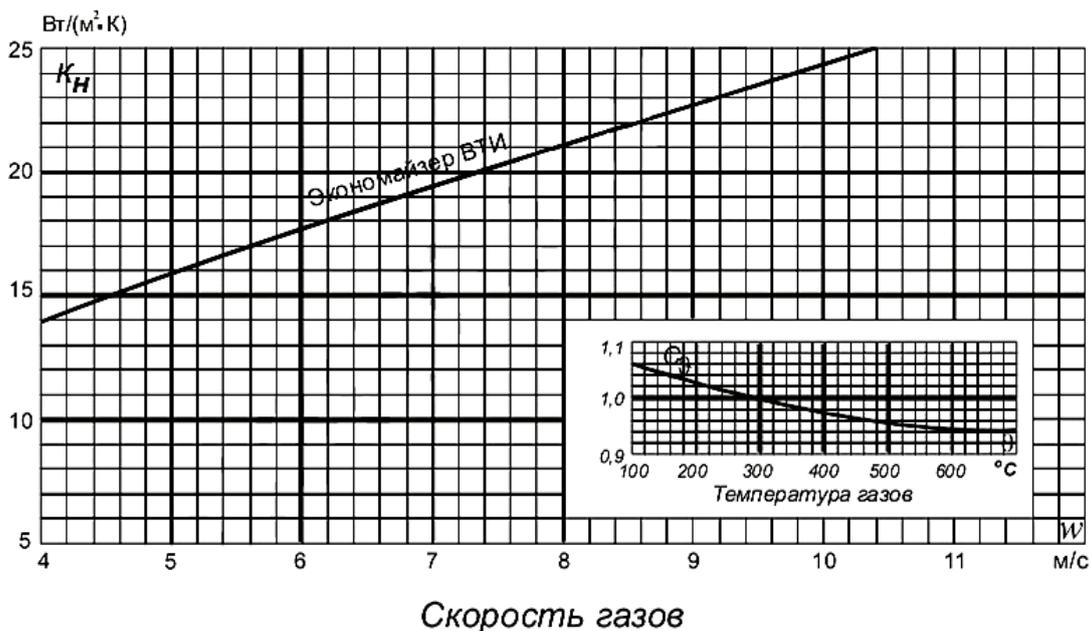


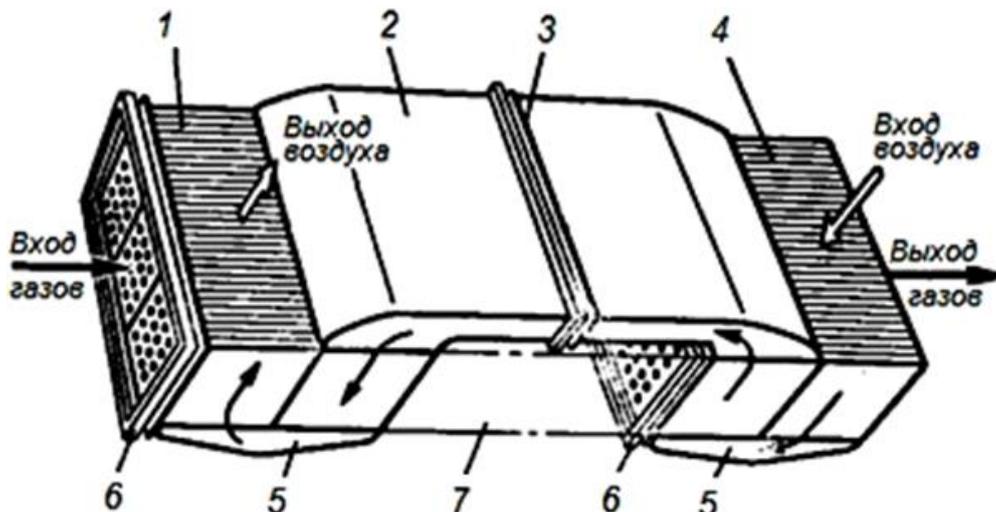
Рис. 7.2. Коэффициент теплопередачи для чугунных экономайзеров

## 8. КОНСТРУКТИВНЫЙ ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ ТРУБЧАТОГО ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Для интенсификации зажигания и горения влажных или малореакционных топлив применяют подогрев воздуха, поступающего в топку, в воздухоподогревателях. Использование воздухоподогревателей приводит не только к улучшению горения, увеличению КПД котлоагрегатов, но и при заданной производительности – к уменьшению размеров топочной камеры.

Подогрев воздуха в слоевых топках для некоторых сортов твердого топлива вообще не требуется, для остальных – температура подогретого воздуха обычно не превышает 250 °С. Подогрев воздуха в камерных топках может достигать до 350...450 °С и ограничивается тем, что воздухоподогреватель устанавливается после водяного экономайзера в области невысоких температур дымовых газов.

Трубчатый воздухоподогреватель (см. рисунок) состоит из сварных секций (трубчатых кубов), представляющих собой конструкцию из труб, соединенных между собой трубными досками, и элементов перепускной системы с входящими в нее перепускными коробами, щитами обшивки, компенсаторами, опорными рамами.



*Стальной трубчатый воздухоподогреватель: 1 – верхние кубы воздухоподогревателя; 2, 5 – перепускные короба; 3, 6 – компенсаторы; 4 – нижние кубы воздухоподогревателя; 7 – место установки водяного экономайзера*

С помощью заводских чертежей прототипа проектируемого котла выбирают конструкции и компоновки воздухоподогревателя: диаметр труб (обычно 40 × 1,5 мм); шаг труб (как правило,  $S_1 = 60...70$  мм,

$S_1 = 40 \dots 45$  мм); расположение труб (обычно шахматное), схему движения сред (газы – продольное омывание внутри труб, воздух – поперечное омывание в шахматном пучке труб); скорость газов – 9,0...13,0 м/с, воздуха – 4,5...6,0 м/с. Рекомендуемые значения температуры горячего воздуха приведены в табл. 3.1, 3.2.

Тепловосприятие воздухоподогревателя, кДж/кг, определяют по формуле

$$Q_{\text{ВП}} = \left( \beta''_{\text{ВП}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{ВП}}}{2} \right) (H_{\text{ВП}}^{0''} - H_{\text{ВП}}^{0'}), \quad (8.1)$$

где  $\beta''_{\text{ВП}}$  – отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому,

$$\beta''_{\text{ВП}} = \alpha''_T - \Delta\alpha_T + 0,5 \Delta\alpha_{\text{ВП}}, \quad (8.2)$$

где  $\Delta\alpha_{\text{ВП}}$  – присосы воздуха в воздухоподогревателе;

$H_{\text{ВП}}^{0''}$ ,  $H_{\text{ВП}}^{0'}$  – энтальпии теоретически необходимых количеств на выходе и входе в воздухоподогреватель.

Коэффициент теплопередачи в воздухоподогревателе  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup> · °С), рассчитывается по выражению

$$k = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (8.3)$$

где  $\xi$  – коэффициент использования воздухоподогревателя (для мазута и дров  $\xi = 0,85$ ; для остальных топлив – 0,9);

$\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи соответственно от газов к стенке воздухоподогревателя и от стенки к воздуху, Вт/(м<sup>2</sup> · °С).

Для трубчатых воздухоподогревателей коэффициент теплоотдачи конвекцией  $\alpha_1$  для газов, текущих внутри труб, определяется по рис. 5.1 – 5.3 с поправкой на физические характеристики газов и температурные условия  $C_\phi$ .

Для среды, движущейся между трубами (воздуха), коэффициент теплоотдачи конвекцией  $\alpha_2$  при чисто поперечном омывании определяется по рис. 5.1, 5.2 в зависимости от расположения труб в пучке – шахматного или коридорного, и по рис. 5.3 – при продольном омывании.

Температурный напор  $\Delta t$  в воздухоподогревателе, °С, рассчитывается по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}, \quad (8.4)$$

где  $\Delta t_6$  – разность температур сред в том конце, где она больше, °С;  
 $\Delta t_m$  – разность температур на другом конце поверхности, °С.

Требуемую поверхность теплообмена воздухоподогревателя, м<sup>2</sup>, определяют по выражению

$$H_{\text{вп}} = \frac{Q_{\text{вп}} B_p}{k \Delta t}. \quad (8.5)$$

## 9. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ

### 9.1. Общие положения

Цель аэродинамического расчета теплогенерирующей установки (расчета тяги и дутья) – подбор тягодутьевых машин (дымососов и дутьевых вентиляторов).

Аэродинамический расчет выполняют на номинальную нагрузку котлоагрегата, поэтому основные исходные данные для расчета потерь давления в поверхностях нагрева – скорость, температуру, живые сечения воздухопроводов и газоходов и прочие конструктивные данные – принимают из ранее выполненного теплового расчета котла.

Сопротивления различных участков тягодутьевого тракта рассчитываются по средним для данного участка условиям (скорости, температуре и т. п.).

Местные сопротивления отводов под прямым углом рассчитывают по усредненной площади живого сечения, м<sup>2</sup>:

$$F = \frac{2}{\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2}} = 2 \frac{F_1 F_2}{F_1 + F_2}. \quad (9.1)$$

Местные сопротивления отводов на 180 °С рассчитывают по площади живого сечения, м<sup>2</sup>:

$$F = \frac{1}{\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2} + \frac{1}{F_3}}. \quad (9.2)$$

Эквивалентный диаметр  $d_3$  для круглого сечения, м, равен внутреннему диаметру трубы, а для прямоугольного сечения определяется по выражению

$$d = \frac{2ab}{a + b}, \quad (9.3)$$

где  $a$  и  $b$  – размеры сторон прямоугольника, м.

В обычных аэродинамических расчетах, как правило, не учитывают теплообмен. Сопротивления по длине (сопротивления трения), возникающие при движении потока в газоздухопроводах, Па, рассчитывают по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{\ell}{d_3} \frac{w^2}{2} \rho, \quad (9.4)$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления трения;  
 $\ell$  – длина рассчитываемого участка, м;  
 $d_3$  – эквивалентный диаметр канала, м;  
 $w$  – скорость потока, м/с;  
 $\rho$  – плотность потока, м<sup>3</sup>/кг.

Практика проектирования показывает, что для большинства элементов котлоагрегатов можно приближенно принимать: для металлических каналов (труб)  $\lambda = 0,02$ ; для кирпичных каналов (труб, борóвóв)  $\lambda = 0,04$ ; сопротивление трения газоходов за котлом можно принимать равным 1 Па/м.

Потери давления в местных сопротивлениях, Па, независимо от вида местного сопротивления, рассчитываются по формуле

$$\Delta h_{\text{м}} = \xi \frac{w^2}{2} \rho. \quad (9.5)$$

Коэффициенты местных сопротивлений  $\xi$  принимаются в зависимости от типа местных сопротивлений по справочной литературе, например [13].

Повороты потоков сред внутри пучков труб являются достаточно сложными для точных расчетов местных сопротивлений, поэтому для их расчетов принят упрощенный метод. Он заключается в том, что сопротивление пучка труб рассчитывается независимо от наличия поворота, а коэффициент местного сопротивления поворота принимается: при повороте на 100°  $\xi = 2,0$ ; при повороте на 90°  $\xi = 1,0$ ; при повороте на 45°  $\xi = 0,5$ .

Скорость потока в повороте рассчитывается с учетом загромождения сечения трубами.

Во всех случаях изменения сечения газохода в канале и в конце поворота в пучке, независимо от того, имеет ли место сужение или расширение сечения, местное сопротивление такого поворота рассчитывается по среднему значению двух скоростей – начальной и конеч-

ной. Повороты в пучке на  $180^\circ$  рассчитываются по среднему значению трех скоростей: в канале, в середине и в конце поворота.

Сопротивление поперечно омываемых пучков гладких и ребристых пучков труб, Па, рассчитывается по формуле

$$\Delta h_{\text{поп}} = \xi \frac{w^2}{2} \rho. \quad (9.6)$$

Значение коэффициента сопротивления зависит от количества рядов, расположения труб в пучке и от критерия Рейнольдса. Скорость потока определяется по сечению газохода, расположенному в осевой плоскости труб перпендикулярно потоку.

Коэффициент сопротивления включает в себя местные сопротивления на входе и выходе потока из пучка.

Коэффициент сопротивления коридорного гладкотрубного пучка

$$\xi = \xi_0 z_2, \quad (9.7)$$

где  $\xi_0$  – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, который зависит от критерия Рейнольдса и расчетных соотношений

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{d}, \sigma_2 = \frac{S_2}{d}, \psi = \frac{S_1 - d}{S_2 - d}, \quad (9.8)$$

где  $S_1$  и  $S_2$  – шаги труб по ширине и глубине пучка, мм;  $d$  – наружный диаметр труб, м;  $z_2$  – количество рядов труб по глубине пучка, шт.

Для определения коэффициента сопротивления одного ряда труб коридорного пучка  $\xi_0$  используется номограмма, представленная на рис. 9.1.

Коэффициент сопротивления гладкотрубного шахматного пучка рассчитывается по формуле

$$\xi = \xi_0 (z_2 + 1), \quad (9.9)$$

где  $\xi_0$  – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от критерия Рейнольдса, и расчетных соотношений

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{d}, \varphi = \frac{S_1 - d}{S'_2 - d}, S'_2 = \sqrt{0,25S_1^2 + S_2^2}, \quad (9.10)$$

где  $S_1$  и  $S_2$  – шаги труб по ширине и глубине пучка, мм;  $S'_2$  – диагональный шаг труб, мм;  $z_2$  – число рядов труб по глубине пучка, шт.

Для определения сопротивления шахматных пучков труб при разных условиях обтекания построены номограммы, представленные на рис. 9.2.

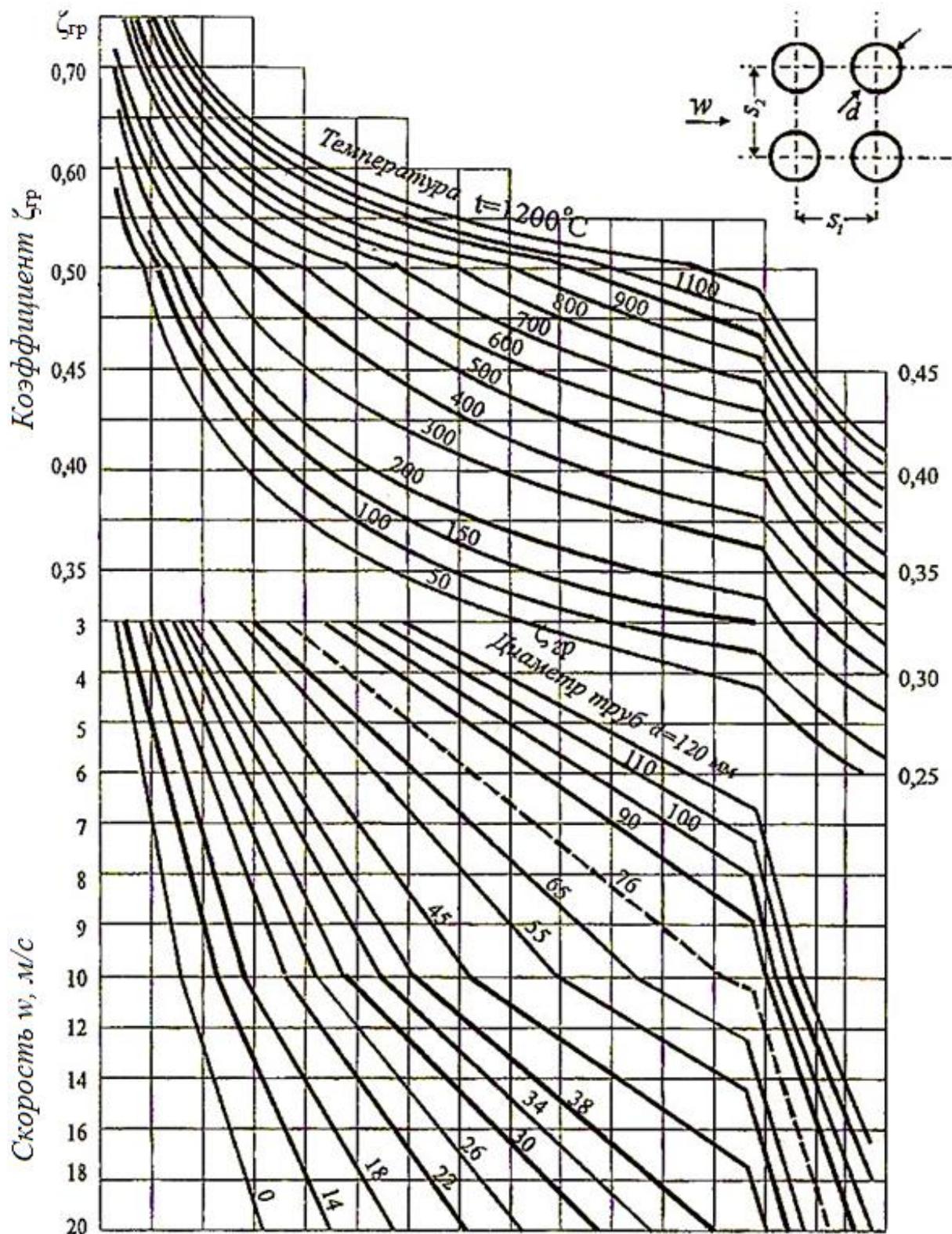


Рис. 9.1. Коэффициент сопротивления коридорного пучка при поперечном омывании

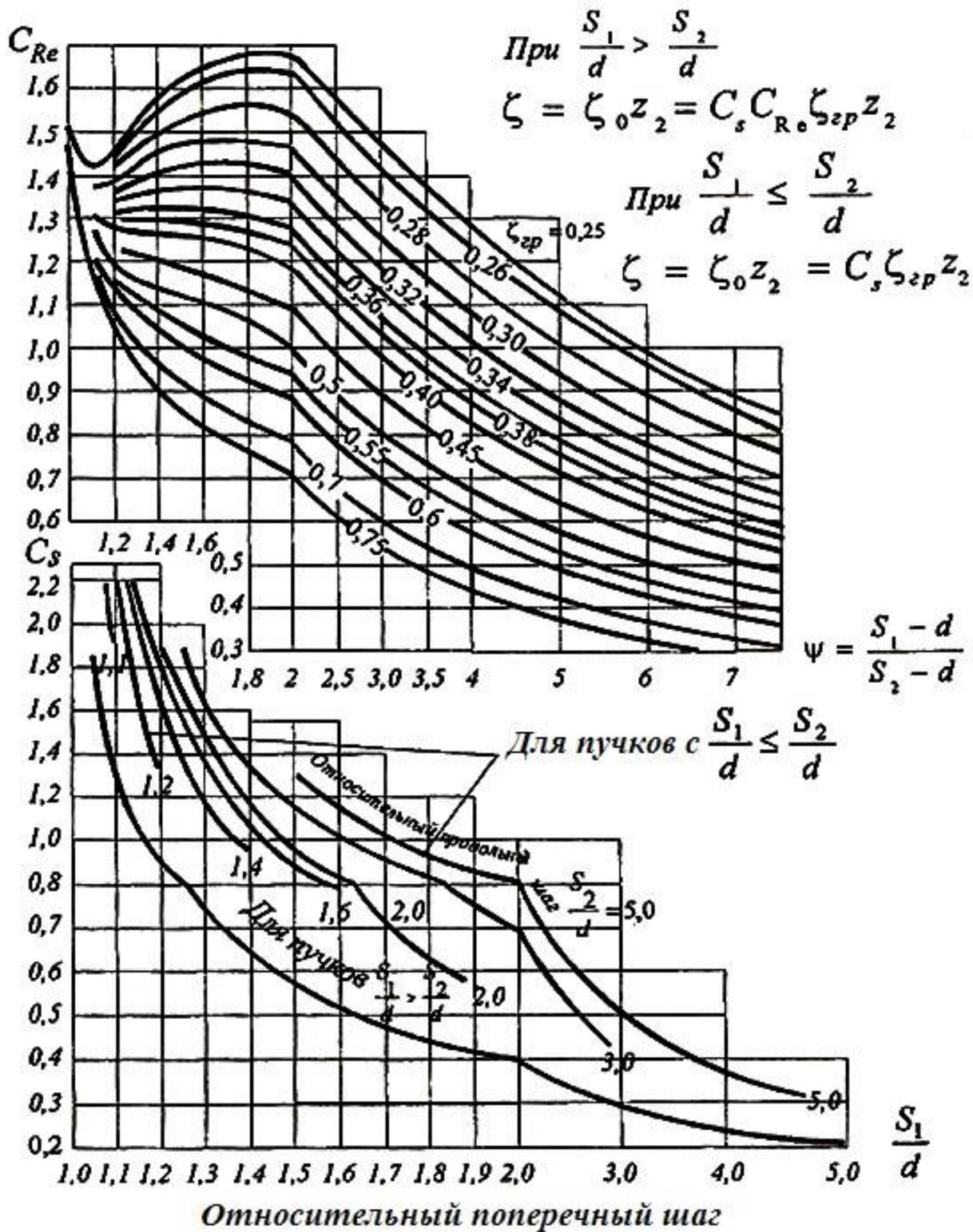


Рис. 9.1. Окончание

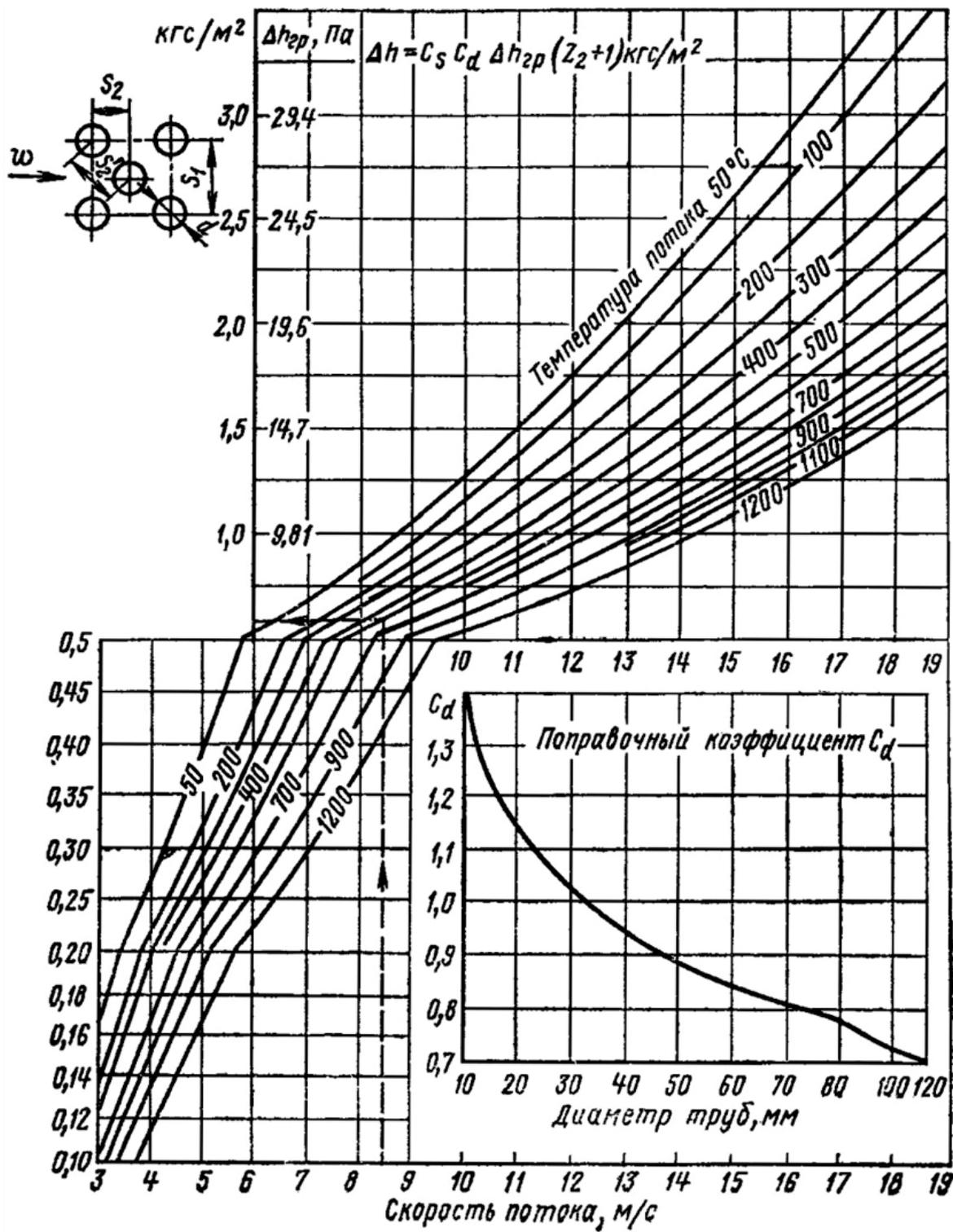


Рис. 9.2. Сопротивление шахматных пучков при поперечном омывании

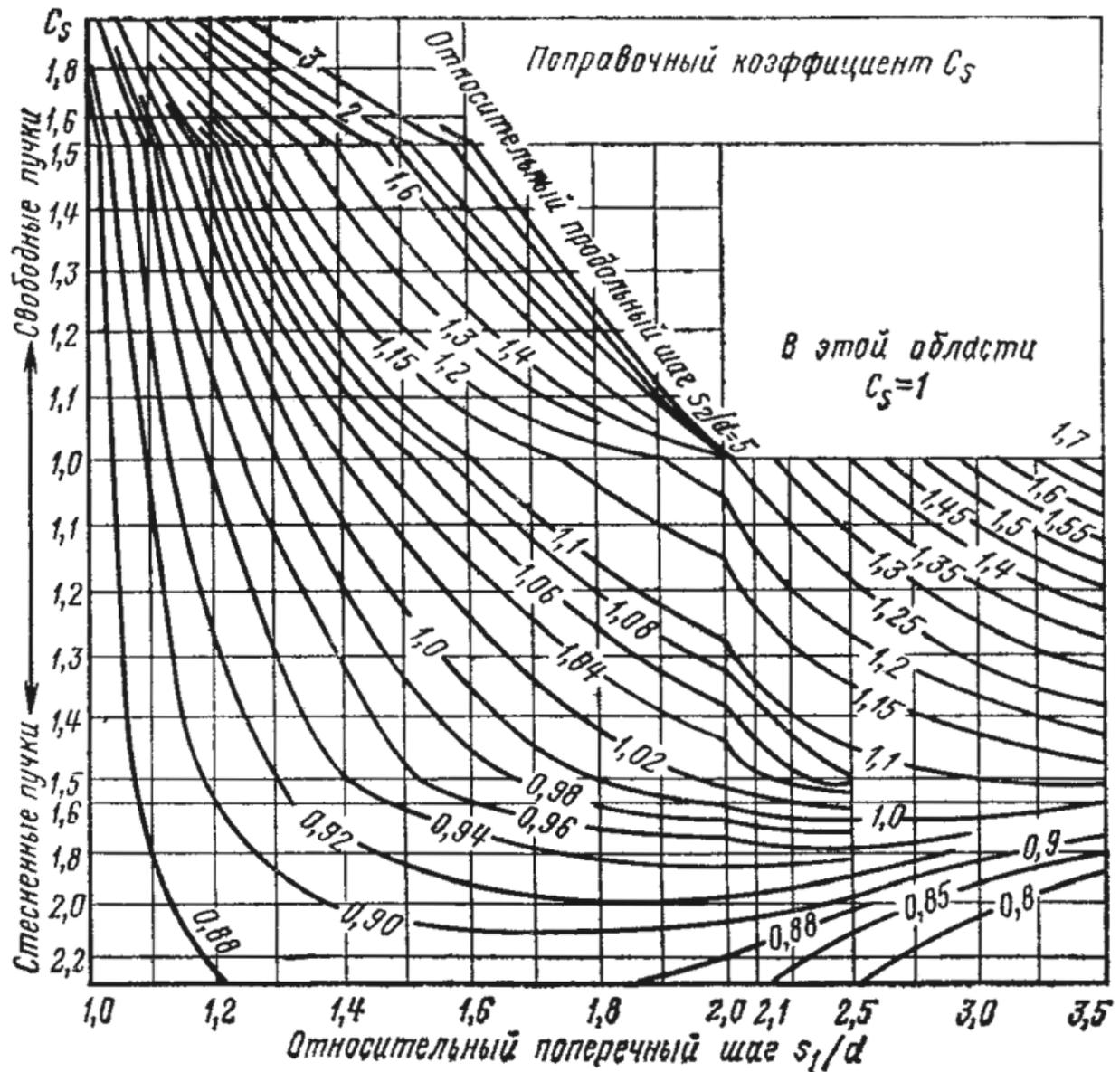


Рис. 9.2. Окончание

Коэффициент сопротивления коридорного пучка ребристых труб определяется по формуле

$$\xi = \xi_0 z_2, \quad (9.11)$$

где  $\xi_0$  — коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, который для чугунных ребристых водяных экономайзеров типа ВТИ принимается равным 0,5;

$z_2$  — число рядов труб по глубине пучка, шт.

## 9.2. Расчет газового тракта

Сопротивление газового тракта любого котлоагрегата представляет собой совокупность сопротивлений его отдельных элементов:

$$\begin{aligned} H_{\Pi}^{\Gamma\Gamma} = & \Delta h_{\text{Т}} + \Delta h_{\text{кд}} + \Delta h_{\text{Iкп}} + \Delta h_{\text{IIкп}} + \Delta h_{\text{вэ}} + \Delta h_{\text{вп}} + \Delta h_{\text{гб}} + \\ & + \Delta h_{\text{дт}} + \Delta h_{\text{сам}}^{\text{дт}}, \text{ Па,} \end{aligned} \quad (9.12)$$

где  $\Delta h_{\text{Т}}$  – разрежение в топке;

$\Delta h_{\text{кд}}$  – сопротивление камеры догорания;

$\Delta h_{\text{Iкп}}$ ,  $\Delta h_{\text{IIкп}}$  – сопротивления I и II котельных пучков;

$\Delta h_{\text{вэ}}$  – сопротивление водяного экономайзера;

$\Delta h_{\text{вп}}$  – сопротивление воздухоподогревателя;

$\Delta h_{\text{гб}}$  – сопротивление газовых боровов;

$\Delta h_{\text{дт}}$  – сопротивление дымовой трубы;

$\Delta h_{\text{сам}}^{\text{дт}}$  – величина самотяги дымовой трубы.

Разбивка газового тракта на отдельные участки выполняется условно, критерием разбивки выступает одинаковый характер омыывания внутренней поверхности газохода потоками движущихся дымовых газов.

Суммарное сопротивление котельных пучков, как правило, складывается из сопротивления поперечно омыываемых труб, сопротивления трения в продольно омыываемых пучках труб и сопротивления поворота газов внутри или вне пучков труб.

Потери давления потока от изменения скорости дымовых газов при входе и выходе из котельных пучков не учитываются, так как входят в сопротивления поперечно омыываемых пучков.

Полученное суммарное сопротивление умножается на поправочный коэффициент  $K$ , зависящий от типа газохода. Для котельных пучков с поворотом газов в горизонтальной плоскости при нормальной степени загрязнения принимают поправочный коэффициент  $K = 1,0$ . Если в конструкции котлоагрегата предусмотрена камера догорания, то ее сопротивление отдельно не определяется, а учитывается увеличением значения  $K$  до 1,15 для расположенного перед ней трубного пучка.

Для нетиповых ребристых экономайзеров при нормальном эксплуатационном загрязнении независимо от сорта топлива и типа топки рекомендуется принимать поправочный коэффициент  $K = 1,4$  при наличии регулярной обдувки и  $K = 1,8$  – при ее отсутствии.

Для расчета коэффициента сопротивления чугунного экономайзера типа ВТИ с круглыми ребрами используют формулу

$$\xi = 0,5z_2, \quad (9.13)$$

где  $z_2$  – число горизонтальных рядов, шт.

Сопротивление пучков труб с поперечными ребрами определяется по формулам и номограммам п. 9.1.

### ***Сопротивление трубчатых воздухоподогревателей***

Дымовые газы в трубчатых воздухоподогревателях движутся обычно внутри труб, поэтому сопротивление воздухоподогревателя складывается из сопротивления трения в трубах, сопротивления входа в трубы и сопротивления выхода из них.

Сопротивление трения определяется по формуле (9.4), а сопротивление вследствие изменения скоростей при входе и выходе,  $\Delta h_{\text{изм}}$ , рассчитывается по формуле

$$\Delta h_{\text{изм}} = m (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) \frac{w^2}{2} \rho, \quad (9.14)$$

где  $\xi_{\text{вх}}$  и  $\xi_{\text{вых}}$  определяются по формуле (9.7) или (9.9) в зависимости от отношения суммарной площади труб к площади живого сечения газотока до и после воздухоподогревателя;

$m$  – количество последовательно расположенных по ходу газов отдельных кубов.

### ***Сопротивление газовых борцов***

Газовые борца на участке «воздухоподогреватель – выход из дымовой трубы» рассчитываются по расходу и температуре уходящих газов за воздухоподогревателем (при его отсутствии – за водяным экономайзером), принятым из теплового расчета.

Газовые борова обычно имеют относительно большое сечение и незначительную протяженность, поэтому значения относительной длины  $l/d_3$  и сопротивления трения в них получаются небольшими. Суммарное сопротивление боронов определяется главным образом местными сопротивлениями.

Точный расчет сопротивления боронов – довольно громоздкий, поэтому в практических расчетах используют упрощения, дающие достаточную степень точности результатов.

Коэффициент сопротивления трения  $\lambda$  для стальных нефутерованных боронов обычно принимают равным 0,02; для остальных футерованных, кирпичных или бетонных каналов и труб при  $d_3 \geq 0,9$  – равным 0,03, при  $d_3 < 0,9$  – 0,04.

Приближенно можно считать, что сопротивление трения остальных боронов равно 1 Па на 1 погонный метр длины борова, т. е.  $\Delta h = 1 \text{ Па} / 1 \text{ п. м.}$

Сопротивление поставленного на пути газов открытого шибера принимают равным 15 Па, скорость газов в дымоходах – равной 10 м/с.

### ***Сопротивление золоуловителей***

Сопротивление золоуловителей в общем случае рассчитывается по формуле для местных сопротивлений (9.5). Коэффициенты сопротивления циклонов приведены в табл. 9.1, батарейных циклонов (БЦ) – в табл. 9.2.

Таблица 9.1

*Коэффициент сопротивления циклонов*

Тип циклона	ЦР-11	ЦН-15	ЦН-24	ЦКТИ	ЦМС-27	Д-49
Коэффициент сопротивления	245	155	75	100	45	33

Таблица 9.2

*Коэффициенты сопротивления батарейных циклонов*

Батарейный циклон	Коэффициент сопротивления
БЦУ с полуулиточным закручиванием потока типа «Энергоуголь»	110
БЦ с закручивающими лопатками с безударным входом	65
БЦ РН с закручивающимися лопатками с безударным входом	80
БЦ конструкции ЦКТИ с элементами диаметром 500 мм с четырехзаходным закручивателем потока	130
БЦ с элементами, имеющими лопаточный аппарат типа «розетка»	90
То же типа «винт»	85

Коэффициент сопротивления блока циклонов с входными и выходными коллекторами принимается в общем случае по формуле

$$\xi_{\text{бл}} = \xi_{\text{ц}} + k, \quad (9.15)$$

где  $\xi_{\text{ц}}$  – коэффициент сопротивления одиночного циклона;

$k$  – поправка, учитывающая сопротивление входных и выходных коллекторов в зависимости от их компоновки (табл. 9.3).

Скорость газов для циклона условно отнесена к сечению цилиндрической части корпуса циклона. За живое сечение блоков циклонов и батарейного циклона принимается сумма сечений всех циклонов, включенных в блок или батарею.

Таблица 9.3

*Поправка  $k$  на компоновку циклонов*

Характеристика блока циклонов	Значение $k$
Прямоугольная компоновка, организованный подвод, входы и циклонные элементы расположены в одной плоскости или ступенчато	35
То же, но улиточный отвод из циклонных элементов	28
Прямоугольная компоновка, свободный подвод потока в общую камеру	60

Характеристики батарейных циклонов для котлов  $D = 6,5 \dots 20$  т/ч приведены в табл. 9.4, характеристики блоков циклонов для котлов  $D = 2,5 \dots 6,5$  т/ч – в табл. 9.5.

Таблица 9.4

## Характеристики батарейных циклонов для котлов 6,5...20 т/ч

Паропроизводительность котлов, т/ч	Типоразмер батарейного циклона	Пропускная способность БЦ, тыс. м <sup>3</sup> /ч, при $t = 150$ °С и сопротивлении, Па		Основные размеры, мм							Масса общая, т
		440	590	$H$	$L_1$	$B_1$	$L_2$	$H_2$	$h$	$b$	
6,5	БЦ-2-4 × (3 + 2)	15,2	17,4	1020	1330	1610	2120	1400	450	800	3,8
	4250			4,0							
10,0	БЦ-2-5 × (4 + 2)	22,6	26,1	4120	1610	1890	2600	1400	550	1000	5,1
	4350			5,4							
15	БЦ-2-6 × (4 + 2)	27,2	31,4	4220	1890	1890	2880	1400	700	1000	6,1
	4450			6,4							
15	БЦ-2-6 × (4 + 3)	31,6	36,5	4420	1890	2170	2880	1600	700	1100	7,0
	4650			7,4							
15; 16; 20	БЦ-2-6 × (5 + 3)	36,2	42,0	4420	1890	2450	3180	1600	700	1300	7,9
	4650			8,4							
16; 20	БЦ-2-7 × (5 + 3)	42,2	48,9	4520	2170	2450	3460	1600	800	1300	9,0
	4750			9,5							

*Примечания:* 1. В обозначении типоразмеров первая цифра – количество секций, вторая – число рядов циклонов по ходу газов; в скобках первая цифра – число циклонов поперек хода газов в большой секции, вторая – то же в меньшей секции.

2. БЦ – батарейные циклоны для угольной золы, БЦТ – для торфяной золы.

Таблица 9.5

## Характеристики блоков циклонов для котлов 2,5...6,5 т/ч

Паропроизводительность котлов, т/ч	Типоразмер блока	Условное сечение блока, м <sup>2</sup>	Пропускная способность БЦ, тыс. м <sup>3</sup> /ч, при $t = 150$ °С и сопротивлении, Па		Основные размеры, мм						
			344	490	$H$	$H_2$	$B$	$L$	$A_0$	$A_2$	$A_3$
2,5	I Ц-2 × 2 × 400	0,5	5,8	6,87	3580	2320	1656	1556	570	740	484
	3567										
2,5	I Ц-2 × 2 × 450	0,64	7,35	8,82	4000	2610	1850	1876	640	830	544
	II Ц-2 × 2 × 450										
2,5 4,0	I Ц-2 × 2 × 500	0,79	9,07	10,88	4410	2900	2036	1876	710	915	60
	II Ц-2 × 2 × 500				4447						
4,0	I Ц-2 × 2 × 550	0,95	10,93	13,15	4830	3190	2230	2086	780	1010	664
	II Ц-2 × 2 × 500				4947						
4,0 6,5	I Ц-3 × 2 × 500	1,18	13,62	16,30	4410	2900	2036	1876	710	1320	604
	II Ц-3 × 2 × 550				4447						
4,0 6,5	I Ц-3 × 2 × 550	1,42	16,40	19,70	4830	3190	2230	2086	780	1450	664
	II Ц-3 × 2 × 550				4947						
6,5	I Ц-3 × 2 × 600	1,70	19,60	23,50	5240	3480	2410	2256	850	1580	724
	II Ц-3 × 2 × 600				5377						
6,5	I Ц-3 × 2 × 650	1,99	22,80	27,30	5650	3770	2606	2356	920	1710	784
	II Ц-3 × 2 × 650				5747						

### **Сопротивление дымовой трубы при искусственной тяге**

Определение сопротивления трубы при искусственной тяге принципиально не отличается от расчета сопротивления прочих элементов газового тракта.

Температура газов в дымовой трубе принимается равной температуре уходящих газов, охлаждением газов в трубе обычно пренебрегают.

Сопротивление дымовой трубы представляет собой сумму сопротивления трения и потери с выходной скоростью.

Сопротивление трения на участке дымовой трубы с постоянным уклоном по внутренней образующей футеровки,  $\text{Па}$ , рассчитывается с учетом конусности трубы по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{8i} \frac{(w_{\text{к}}^2 - w_{\text{н}}^2)}{2} \rho, \quad (9.16)$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления трения дымовой трубы;

$w_{\text{к}}$  – скорость газов в конце трубы;

$w_{\text{н}}$  – скорость газов в начале трубы;

$i$  – уклон трубы по внутренней образующей, принимаемый при отсутствии данных равным 0,02.

Потеря давления с выходной скоростью рассчитывается для всех труб по формуле (9.6) с коэффициентом местного сопротивления выхода  $\xi = 1,0$ .

Для котельных применяют металлические, кирпичные и железобетонные дымовые трубы.

Высоту и диаметр трубы котельной для работы на твердом топливе и мазуте, оборудуемой установками для очистки дымовых газов от золы со степенью улавливания 85...90 %, принимают по данным табл. 9.6 – 9.8.

Таблица 9.6

#### **Определение высоты и диаметра дымовых труб**

Расход топлива, т/ч	Высота, м			
	при $A^{\text{п}} < 5,$ $S^{\text{п}} < 0,3$	при $A^{\text{п}} < 5,$ $S^{\text{п}} \geq 0,3$	при $A^{\text{п}} \geq 5,$ $S^{\text{п}} < 0,3$	при $A^{\text{п}} \geq 5,$ $S^{\text{п}} \geq 0,3$
До 1	20	20	20	20
Более 1 до 5	30	30	30	30
Более 5 до 10	30	30	45	45

Окончание табл. 9.6

Расход топлива, т/ч	Высота, м			
	$A^п < 5,$ $S^п < 0,3$			
Более 10 до 15	30	30 <sup>1</sup>	45	45 <sup>1</sup>
Более 15	30 <sup>2</sup>	30 <sup>2</sup>	45 <sup>3</sup>	45 <sup>3</sup>

Примечания: <sup>1</sup> В таблице указана минимальная допустимая высота дымовой трубы; если в радиусе 200 м от котельной имеются здания высотой более 15 м, то высота трубы принимается 45 м; расчетная высота определяется по методике из условий обеспечения ПДК сернистого ангидрида.

<sup>2</sup> Указана минимальная высота трубы; если в радиусе 200 м от котельной имеются здания высотой более 15 м, она принимается 45 м; расчетная высота определяется согласно сноске <sup>1</sup>, но при этом должны обеспечиваться ПДК золы и сернистого ангидрида.

<sup>3</sup> Указана минимальная высота трубы; расчетная высота определяется согласно сноске <sup>2</sup>.

Таблица 9.7

Унифицированный ряд типоразмеров труб (кирпичных и ж/б)

Высота труб, м	Диаметр на выходе $d_0$ , м																Исполнение	
	0,75	0,90	1,05	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	3,0	3,6	4,2	4,6	6,0	7,2	8,4	9,6		
20																		Цилиндрические или конические
25																		
30																		
35																		
40					1													
45																		
50																		
60																		
70																		Конические
80																		
90																		
100																		
120																		
150																		
200																	2	
250																		
300																		

Примечание. 1 – кирпичные или монолитные ж/б; 2 – монолитные ж/б.

Таблица 9.8

## Унифицированный ряд типоразмеров труб (металлических)

Высота труб, м	Диаметр на выходе $d_0$ , м					Растяжки	
	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0	Количество; число ярусов	Радиус от центра трубы, м
21,4						3; 1	1,0
21,6						3; 1	1,0
23,3						3; 1	1,0
31,8						6; 2	1,6
32,0						6; 2	1,6
33,8						3; 1	1,6
44,2						6; 2	2,2

Значения экономической скорости газов на выходе из дымовых труб котлов относительно небольшой мощности могут быть определены по рис. 9.3.

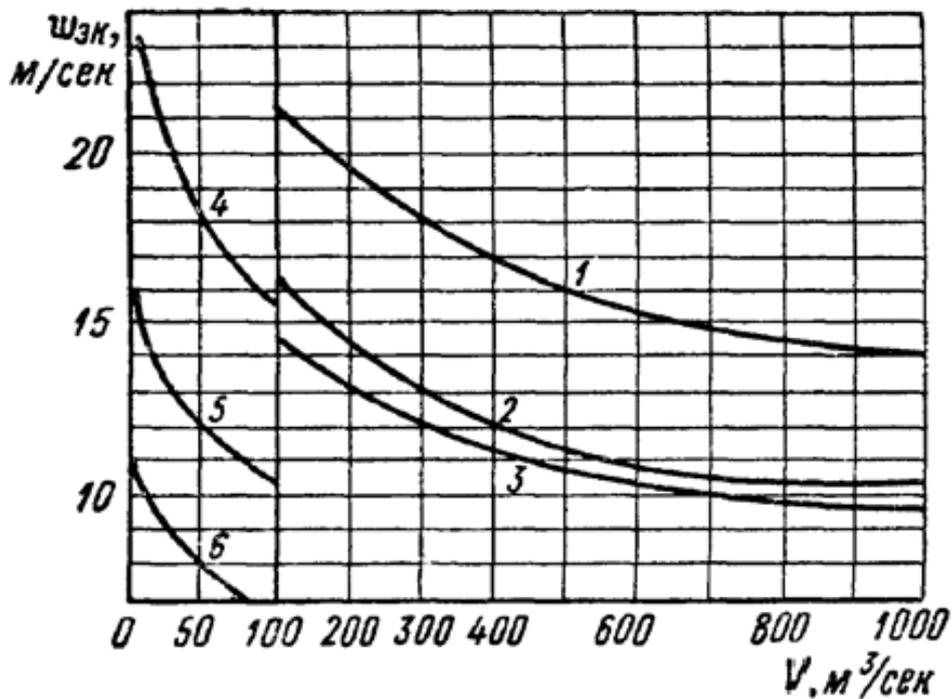


Рис. 9.3. Экономические скорости дымовых газов на выходе из кирпичных и железобетонных труб установок средней и малой мощности для высоты дымовой трубы  $H_{дт}$ : 1 – 120 м; 2 – 100 м; 3 – 60...80 м (трубы установок малой мощности, отопительных и промышленных, включенных в энергосистему); 4 – 60 м; 5 – 60 м (трубы установок малой мощности, промышленных, не включенных в энергосистему); 6 – 30...45 м

Диаметр устья дымовой трубы, м, определяется в зависимости от значения скорости дымовых газов на выходе по формуле

$$d_{\text{вых}} = 0,0188 \sqrt{\frac{V_{\text{дт}}}{w_{\text{эк}}}}, \quad (9.17)$$

где  $V_{\text{дт}}$  – часовой расход дымовых газов подключенных к дымовой трубе котлоагрегатов, работающих на номинальной нагрузке, м<sup>3</sup>/ч;

$w_{\text{эк}}$  – экономическая скорость газов на выходе из дымовой трубы, м/с.

Диаметр трубы на входе, м, определяется из выражения

$$d_{\text{вх}} = d_{\text{вых}} + 2iN_{\text{дт}}. \quad (9.18)$$

### ***Расчет самотяги дымовой трубы***

Самотяга дымовой трубы, Па, рассчитывается по формуле

$$\Delta h_{\text{сам}}^{\text{дт}} = N_{\text{дт}}(\rho_{\text{г}} - \rho_{\text{в}})g, \quad (9.19)$$

где  $N_{\text{дт}}$  – высота дымовой трубы, м;

$\rho_{\text{г}}$  – плотность уходящих дымовых газов, (кгс · с<sup>2</sup>)/м<sup>4</sup>;

$\rho_{\text{в}}$  – плотность наружного воздуха, (кгс · с<sup>2</sup>)/м<sup>4</sup>.

При естественной тяге необходимо определить температуру газов в дымовой трубе. Охлаждение газов в дымовой трубе на одном метре ее высоты, °С, определяют по приближенным формулам в зависимости от значения  $D$  – суммарной паропроизводительности подключенных к трубе котлов:

1) для металлических нефутерованных труб

$$\Delta\vartheta = \frac{2}{\sqrt{D}}; \quad (9.20)$$

2) для металлических футерованных труб

$$\Delta\vartheta = \frac{0,8}{\sqrt{D}}; \quad (9.21)$$

3) для малых (средняя толщина кладки менее 0,5 м) кирпичных труб

$$\Delta\vartheta = \frac{0,4}{\sqrt{D}}; \quad (9.22)$$

4) для больших (средняя толщина кладки более 0,5 м) кирпичных труб

$$\Delta\vartheta = \frac{0,2}{\sqrt{D}}. \quad (9.23)$$

Высота трубы, обеспечивающая тягу, м, определяется по формуле

$$H_{дт} = \frac{1,2 \Delta H_{п}^{гг} + (h_{д}'' + \Delta h_{тр}) \frac{\rho_0}{0,132} \frac{760}{h_{бар}}}{\left(\rho_{в} - \rho_0 \frac{273}{273 + t_{ср}}\right) \frac{h_{бар}}{760}}, \quad (9.24)$$

где 1,2 – коэффициент запаса по тяге;

$\Delta H_{п}^{гг}$  – перепад полных давлений газового тракта, Па, без учета сопротивления и самотяги трубы;

$h_{д}''$  – динамическое давление при скорости выхода из трубы, Па;

$\rho_0$  – плотность газов при 0 °С, (кгс · с<sup>2</sup>)/м<sup>4</sup>, при температуре холодного воздуха 20 °С составляет 0,123 (кгс · с<sup>2</sup>)/м<sup>4</sup>;

$\rho_{в}$  – плотность наружного (атмосферного) воздуха, (кгс · с<sup>2</sup>)/м<sup>4</sup>.

В зависимости от температуры плотность воздуха, (кгс · с<sup>2</sup>)/м<sup>4</sup>, рассчитывается по формуле

$$\rho_{в} = 0,132 \frac{273}{273 + t_{в}}, \quad (9.25)$$

где  $t_{в}$  – средняя температура наружного воздуха, °С.

### 9.3. Расчет воздушного тракта

Расчет воздушного тракта производится на номинальную нагрузку котлоагрегата. Исходные данные, необходимые для расчета воздушного тракта, – температура воздуха, живое сечение, средняя скорость воздуха в воздухоподогревателе и др. – принимаются из теплового расчета. Сопротивление воздушного тракта, Па, представляет собой сумму сопротивлений воздухопроводов (воздухопроводов) и топочных устройств котла:

$$H_{п}^{вт} = \Delta h_{вс} + \Delta h_{вв} + \Delta h_{топ}. \quad (9.26)$$

#### *Сопротивление воздухопроводов котла*

Сопротивление воздухопроводов складывается из сопротивления всасывающего устройства, сопротивления трения и местных сопротивлений.

Сопротивление всасывающего устройства определяется как местное по формуле (9.6) при средней скорости  $w = 10 \dots 15$  м/с и коэффициенте местного сопротивления, взятом из справочной литературы [13].

Сопротивление воздухопроводов на трение определяется в зависимости от их длины из условия, что 1 погонный метр воздухопровода создает сопротивление примерно 1 Па.

### ***Сопротивление топочных устройств котла***

Сопротивление топочных устройств котла представляет собой при камерном сжигании сопротивление горелочных устройств, а при слоевом сжигании – сопротивление слоя топлива.

Сопротивление горелок определяется по формуле (9.6) при скорости воздуха порядка 30...40 м/с, температуре воздуха, принятой в тепловом расчете, и коэффициенте сопротивления, определяемом в зависимости от типа принятой к установке горелки. Коэффициенты сопротивления некоторых типов горелок приведены в табл. 9.9

Таблица 9.9

#### *Значения коэффициентов сопротивления горелок*

Тип горелок	Коэффициент сопротивления
Вихревая ГМГМ	3,2
Вихревая ГМГА	2,5
Вихревая ГМГБ	3,0
Вихревая ГМ	3,0
Горелка двухступенчатого сжигания ГМП	5,5
Ротационная РГМГ со встроенным вентилятором первичного воздуха	3,0
То же с автономным вентилятором первичного воздуха	3,0

Сопротивление слоя топлива (необходимое давление воздуха под решеткой  $\Delta h$ , Па) определяется по табл. 9.10.

Таблица 9.10

#### *Технические характеристики топок*

Тип топки и сорт топлива, приведенные зольность $A^п$ и влажность $W^п$	Видимое теплонапряжение зеркала горения $Q_R$ , кВт/м <sup>2</sup>	Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T$	Необходимое давление воздуха под решеткой $\Delta h$ , Па
<i>Механические и полумеханические топки</i>			
Топки с цепной решеткой; антрациты АМ и АС, $A^п = 2,0$	931...1163	1,5...1,6	980
Шахтно-цепные топки; торф кусковой, $W^п = 45...50$ , $A^п = 3,0$	1745...2210	1,3	980

Окончание табл. 9.10

Тип топки и сорт топлива, приведенные зольность $A^п$ и влажность $W^п$	Видимое теплонапряжение зеркала горения $Q_R$ , кВт/м <sup>2</sup>	Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T$	Необходимое давление воздуха под решеткой $\Delta h$ , Па
Топки с пневматическими забрасывателями и цепной решеткой прямого хода а) каменные угли Г и Д, $A^п = 1,4...3,2$ б) бурые угли, $W^п = 7,4...8,4$ ; $A^п = 4,2...6,5$	1163	1,3...1,4	785
	1628	1,3...1,4	785
Топки с пневматическими забрасывателями и цепной решеткой обратного хода а) каменные угли Г и Д, $A^п = 1,4...5,7$ б) бурые угли, $W^п = 7,4...13,6$ ; $A^п = 2,9...6,5$ в) подмосковный уголь, $W^п = 12,8$ ; $A^п = 8,9$ г) эстонские сланцы, $W^п = 5,0$ ; $A^п = 21,0$	1396...1745	1,3...1,4	490
	1396...1745	1,3...1,4	490
	1163...1396	1,3...1,4	470
	1163...1396	1,4	590
Топки с пневматическими забрасывателями и решеткой с поворотными колосниками: а) антрациты АМ и АС, $A^п = 2,0$ б) каменные угли, $A^п = 1,4...3,2$ в) бурые угли, $W^п = 7,4...13,6$ , $A^п = 1,6...6,5$ г) подмосковный уголь, $W^п = 12,8$ , $A^п = 8,9$	930...1163	1,6...1,7	980
	930...1163	1,4...1,5	785
	930...1163	1,4...1,5	785
	814...1047	1,4...1,5	785
<i>Топки с неподвижной решеткой</i>			
Бурые угли рядовые с умеренной зольностью и влажностью, $A^п = 6,5$	930	1,4	980
То же влажные многозольные, $A^п = 10,0$	814	1,4	980
То же сортированные, $A^п = 8,0$	1047	1,35	980
Рядовые каменные угли	814...930	1,4	785
Антрациты сортированные АМ и АС, $A^п = 2,0$	1047	1,3	980

### **Выбор дымососов и вентиляторов**

Выбор вентилятора или дымососа сводится к подбору дутьевой машины, обеспечивающей производительность и давление, определенные при расчете воздушного и газового тракта, и обладающей повышенным КПД при эксплуатации.

Для обеспечения надежной работы котлоагрегата рассчитанные производительности и напоры принимаются при выборе дымососов и вентиляторов с коэффициентами запаса, указанными в табл. 9.11.

В табл. 9.9 приведены коэффициенты сопротивления некоторых горелок.

Таблица 9.11

*Коэффициенты запаса при подборе дутьевых вентиляторов*

Тягодутьевая машина	Коэффициент запаса	
	по производи- тельности $\beta_1$	по давлению $\beta_2$
Дутьевой вентилятор/дымосос	1,05 / 1,05	1,1 / 1,1
Дутьевой вентилятор и дымосос при расчете котельного агрегата на пиковую нагрузку	1,03	1,05

Производительность дымососа котлоагрегата, м<sup>3</sup>/с, определяется из выражения

$$Q_d = \frac{\beta_1 B_p V_g (t_{yx} + 273)}{273}, \quad (9.27)$$

где  $\beta_1$  – коэффициент запаса дымососа по производительности, определяемый по табл. 9.11;

$B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с (твердое или жидкое топливо) или м<sup>3</sup>/с (газообразное топливо);

$V_g$  – объем уходящих газов, м<sup>3</sup>/кг (твердое и жидкое топливо) или м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup> (газообразное топливо);

$t_{yx}$  – температура уходящих газов, °С.

Значения расчетного расхода топлива, объема и температуры уходящих газов берутся из теплового расчета котла.

Расчетное давление (или разрежение), создаваемое дымососом, Па, вычисляется по формуле

$$H_d = \beta_2 H_{пг} \frac{273 + t_{yx}}{273 + t_{хар}^д}, \quad (9.28)$$

где  $\beta_2$  – коэффициент запаса дымососа по давлению, определяемый по табл. 9.11;

$H_{\Pi}^{ГТ}$  – суммарное сопротивление газового тракта теплогенерирующей установки, Па;

$t_{хар}^Д$  – температура, для которой составлена характеристика дымососа, °С, как правило, принимается равной 200 °С.

Рассчитав, таким образом, производительность и расчетное давление по значениям  $Q_d$  и  $H_d$ , по области работы дымососов (рис. 9.4) определяют тип дымососа.

Подробные технические характеристики дымососа уточняются по каталогу производителя.

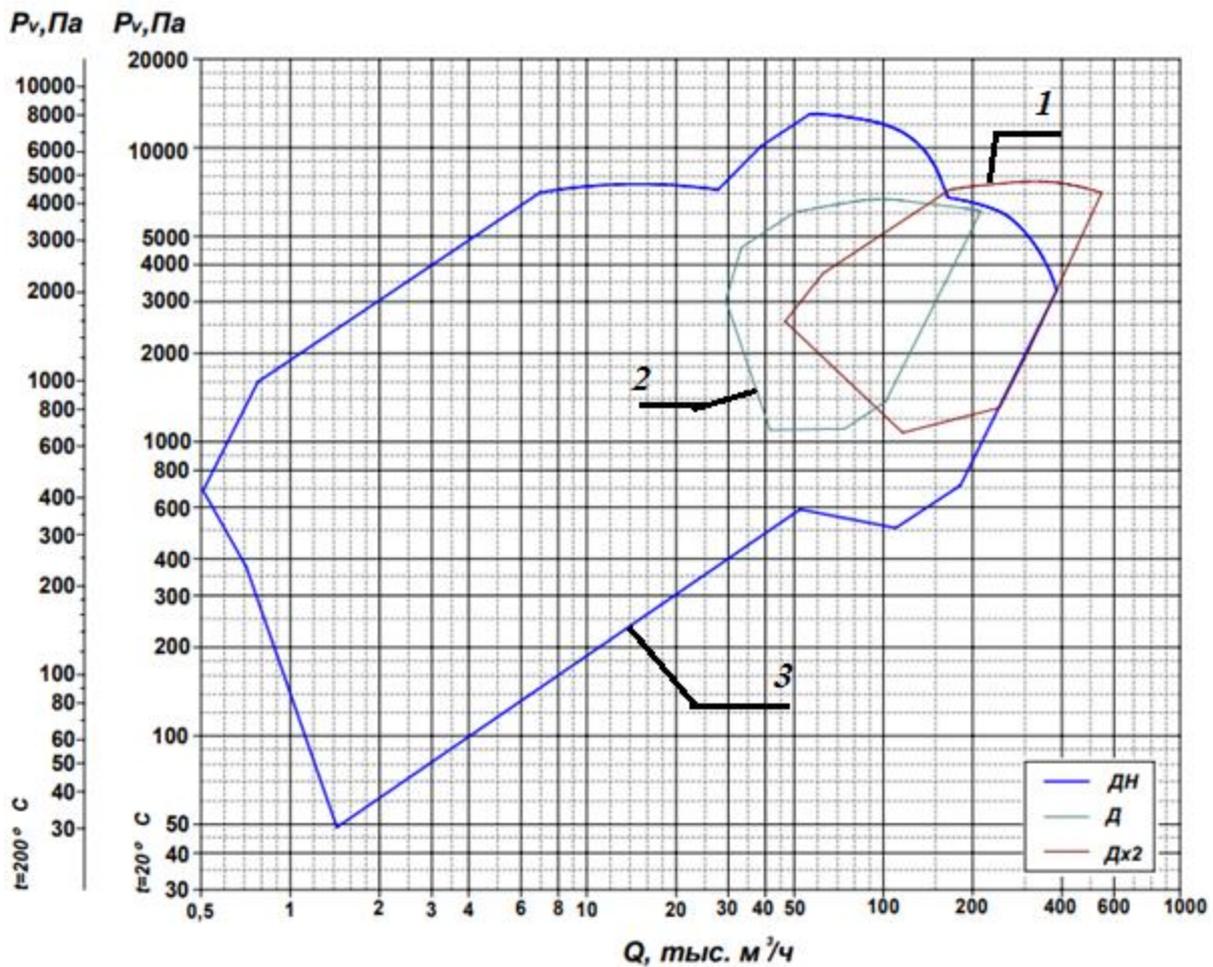


Рис. 9.4. Область работы дымососов типа ДН, Д и Д × 2: 1 – ДН; 2 – Д; 3 – Д × 2

Мощность приводного электродвигателя дымососа, кВт, определяется по формуле

$$N_d = \frac{\beta_3 Q_d H_d \Psi_{\Gamma}}{10 \eta_d}, \quad (9.29)$$

где  $\beta_3$  – коэффициент запаса по мощности, принимаемый 1,05;

$\psi_r$  – коэффициент сжимаемости газа в дымососе; для дымососов с  $H_d \leq 3000$  Па принимается равным 1,0;

$\eta_d$  – КПД дымососа по его индивидуальной характеристике, %.

Производительность дутьевого вентилятора,  $\text{м}^3/\text{с}$ ,

$$Q_B = \beta_1 B_p V^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T) \frac{t_B + 273}{273}, \quad (9.30)$$

где  $\beta_1$  – коэффициент запаса дутьевого вентилятора по производительности, принимаемый по табл. 9.11;

$V^0$  – теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг твердого или жидкого топлива,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , или для сжигания 1  $\text{нм}^3$  газообразного топлива,  $\text{м}^3/\text{нм}^3$ ;

$\alpha_T$  – коэффициент избытка воздуха;

$\Delta\alpha_T$  – присосы воздуха в топку;

$t_B$  – температура воздуха, подаваемого в топку,  $^\circ\text{C}$ .

Значения величин, входящие в формулу (9.30), берутся из теплового расчета котлоагрегата.

Расчетное давление, создаваемое дутьевым вентилятором, Па, определяется по формуле

$$H_B = \beta_2 H_{\Pi}^{\text{BT}} \frac{t_B + 273}{t_{\text{хар}}^B + 273}, \quad (9.31)$$

где  $\beta_2$  – коэффициент запаса дутьевого вентилятора по давлению, определяемый по табл. 9.11;

$H_{\Pi}^{\text{BT}}$  – суммарное сопротивление воздушного тракта теплогенерирующей установки, Па;

$t_{\text{хар}}^B$  – температура, для которой составлена характеристика дутьевого вентилятора,  $^\circ\text{C}$ , принимаемая обычно равной  $20$   $^\circ\text{C}$ .

Рассчитав производительность и расчетное давление, по области работы вентиляторов (рис. 9.5) определяют тип вентилятора.

Подробные технические характеристики вентилятора уточняются по каталогу производителя.

Мощность приводного электродвигателя дутьевого вентилятора, кВт, определяется по формуле

$$N_{\text{дв}} = \frac{\beta_3 Q_B H_B \psi_B}{10\eta_{\text{дв}}}, \quad (9.32)$$

где  $\psi_B$  – коэффициент сжимаемости воздуха в вентиляторе, обычно принимается равным 1,0;

$\eta_{\text{дв}}$  – КПД дутьевого вентилятора, принимаемый по графику его индивидуальной характеристики.

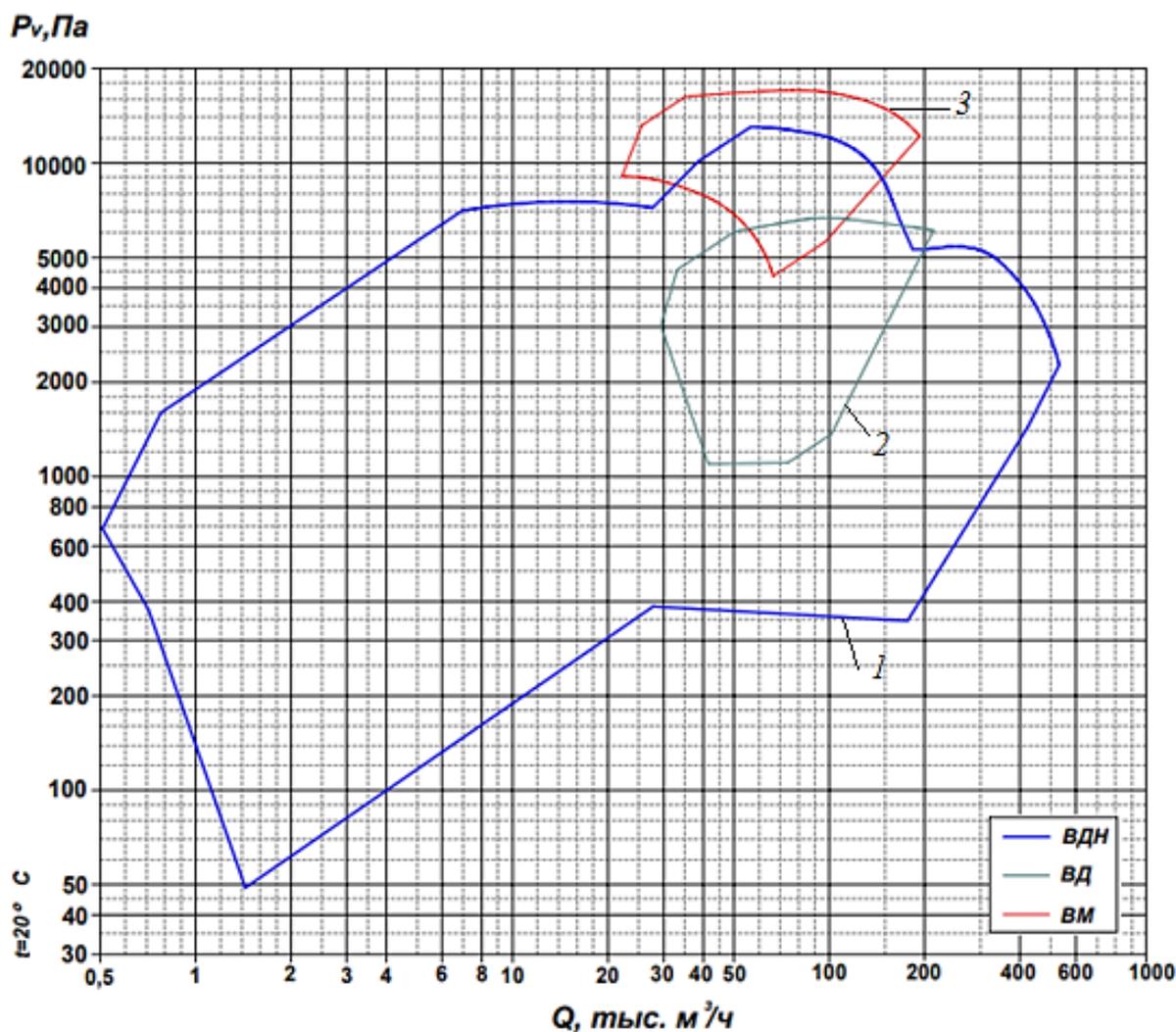


Рис. 9.5. Область работы дутьевых вентиляторов типа ВДН, ВД и ВМ:  
1 – ВДН; 2 – ВД; 3 – ВМ

## 10. РАСЧЕТ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПАРОВОЙ ПРОИЗВОДСТВЕННО-ОТОПИТЕЛЬНОЙ КОТЕЛЬНОЙ

Тепловая схема котельной – один из важных этапов проектирования. Она должна быть рациональной, чтобы упростить эксплуатацию и полностью устранить возможность неправильных переключений.

На тепловой схеме котельной с помощью условных изображений показывают основное и вспомогательное оборудование, объединяемое линиями трубопроводов для транспортировки теплоносителей – пара или воды.

Тепловые схемы котельных могут быть: принципиальные, развернутые, рабочие или монтажные. На принципиальных тепловых схемах котельных указывают лишь главное оборудование (котлы, подогреватели, деаэраторы, насосы) и основные трубопроводы без арматуры, всевозможных вспомогательных устройств и второстепенных трубопроводов и без уточнения количества и расположения оборудования. На этой схеме показывают расходы и параметры теплоносителей.

Рассмотрим принципиальную тепловую схему производственно-отопительной котельной (рис. 10.1).

Для расчета принципиальной тепловой схемы котельной необходимы следующие исходные данные:

$D_{пр}$  – отпуск пара на производство, т/ч, и его параметры (для насыщенного пара – давление, для перегретого пара – давление и температура);

$Q_{отп}$  – отпуск теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, МВт;

$t_1$  – температура прямой сетевой воды, °С;

$t_2$  – температура обратной сетевой воды, °С;

$\alpha_{возвр}$  – доля возврата конденсата с производства, %;

$h_{ок}$  – энтальпия конденсата с производства, кДж/кг;

$q_{сн}$  – расход пара на собственные нужды котельной, %;

$D_{пот}^*$  – внутрикотельные потери пара, % (в курсовом проекте рекомендуется принять равными 2 % от расхода пара внешними потребителями);

$P_{пр}$  – величина непрерывной продувки, %;

$X$  – степень сухости вторичного пара в расширителе непрерывной продувки (в курсовом проекте принять равной 0,95);

$W_{ут}$  – потери воды в тепловых сетях, % (в курсовом проекте рекомендуется принять равными 2 % от расхода сетевой воды);

$t_{1св}$  – температура сырой воды, поступающей в котельную, °С (в курсовом проекте для зимнего режима работы принять равной 5 °С).

Расчет тепловой схемы котельной заключается в определении потоков пара и воды через все элементы схемы.

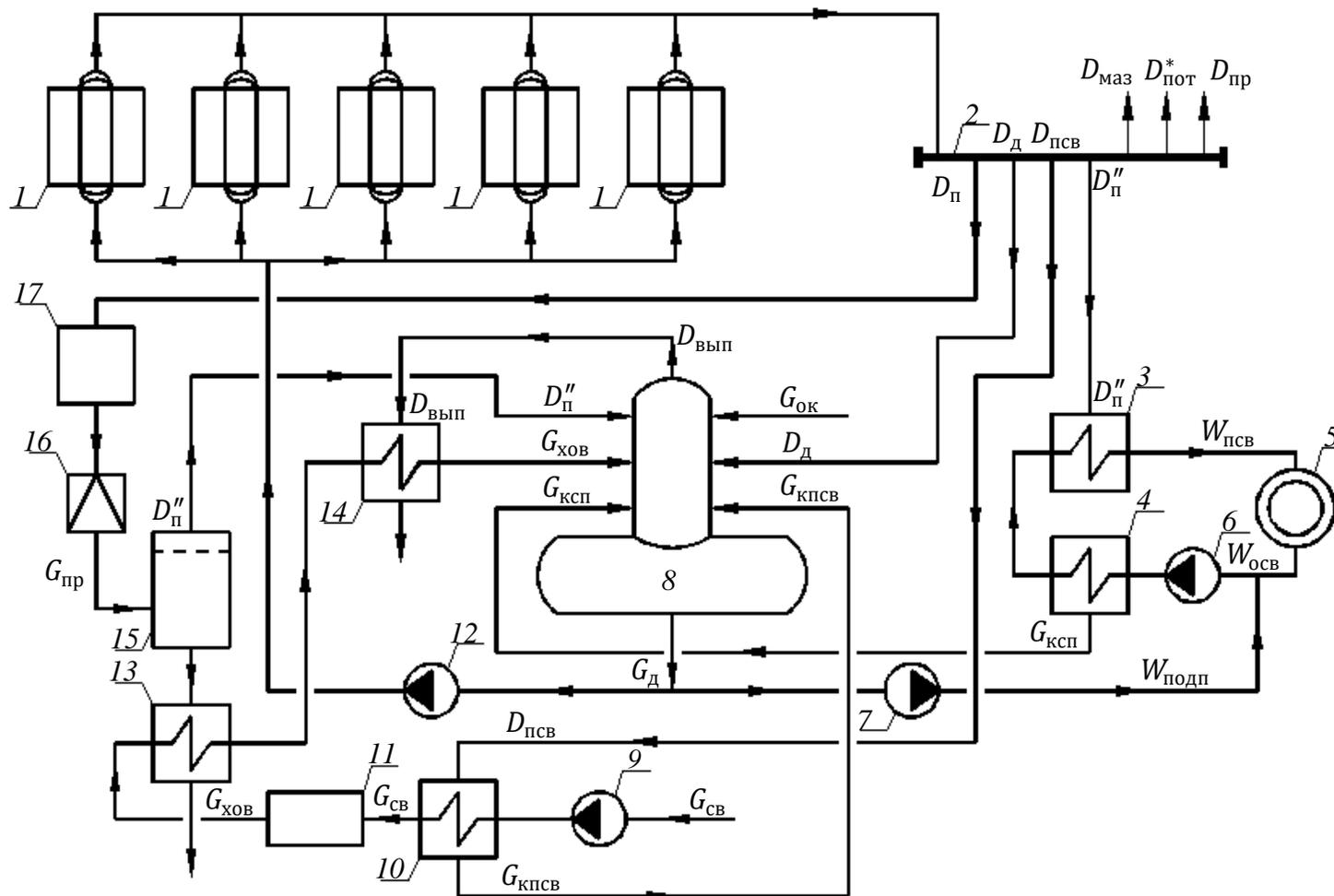


Рис. 10.1. Принципиальная тепловая схема производственно-отопительной котельной: 1 – котлоагрегат; 2 – паровой коллектор; 3, 4 – сетевые теплообменники (т/о) I и II ст.; 5 – потребитель тепла; 6 – сетевой насос; 7 – подпиточный насос; 8 – деаэратор; 9 – насос сырой воды; 10 – т/о сырой воды I ст.; 11 – установка ХВП; 12 – питательный насос; 13 – т/о сырой воды II ст.; 14 – т/о сырой воды III ст.; 15 – сепаратор; 16 – редуктор; 17 – конденсатный бак

### *Расчет установки подогрева сетевой воды*

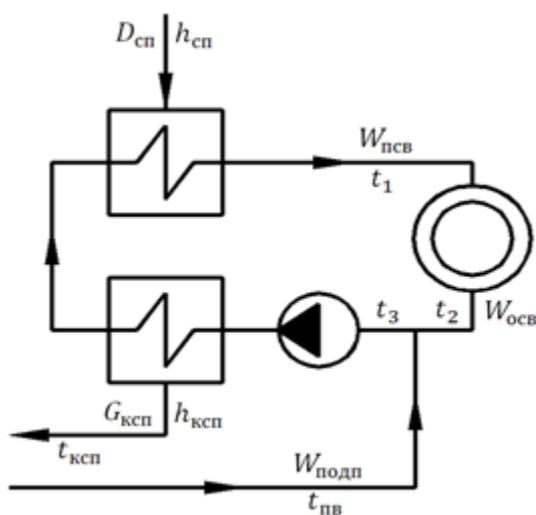
Расход прямой сетевой воды, т/ч, рассчитывают по формуле

$$W_{\text{псв}} = \frac{Q_{\text{от}} \cdot 10^3 \cdot 3,6}{h_1 - h_3}, \quad (10.1)$$

где  $h_1$  – энтальпия прямой сетевой воды при  $t_1 = 150$  °С, кДж/кг;

$h_3$  – энтальпия сетевой воды при  $t_3$ , кДж/кг;  $t_3$  определяют как температуру смешения обратной сетевой воды в количестве  $W_{\text{осв}}$  с температурой  $t_2$  и подпиточной воды в количестве  $W_{\text{подп}}$  с температурой  $t_{\text{пв}} = 104$  °С (для деаэраторов атмосферного типа) по выражению

$$t_3 = \frac{W_{\text{осв}} t_2 + W_{\text{подп}} t_{\text{пв}}}{W_{\text{псв}}}. \quad (10.2)$$



*Рис. 10.2. Расчетная схема установки для подогрева сетевой воды*

Расчетная схема установки для подогрева сетевой воды представлена на рис. 10.2.

В курсовом проекте потери воды в тепловых сетях рекомендуется принять в объеме 2 % от расхода прямой сетевой воды, поэтому расход подпиточной воды для тепловой сети, т/ч, определяется по формуле

$$W_{\text{подп}} = W_{\text{ут}} = 0,02 W_{\text{псв}}. \quad (10.3)$$

Количество обратной сетевой воды, т/ч, рассчитывается

как разность объема прямой сетевой воды и объема утечек, т. е.

$$W_{\text{осв}} = W_{\text{псв}} - W_{\text{ут}}. \quad (10.4)$$

Расход пара на подогрев сетевой воды, т/ч, определяется из выражения

$$D_{\text{сп}} = \frac{Q_{\text{отп}} \cdot 10^3 \cdot 3,6}{(h_{\text{п}} - h_{\text{ксп}})\eta}, \quad (10.5)$$

где  $Q_{\text{отп}}$  – отпуск тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, МВт;

$h_{\text{п}}$  – энтальпия греющего пара, кДж/кг;

$h_{\text{ксп}}$  – энтальпия конденсата сетевых подогревателей, кДж/кг; для двухступенчатой схемы подогрева принимают  $h_{\text{ксп}} = t_3 + (5 \dots 10) \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$\eta$  – КПД сетевого подогревателя,  $\eta = 0,98$ .

Количество конденсата после сетевых подогревателей, т/ч, равно количеству приходящего в них пара, т. е.

$$G_{\text{ксп}} = D_{\text{сп}}. \quad (10.6)$$

Паровая нагрузка котельной (на данном этапе – без учета расхода пара на деаэрацию, подогрев сырой воды, внутрикотельные потери), т/ч, определяется по формуле

$$D = D_{\text{пр}} + D_{\text{сп}} + D_{\text{маз}}, \quad (10.7)$$

где  $D_{\text{маз}}$  – расход пара на мазутное хозяйство, т/ч; для небольших котельных допускается принимать  $D_{\text{маз}} = 0,03 D$ , т/ч; в этом случае формула (10.7) принимает вид

$$D = (D_{\text{пр}} + D_{\text{сп}})1,03. \quad (10.8)$$

### **Расчет расширителя непрерывной продувки**

Расширители (сепараторы) непрерывной продувки предназначены для разделения на пар и воду пароводяной смеси, образующейся из продувочной воды паровых котлов, конденсата пароприемников, дренажа паропроводов при снижении ее давления до давления в сепараторе (расширителе), с последующим использованием тепла воды и пара. Расширители применяются для сокращения расхода потребляемого пара и потерь тепла с отводимой пароконденсатной смесью. Конструктивно, как правило, расширитель непрерывной продувки включает в себя редуцирующее и сепарирующее устройства.

Расчетная схема расширителя непрерывной продувки представлена на рис. 10.3.

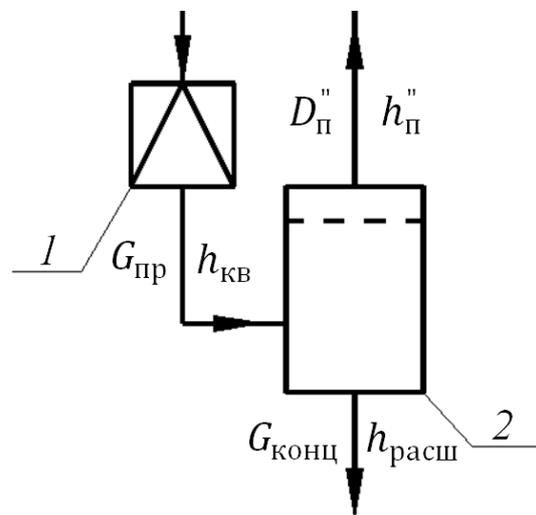


Рис. 10.3. Расчетная схема расширителя непрерывной продувки:  
1 – редуцирующий клапан;  
2 – сепарирующее устройство

Количество продувочной воды, поступающей в расширитель, т/ч, определяется из выражения

$$G_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{пр}}}{100} D, \quad (10.9)$$

где  $P_{\text{пр}}$  – величина непрерывной продувки котлов, %;

$D$  – паровая нагрузка котельной, т/ч.

Количество пара вторичного вскипания, т/ч, рассчитывается по формуле

$$D'' = \frac{G_{\text{пр}}(h_{\text{кв}}\eta - h_{\text{расш}})}{Xr}, \quad (10.10)$$

где  $G_{\text{пр}}$  – количество продувочной воды, т/ч;

$h_{\text{кв}}$  – энтальпия котловой воды, равная энтальпии воды на кривой насыщения при давлении в барабане, кДж/кг;

$\eta$  – коэффициент, учитывающий потери тепла от наружного охлаждения, принимается равным 0,98;

$h_{\text{расш}}$  – энтальпия воды на кривой насыщения при давлении в расширителе 0,15 МПа, кДж/кг;

$X$  – степень сухости пара вторичного вскипания (в курсовом проекте рекомендуется принять равной 0,95);

$r$  – скрытая теплота парообразования, кДж/кг (в курсовом проекте допускается принять равной 1023 кДж/кг).

Количество воды, выбрасываемой из расширителя (солевой концентрат), т/ч,

$$G_{\text{конц}} = G_{\text{пр}} - D''. \quad (10.11)$$

### **Расчет деаэратора**

Процесс удаления из воды растворенных газов называют деаэрацией. Содержание агрессивных газов  $\text{CO}_2$ ,  $\text{O}_2$  в воде должно быть ниже допустимых норм, так как их присутствие в нагреваемой воде приводит к коррозии оборудования. Известно несколько способов деаэрации: термический, химический и электромагнитный. Наиболее распространенный термический метод основан на том, что растворимость газов в воде с ростом температуры уменьшается, а при температуре кипения газы полностью удаляются из воды. Таким способом газы удаляют в специальных устройствах – деаэраторах. Различают атмосферные (используются с паровыми котлами) и

вакуумные (используются с водогрейными котлами) деаэратеры. В атмосферном деаэраторе кипение воды осуществляется за счет подогрева ее паром от котла. Давление в колонке такого деаэратора 0,12 МПа, а температура воды 102...104 °С. Питательный бак атмосферного деаэратора устанавливают на высоту не менее 7...10 м для создания подпора воды во всасывающем патрубке питательного насоса.

Расчетная схема деаэратора представлена на рис. 10.4.

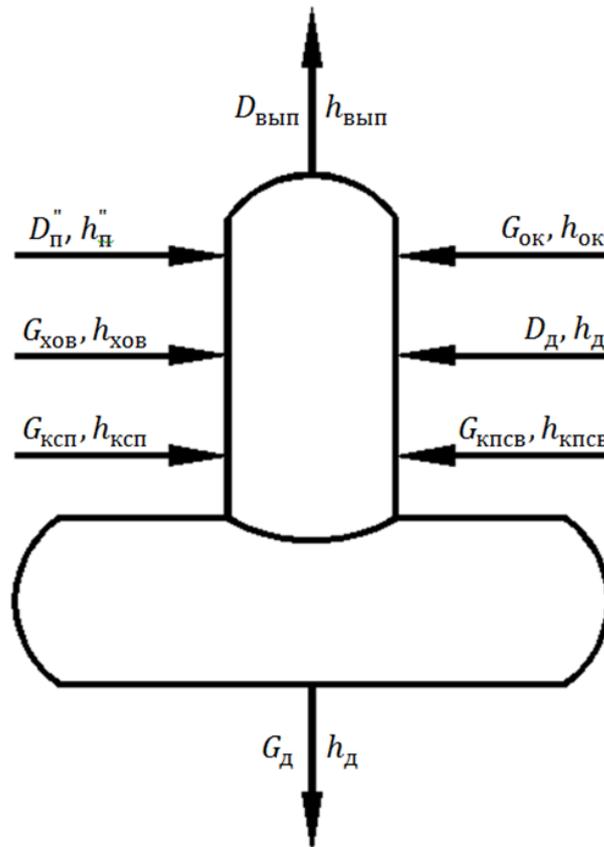


Рис. 10.4. Расчетная схема деаэратора

Расход воды на выходе из деаэратора, т/ч, определяется из выражения

$$G_{\text{д}} = D + G_{\text{конц}} + W_{\text{ут}} + D_{\text{пот}}^*, \quad (10.12)$$

где  $D_{\text{пот}}^*$  – внутрикотельные потери, которые в курсовом проекте рекомендуется принять равными 2 % от расхода пара внешними потребителями, т/ч.

Количество пара, выходящего из деаэратора (выпар деаэратора), т/ч, определяется по формуле

$$D_{\text{вып}} = (0,002 \dots 0,005)G_{\text{д}}. \quad (10.13)$$

Как правило, выпар составляет 2...5 кг на тонну недеаэрированной воды.

Количество умягченной воды, поступающей в деаэратор, т/ч,

$$G_{\text{хов}} = \left(1 - \frac{\alpha_{\text{возвр}}}{100}\right) D_{\text{пр}} + G_{\text{конц}} + D_{\text{пот}}^* + D_{\text{вып}} + W_{\text{ут}} + D_{\text{маз}}. \quad (10.14)$$

Количество умягченной воды определяется производительностью водоподготовительной установки котельной, т. е.

$$G_{\text{хов}} = G_{\text{впу}}. \quad (10.15)$$

Для определения суммарного потока воды в деаэратор нужно рассчитать расход пара на подогрев сырой воды. Расчетная схема подогревателя сырой воды представлена на рис. 10.5.

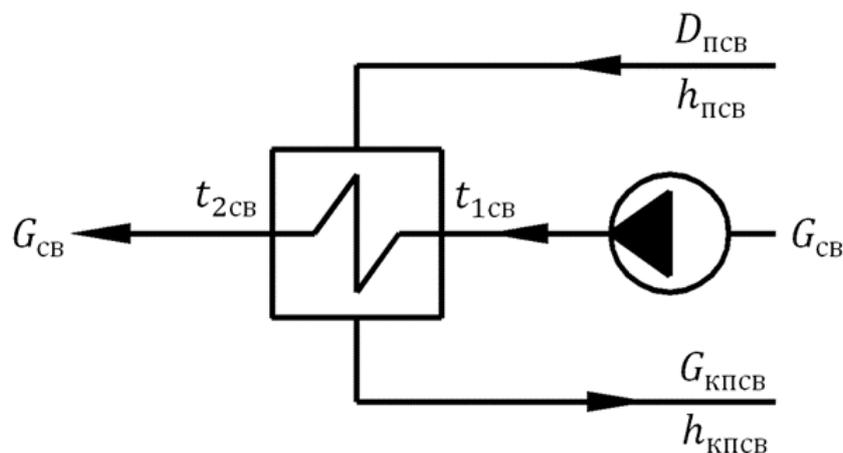


Рис. 10.5. Расчетная схема подогревателя сырой воды

Расход пара на подогрев сырой воды, т/ч, определяется по формуле

$$D_{\text{ПСВ}} = \frac{G_{\text{СВ}} (ct_{2\text{СВ}} - ct_{1\text{СВ}})}{(h_{\text{п. ПСВ}} - h_{\text{к. ПСВ}})0,98}, \quad (10.16)$$

где  $G_{\text{СВ}}$  – расход сырой воды, который принимается равным расходу химически очищенной воды  $G_{\text{хов}}$  или производительности водоподготовительной установки  $G_{\text{впу}}$ ;

$c$  – теплоемкость;

$t_{2\text{СВ}}$  – температура воды на выходе из подогревателя сырой воды; в курсовом проекте рекомендуется принять  $t_{2\text{СВ}} = 40\text{ }^\circ\text{C}$ ;

$t_{1\text{СВ}}$  – температура воды на входе в подогреватель сырой воды; в курсовом проекте для зимнего режима работы рекомендуется принять  $t_{1\text{СВ}} = 5\text{ }^\circ\text{C}$ ;

$h_{\text{псв}}$  – энтальпия греющего пара, кДж/кг;  
 $h_{\text{кпсв}}$  – энтальпия конденсата подогревателя сырой воды, кДж/кг.

Количество конденсата подогревателя сырой воды равно количеству приходящего в подогреватель пара, т/ч,

$$G_{\text{кпсв}} = D_{\text{псв}}. \quad (10.17)$$

Суммарный поток воды в деаэратор, т/ч, определяется из выражения

$$G_{\text{д}} = G_{\text{ок}} + G_{\text{ксп}} + G_{\text{хов}} + G_{\text{кпсв}}. \quad (10.18)$$

Расход пара на деаэратор, т/ч, рассчитывается по формуле

$$D_{\text{д}} = \frac{G_{\text{д}} (h'_{\text{д}} - h'_{\text{ср}})}{0,98 (h_{\text{п}} - h'_{\text{ср}})} + D_{\text{вып}} - D''_{\text{п}}, \quad (10.19)$$

где  $G_{\text{д}}$  – суммарный поток воды в деаэратор, т/ч;

$h'_{\text{д}}$  – энтальпия воды на выходе из головки деаэратора (при  $P = 0,12$  МПа);

$h_{\text{п}}$  – энтальпия греющего пара,  $h_{\text{п}} = h_{\text{нп}}$ , где  $h_{\text{нп}}$  – энтальпия вырабатываемого котлом насыщенного пара, кДж/кг, определяется в зависимости от давления в барабане котла;

$h'_{\text{ср}}$  – средняя энтальпия деаэрируемой воды, кДж/кг, определяется по выражению

$$h'_{\text{ср}} = \frac{G_{\text{ок}} h_{\text{ок}} + G_{\text{ксп}} h_{\text{ксп}} + G_{\text{хов}} h_{\text{хов}} + G_{\text{кпсв}} h_{\text{кпсв}}}{G_{\text{ок}} + G_{\text{ксп}} + G_{\text{хов}} + G_{\text{кпсв}}}. \quad (10.20)$$

Полная паровая нагрузка котельной, т/ч, определяется по формуле

$$D_{\text{полн}} = D + D_{\text{д}} + D_{\text{псв}} + D_{\text{пот}}^*. \quad (10.21)$$

Расчетный расход питательной воды представляет собой разницу между суммарным потоком воды в деаэратор и потерями воды в тепловых сетях, т/ч:

$$G_{\text{пв}} = G_{\text{д}} - W_{\text{ут}}. \quad (10.22)$$

Количество устанавливаемых в котельной котлоагрегатов  $n$  вычисляется по формуле (10.23) и округляется до ближайшего целого числа:

$$n = \frac{D_{\text{полн}}}{D_{\text{ном}}}, \quad (10.23)$$

где  $D_{\text{ном}}$  – номинальная производительность котлоагрегата, т/ч.

В соответствии с требованиями п. 4.16 [8] в котельных следует предусматривать установку не менее двух котлов; в производственных котельных второй категории допускается установка одного котла.

При выходе из строя наибольшего по производительности котла в котельных первой категории оставшиеся котлы должны обеспечивать отпуск тепловой энергии потребителям первой категории в количестве, определяемом: минимально допустимыми нагрузками (независимо от температуры наружного воздуха); на технологическое теплоснабжение и системы вентиляции; режимом наиболее холодного месяца – на отопление и горячее водоснабжение.

### *Подбор деаэратора и насосов*

После расчета потоков пара, конденсата и воды в котельной подбирают тепломеханическое и насосное оборудование, в том числе деаэратор, питательные, сетевые и подпиточные насосы.

Типоразмер деаэратора ДСА атмосферного типа выбирают из таблицы по максимальной производительности.

### *Технические характеристики деаэратора ДСА*

Характеристика	Производительность, т/ч						
	1	3	5	10	15	25	50
Абсолютное давление в деаэраторе, МПа	0,12						
Минимальное давление греющего пара, МПа	0,15						
Температура воды, °С	104						
Бак-аккумулятор: внутренний диаметр и толщина стенки, мм полезная емкость бака, м <sup>3</sup>	1100 × 8 0,63	1100 × 8 1,0	1200 × 8 4,0	1600 × 8 7,5	2000 × 8 10,0	2000 × 8 15,0	2200 × 8 25,0
Габаритные размеры деаэратора, мм:							
длина	1300	1300	4800	5046	6504	6504	8850
ширина	1200	1200	1600	2200	2200	2400	2400
высота	1665	2105	2709	3155	3155	3800	3960
Масса деаэратора в сборе, т	0,63	1,0	2,58	3,79	4,26	5,71	7,95

Емкость бака-аккумулятора деаэратора должна обеспечивать 15 – 20-минутный запас питательной воды.

Питательные насосы – важные элементы котельной установки, обеспечивающие безопасность ее эксплуатации. Питательные устройства должны обеспечивать необходимый расход питательной воды при давлении, соответствующем полному открытию рабочих предохранительных клапанов, установленных на паровом котле. В котельных могут использоваться насосы с электро- или паровым приводом. В соответствии с требованиями [13] при использовании насосов с электроприводом они должны быть подключены к двум независимым источникам электроснабжения. Число и производительность питательных насосов выбирают с таким расчетом, чтобы в случае остановки наибольшего по производительности насоса оставшиеся обеспечили подачу воды в необходимых количествах.

Насосы выбирают при помощи актуальных каталогов, специализированных компьютерных программ или онлайн-ресурсов изготовителей по расходу (производительности) и потерям давления (напору). Расходы насосов, как правило, принимаются с учетом коэффициента запаса  $K_z = 1,1$ .

Напор, который должны создавать питательные насосы, МПа, определяется по формуле

$$H = 1,15 (P_6 - P_d) + H_c, \quad (10.24)$$

где  $P_6$  – максимально возможное избыточное давление в барабане котла, МПа;

$P_d$  – избыточное давление в деаэраторе, МПа;

$H_c$  – суммарное сопротивление всасывающего напорного тракта питательной воды с учетом геометрической разности уровней воды в барабане котла и деаэратора, МПа (допускается принимать  $H_c$  ориентировочно равным 0,3 МПа).

Для обеспечения циркуляции воды в тепловых сетях устанавливаются сетевые насосы, производительность которых выбирается по расходу сетевой воды  $W_{псв}$  и сопротивлению теплосети. Количество сетевых насосов принимается не менее двух. Количество устанавливаемых насосов и единичная производительность определяются исходя из наиболее экономичной их работы в течение года. Суммарная

производительность сетевых насосов в котельной должна быть такой, чтобы при выходе из строя любого насоса оставшиеся обеспечивали подачу максимального расхода сетевой воды. Создаваемый сетевым насосом напор зависит от сопротивления теплосети и потерь в сетевой установке и может быть принят равным 0,6...1,0 МПа.

Аналогично выбираются и подпиточные насосы, предназначенные для восполнения потерь воды в тепловых сетях. Производительность их принимается равной расходу подпиточной воды  $W_{\text{подп}}$ , а напор 0,3...0,4 МПа.

## **11. ВОДОПОДГОТОВКА И ВОДНО-ХИМИЧЕСКИЙ РЕЖИМ КОТЕЛЬНОЙ**

Водно-химический режим работы котельной должен обеспечивать работу котлов, пароводяного тракта, теплоиспользующего оборудования и тепловых сетей без коррозионных повреждений и отложений накипи и шлама на внутренних поверхностях, получение пара и воды требуемого качества. Технологию обработки воды выбирают в зависимости от требований к качеству пара, питательной и котловой воды, воды для системы теплоснабжения и горячего водоснабжения, количества и качества сбрасываемых стоков, а также от качества исходной воды.

Нормы качества пара и питательной воды для паровых котлов и подпиточной воды для водогрейных котлов приводятся в нормативно-технической документации, утвержденной Ростехнадзором [6], [7].

В настоящее время подготовка воды для паровых и водогрейных котлов в основном производится с использованием метода ионного обмена, реже – с использованием мембранных технологий.

Основная причина накипеобразования в котлах – жесткость исходной воды.

Жесткостью называют суммарное содержание в воде катионов кальция и магния ( $\text{Ca}^{2+}$  и  $\text{Mg}^{2+}$ ), умягчением воды – удаление из нее указанных катионов жесткости.

Показатели качества питательной воды водотрубных котлов с рабочим давлением до 4,0 МПа представлены в табл. 11.1.

Таблица 1.11

*Показатели качества котловой воды*

Показатель	Рабочее давление, МПа			
	0,9	1,4	2,4	4,0
Прозрачность по шрифту, см, не менее	30	40	40	40
Общая жесткость, мкг-экв/кг	$\frac{30^*}{40}$	$\frac{15^*}{20}$	$\frac{10^*}{15}$	$\frac{5^*}{10}$
Содержание соединений железа, мг-экв/кг	$\frac{300^*}{-}$	Не нормируется	$\frac{100^*}{200}$	$\frac{50^*}{100}$
Содержание растворимого кислорода, мкг/кг	$\frac{50}{100}$	$\frac{30}{50}$	$\frac{20}{40}$	$\frac{20}{30}$
Значение pH при 25 °С	8,5...10,5	8,5...10,5	8,5...10,5	8,5...9,5
Содержание нефтепродуктов, мг/кг	5	3	3	0,5

*Примечания:* 1. Для газотрубных и водотрубных котлов абсолютным давлением до 1,4 МПа, оборудованных прямыми трубами и работающих на твердом топливе, и для котлов с надстроенным бойлером допускается замена докотловой обработки питательной воды другими эффективными способами при условии выполнения требований [6] (знак \* у числовых значений).

2. В числителе указаны показатели для котлов, работающих на жидком топливе, в знаменателе – для котлов, использующих другие виды топлива.

3. При содержании в питательной воде соединений железа более 300 мкг/л для котлов с давлением до 1,4 МПа с местным тепловым потоком до 350 кВт/м<sup>2</sup> следует принимать меры к уменьшению интенсивности отложений соединений железа.

***Методика расчета водоподготовительной установки***

Водоподготовительная установка (ВПУ) предназначена для восполнения потерь (утечек) теплоносителя.

Для удобства эксплуатации рекомендуется проектировать на первой и второй ступенях умягчения ВПУ однотипные фильтры.

Тип фильтра выбирают из условий работы первой ступени, так как она несет основную нагрузку по очистке воды от солей жесткости.

Схема рекомендуемой в курсовом проекте двухступенчатой натрий-катионитной установки с коллекторным (параллельным) способом соединения фильтров представлена на рисунке. Условная площадь фильтрования одного фильтра ВПУ, м<sup>2</sup>, рассчитывается по формуле

$$f_{\text{усл}} = \frac{Q_{\text{впу}}}{(v t_1)}, \quad (11.1)$$

где  $Q_{\text{впу}}$  – производительность ВПУ, м<sup>3</sup>/ч;  $v$  – скорость фильтрования воды через фильтры первой ступени, м/ч (принимается по технической документации на фильтр, для фильтров типа ФИПа – см. табл. 11.2);  $t_1$  – количество фильтров первой ступени.

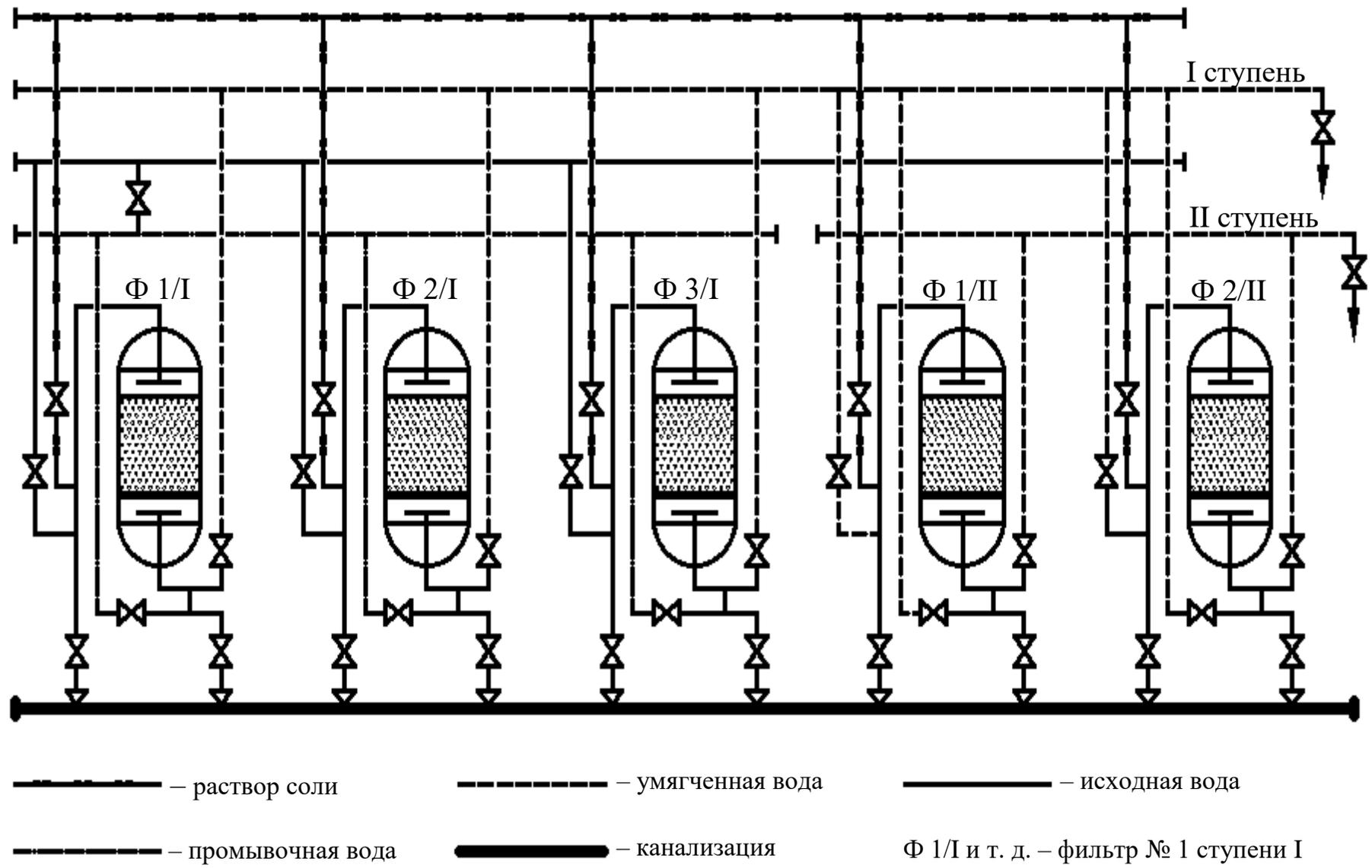


Схема двухступенчатой натрий-катионитной водоподготовительной установки

Для обеспечения непрерывной работы ВПУ количество фильтров в любой ступени фильтрации необходимо принимать не менее двух: один – рабочий, второй – на регенерации или в резерве. На первой ступени (в силу большего загрязнения воды) рекомендуется принимать большее количество однотипных фильтров, чем на второй.

Условный диаметр фильтра, м, определяется по формуле

$$d_{\text{усл}} = \sqrt{\frac{4f}{\pi}}. \quad (11.2)$$

Ориентируясь на полученное по формуле (11.2) значение из табл. 11.2, выбирают ближайший больший стандартный диаметр, по которому уточняется действительная площадь фильтрации, м<sup>2</sup>:

$$f_{\text{ст}} = \frac{\pi d_{\text{ст}}^2}{4}. \quad (11.3)$$

Таблица 11.2

*Технические характеристики фильтров типа ФИПа*

Тип	Рабочее давление, МПа	Диаметр $d_{\text{ст}}$ , мм	Высота фильтрующей загрузки $h$ , мм	Рекомендуемые скорости фильтрации $v$ , м/ч
1-я ступень				
ФИПа-I-0,7-0,6 Na	0,6	700	2000	Не более 10...15
ФИПа-I-1,0-0,6 Na	0,6	1000	2000	
ФИПа-I-1,5-0,6 Na	0,6	1500	2000	
ФИПа-I-2,0-0,6 Na	0,6	2000	2500	
ФИПа-I-2,6-0,6 Na	0,6	2600	2500	
ФИПа-I-3,0-0,6 Na	0,6	3000	2500	
ФИПа-I-3,4-0,6 Na	0,6	3400	2500	
2-я ступень				
ФИПа-II-1,0-0,6 Na	0,6	1000	1500	15...25
ФИПа-II-1,5-0,6 Na	0,6	1500	1500	
ФИПа-II-2,0-0,6 Na	0,6	2000	1500	
ФИПа-II-2,6-0,6 Na	0,6	2600	1500	
ФИПа-II-3,0-0,6 Na	0,6	3000	1500	

После выбора типа и количества фильтров водоподготовительной установки расчет ведется от конца технологического процесса, т. е. с фильтра второй ступени умягчения. Это позволяет точнее учесть расход воды на собственные нужды ВПУ и правильно определить нагрузку первой ступени.

Продолжительность полезной работы фильтров (фильтроцикл) второй ступени при одном резервном фильтре определяется по формуле

$$T = \frac{f_{\text{ст}} h E_p (m_2 - 1)}{Q_{\text{впу}} \sum U}, \quad (11.4)$$

где  $f_{\text{ст}}$  – площадь стандартного фильтра;

$h$  – высота загрузки катионита (определяется по технической документации изготовителя или по табл. 11.2);

$E_p$  – рабочая обменная емкость катионита (определяется по технической документации изготовителя или по табл. 11.3);

$m_2$  – количество фильтров ступени;

$Q_{\text{впу}}$  – производительность водоподготовительной установки;

$\sum U$  – суммарное содержание катионов в воде, поступающих на фильтр, мг-экв/кг; для 1-й ступени  $\sum U = Ж_0^{\text{исх. в}}$  (по исходной воде); для 2-й ступени  $\sum U = 0,2 \dots 0,3$  мг-экв/кг.

Таблица 11.3

*Эксплуатационные характеристики ионитных фильтров*

Ступень На- катиониро- вания	Марка катионита	Расход 100 % NaCl на регене- рацию $b$ , кг	Рабочая обменная емкость ка- тионита, $E_p$ , г-экв/м <sup>3</sup>	Суммарный расход воды на регенера- цию фильтра $P_u$ , м <sup>3</sup> воды/м <sup>3</sup> ионита
1-я ступень	Пьюролайт С-100	100	1050	3,5
	КУ-2	110	600...800	7,7
2-я ступень	Пьюролайт С-100	80	750	5,5
	КУ-2	90	250	9,1

Продолжительность фильтроцикла должна быть не менее 8 ч, что вызвано удобством обслуживания. Если продолжительность фильтроцикла менее 8 ч, то нужно увеличить количество фильтров в ступени или запроектировать фильтры большего типоразмера.

Количество регенераций фильтра в сутки определяется из выражения

$$n = \frac{24}{(t + T)}, \quad (11.5)$$

где  $t$  – продолжительность операций, связанных с регенерацией фильтра,  $t = 2,5 \dots 3,0$  ч.

Объем влажного (набухшего) катионита в одном фильтре, м<sup>3</sup>, определяется по формуле

$$V = f_{\text{ст}}h, \quad (11.6)$$

где  $h$  – высота загрузки ионита, м.

Объем влажного (набухшего) катионита в ступени, м<sup>3</sup>,

$$V = f_{\text{ст}}hm_2, \quad (11.7)$$

где  $m_2$  – количество фильтров в ступени.

Собственные нужды ВПУ складываются из расхода воды на приготовление регенерационного раствора и воды, расходуемой на отмывку ионита при регенерации фильтра. Расход воды на собственные нужды группы фильтров при проведении регенерации, м<sup>3</sup>/ч, определяется из выражения

$$q_{\text{сн}}^{\text{Na}_2} = \frac{(\sum V_{\text{вл}}P_{\text{и}}n)}{24}, \quad (11.8)$$

где  $P_{\text{и}}$  – удельный расход воды на собственные нужды ионитных фильтров м<sup>3</sup> воды/м<sup>3</sup> ионита (определяется по технической документации изготовителя или по табл. 11.3).

Расход технической поваренной соли NaCl в сутки на регенерацию одного фильтра составляет

$$G_{\text{NaCl}}^{\text{сут}} = \frac{(100bV)n}{c}, \quad (11.9)$$

где  $b$  – удельный расход NaCl на регенерацию, кг/м<sup>3</sup> (определяется по технической документации изготовителя или по табл. 11.3);

$c$  – содержание активного действующего вещества в техническом продукте, % ( $G_{\text{NaCl}}^{\text{сут}} = 85...95$  %).

В результате расчета фильтров второй ступени производительность установки необходимо увеличить на величину собственных нужд  $q_{\text{сн}}^{\text{Na}_2}$ , поэтому расход воды на фильтры 1-й ступени умягчения, м<sup>3</sup>/ч,

$$Q_{\text{Na}_1} = Q_{\text{впу}} + q_{\text{сн}}^{\text{Na}_2}, \quad (11.10)$$

Далее необходимо повторить расчет по формулам (11.4)...(11.10) для условий работы фильтров первой ступени ВПУ.

После окончания расчета нужно проанализировать (подсчитать): расход катионита на загрузку всех фильтров установки, расход воды на собственные нужды обеих ступеней умягчения, суточный расход соли на регенерацию фильтров ВПУ, объем резервуара мокрого хранения.

Объем резервуара мокрого хранения, м<sup>3</sup>, принимается из расчета месячного расхода соли с 50%-м запасом по формуле

$$V_{\text{NaCl}} = \frac{1,5 (G^{\text{сут}} I_{\text{ст}} + G^{\text{сут}} II_{\text{ст}}) 30}{1000}. \quad (11.11)$$

При расчете необходимо учитывать способ соединения фильтров 1-й и 2-й ступеней в ВПУ. Наиболее традиционным является коллекторный (параллельный) способ соединения фильтров (см. рисунок). При таком варианте включения ионитных фильтров исходная вода из общего коллектора параллельными потоками подается к каждому фильтру данной ступени. Фильтрат после фильтров также собирается в общий коллектор и поступает на группу фильтров следующей ступени. Таким образом, ионитные фильтры в схеме соединены параллельно, а ступени обессоливания – последовательно. В коллекторных схемах отдельный фильтр автономен: его состояние (работа – резерв – регенерация) не определяет состояния группы однородных фильтров. Группа фильтров ступени обрабатывает воду непрерывно, а отдельный фильтр – периодически. Число работающих фильтров в ступени можно изменять в зависимости от требуемой производительности. Частота регенераций отдельных фильтров в разных ступенях непосредственно не связана и определяется ионным составом обрабатываемой воды. Схема универсальна, надежна, хорошо адаптируется к изменениям состава воды и производительности, экономична по количеству оборудования и расходу ионита, но расход химических реагентов на регенерацию и воды на собственные нужды значительно выше, чем, например, в блочной схеме, значительное количество арматуры и трубопроводов влияет на экономичность ремонта и обслуживания [19].

## 12. ОРГАНИЗАЦИОННЫЕ И ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОНОМНЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛА

В соответствии с требованиями действующих нормативных документов автономные источники тепла (АИТ) по тепловой мощности можно условно разделить на три группы:

1) АИТ мощностью до 100 кВт – для них используется термин «теплогенераторные», но чаще их называют «помещения с бытовым газоиспользующим оборудованием»; основные нормативные документы для их проектирования – [10], [12];

2) АИТ мощностью от 100 до 360 кВт – для них используется термин «теплогенераторные»; основные нормативные документы для их проектирования – [7], [10], [11];

3) АИТ мощностью более 360 кВт – для них используют термин «котельные»; основные нормативные документы для их проектирования – [6], [7], [8], [10].

Проектируемые АИТ (теплогенераторные, котельные) должны удовлетворять большому количеству разнонаправленных, иногда противоречащих друг другу требований, в числе которых, например:

- 1) экономичная и безопасная транспортировка тепла потребителю;
- 2) размещение вблизи складов топлива (газопроводов);
- 3) минимальные капитальные затраты на сооружение АИТ;
- 4) топливная экономичность и безопасность работы оборудования;
- 5) безопасные условия работы обслуживающего персонала;
- 6) полная комплексная автоматизация всех технологических процессов;
- 7) минимальные вредные выбросы в окружающую среду.

В проектировании АИТ можно выделить три этапа:

- 1) разработка технического задания на проектирование;
- 2) выполнение проектной документации;
- 3) выполнение рабочей документации.

Техническое задание разрабатывается на основе заявки Заказчика (Застройщика). В заявке указывают покрываемые будущим АИТ тепловые нагрузки, типы потребителей тепловой энергии, существующая инфраструктура места строительства (расположение водо-

проводов, теплопроводов, газопроводов, электрических линий, дорог) и другие сведения.

В техническом задании на проектирование приводят требования к площадке для размещения здания котельной; виду топлива, системам топливоподачи и шлакозолоудаления; типу, производительности (а иногда и марке) котлов; наиболее целесообразной компоновке котельной; водоподготовке; системам электро- и водоснабжения; степени автоматизации, наличию персонала и т. д. Задание на проектирование согласовывает главный инженер проекта (ГИП) проектной организации и утверждает Застройщик. Как правило, техническое задание является приложением к договору на проектирование.

Исходя из ст. 48 [1], под проектной документацией понимается пакет документов, состоящий из текстовой и графической частей, в которых указаны определяющие конструктивные, архитектурные, инженерные и технологические решения, используя которые предполагается проведение работ по строительству здания или сооружения.

Текстовая часть содержит сведения в отношении объекта строительства, описание принятых технических и иных решений, пояснения, ссылки на нормативные и (или) технические документы, используемые при подготовке проектной документации и результаты расчетов, обосновывающие принятые решения.

Проектная документация должна содержать разделы в соответствии с требованиями [5], а именно:

Раздел 1 «Пояснительная записка»;

Раздел 2 «Схема планировочной организации земельного участка»;

Раздел 3 «Архитектурные решения»;

Раздел 4 «Конструктивные и объемно-планировочные решения»;

Раздел 5 «Сведения об инженерном оборудовании, о сетях инженерно-технического обеспечения, перечень инженерно-технических мероприятий, содержание технологических решений» должен состоять из следующих подразделов:

а) «Система электроснабжения»;

б) «Система водоснабжения»;

- в) «Система водоотведения»;
  - г) «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха, тепловые сети»;
  - д) «Сети связи» («Автоматизация», «Диспетчеризация»);
  - е) «Система газоснабжения»;
  - ж) «Технологические решения» («Тепломеханические решения», «Система резервного топливоснабжения»);
- Раздел 6 «Проект организации строительства»;
- Раздел 7 «Проект организации работ по сносу или демонтажу объектов капитального строительства»;
- Раздел 8 «Перечень мероприятий по охране окружающей среды»;
- Раздел 9 «Мероприятия по обеспечению пожарной безопасности»;
- Раздел 10 «Мероприятия по обеспечению доступа инвалидов»;
- Раздел 10-1 «Мероприятия по обеспечению соблюдения требований энергетической эффективности и требований оснащенности зданий, строений и сооружений приборами учета используемых энергетических ресурсов»;
- Раздел 11 «Смета на строительство объектов капитального строительства»;
- Раздел 12 «Иная документация в случаях, предусмотренных федеральными законами» (это могут быть разделы «Инженерно-технические мероприятия ГО и ЧС» и «Декларация промышленной безопасности»).

Исходя из требований [5], рабочая документация представляет собой пакет документов, разрабатываемый для того, чтобы появилась возможность внедрить технические, архитектурные или технологические решения непосредственно в процессе строительства. Ее содержание и состав определяет Застройщик на основе уровня детализации составных частей проектной документации, который указывается в задании на проектирование.

К сожалению, в понятиях «проектная документация» и «рабочая документация» путаются даже специалисты, поэтому уточним, чем эти виды документации различаются и для чего предназначены.

Проектная документация служит технико-экономической основой для инвестиций Застройщика. В проектной документации указывают самые главные технические решения, которые доказывают техническую возможность и экономическую целесообразность строительства. Застройщик подает проектную документацию на государственную экспертизу, и после положительного заключения – утверждает ее.

Используя только проектную документацию осуществлять строительство объекта невозможно, так как документы, составляющие проектную документацию, носят общий, декларативный характер и, как правило, не содержат всех необходимых чертежей и спецификаций. Эта информация содержится в рабочей документации, которая детализирует все принятые в проектной документации решения и состоит из краткого текстового описания и множества схем, чертежей, детализировок и спецификаций. Объем информации, содержащийся в рабочей документации, должен быть достаточным для материально-технической комплектации строительства и проведения строительно-монтажных работ.

Проектная документация на котельную – коллективный интеллектуальный труд большого числа специалистов, среди которых необходимо выделить:

- *инженера-теплоэнергетика*, отвечающего за технологическую часть проекта и топливоснабжение (разделы «ТМ» – «Тепломеханические решения», «ТС» – «Топливоснабжение», «МЭФ» – «Мероприятия по обеспечению соблюдения требований энергетической эффективности и требований оснащенности зданий, строений и сооружений приборами учета используемых энергетических ресурсов»);

- *инженера-газовика*, проектирующего наружное и внутреннее газоснабжение оборудования котельной (разделы «ГСН» – «Наружное газоснабжение», «ГСВ» – «Внутреннее газоснабжение»);

- *архитектора*, разрабатывающего архитектурный облик здания котельной, объемно-планировочные решения, генплан и благоустройство объекта (разделы «АР» – «Архитектурные решения», «ГП» – «Генеральный план»);

– *инженера-строителя*, отвечающего за конструктивные технические решения здания котельной (разделы «АС» – «Архитектурно-строительные решения», «КР» – «Конструктивные решения», «КМ» – «Конструкции металлические», «КЖ» – «Конструкции железобетонные» и др.);

– *инженера по водоснабжению и канализации*, проектирующего внутренние и наружные сети водопровода (включая противопожарный) и канализации (включая ливневую) здания котельной (разделы «ВК» – «Водоснабжение и канализация», «НВК» – «Наружное водоснабжение и канализация»);

– *инженера по отоплению и вентиляции*, разрабатывающего системы отопления и вентиляции здания котельной (раздел «ОВ» – «Отопление и вентиляция»);

– *инженера-электрика*, отвечающего за наружное и внутреннее электроснабжение, молниезащиту и заземление котельной (раздел «Э» – «Электроснабжение»);

– *инженера по автоматизации*, проектирующего комплексную автоматизацию, а также системы сигнализации и диспетчеризации котельной (раздел «АК» – «Автоматизация комплексная»);

– *инженера-эколога*, выполняющего оценку влияния строительства и функционирования проектируемого объекта на окружающую природную среду (раздел «ПМООС» – «Перечень мероприятий по охране окружающей среды»);

– *специалиста-пожарного*, отвечающего за мероприятия по пожарной безопасности при строительстве и эксплуатации объекта (раздел «МПБ» – «Мероприятия по обеспечению пожарной безопасности»);

– *специалиста по ГО и ЧС*, разрабатывающего мероприятия по гражданской обороне и чрезвычайным ситуациям на проектируемом объекте (раздел «ИТМ ГОЧС» – «Инженерно-технические мероприятия ГО и ЧС»);

– *инженера-сметчика*, определяющего сметную стоимость строительства (раздел «СД» – «Сметная документация»).

Функцию координации совместной работы всех указанных специалистов выполняет ГИП.

Ведущая роль при проектировании АИТ принадлежит инженеру-теплоэнергетику, который на основании полученного задания на проектирование производит предварительные расчеты и выбирает основное оборудование, предлагает принципиальную тепловую схему и компоновку основного и вспомогательного оборудования будущей котельной. Указанные чертежи направляются Заказчику для ознакомления перед предварительным согласованием, которое происходит, как правило, при очной встрече с Заказчиком и обсуждении нюансов принятых технических решений.

Получив предварительное письменное согласование от Заказчика ведущий инженер-теплоэнергетик выдает задание архитектору на разработку разделов «АР» и «ГП», в котором указывает требования по категории взрыво-, пожароопасности помещений, весовым характеристикам оборудования, дверным и оконным проемам, а также по вопросам защиты строительных конструкций.

Кроме того, ведущий инженер-теплоэнергетик выдает задания на проектирование:

а) инженеру-газовику на разработку разделов «ГСН» и «ГСВ», содержащих технические условия газоснабжающей организации, требуемые расходы, давления и точки подключения газа в котельной;

б) инженеру по водоснабжению и канализации на разработку разделов «ВК» и «НВК», содержащих требуемые расходы и давления холодной воды и точки ее подключения;

в) инженеру по отоплению и вентиляции на раздел «ОВ», содержащий информацию о тепловыделениях работающего оборудования котельной, требуемому расходу воздуха на горение, кратности воздухообмена в помещениях.

Инженер по отоплению и вентиляции рассчитывает тепловой и воздушный балансы здания котельной с учетом воздуха на горение и необходимой кратности воздухообмена и выдает задание архитектору, содержащее места установки, размеры и количество жалюзийных решеток и дефлекторов для приточных и вытяжных систем.

Архитектор рассматривает полученные задания инженера-теплоэнергетика и инженера по отоплению и вентиляции с точки зрения возможности выполнения строительной части проекта в увязке с их требованиями. Одновременно архитектор вместе с инженером по отоплению и вентиляции определяют толщину стен, перекрытий и покрытий с точки зрения строительной теплотехники. В результате, учитывая все указанные требования, архитектор выпускает раздел «АР».

На этом этапе возможно изменение проектных решений по компоновке оборудования, поэтому очень важно согласовать раздел «АР» со специалистами, а затем – с Заказчиком.

Согласовав раздел «АР» со всеми заинтересованными сторонами, архитектор выдает задание инженеру-строителю на выполнение раздела «Архитектурно-строительные решения», который содержит прочностные расчеты и конструкторские чертежи всех строительных конструкций (фундаментов, каркаса, опор, кровли и пр.). При необходимости инженер-строитель выполняет разделы «КМ» и «КЖ».

Получив согласованный раздел «АР», инженер-теплоэнергетик выполняет окончательную компоновку оборудования и при необходимости раздел «ТС». После окончания разводки всех трубопроводов и увязки их с другими коммуникациями инженер-теплоэнергетик выдает инженеру-строителю задание на крепление всех трубопроводов.

Имея согласованный раздел «АР», разделы «ВК» и «ОВ», а также разводку всех трубопроводов, теплоэнергетик выдает задание инженеру-электрику на разработку электротехнической части проекта (раздела «Э») и инженеру по автоматизации на разработку комплексной автоматизации (раздел «АК»).

Инженер-электрик и инженер по автоматизации согласовывают между собой вопросы электроснабжения оборудования котельной и трассировки кабельных линий.

Для обеспечения гарантии качества проектной документации ее согласовывают все специалисты, обязательно подписывая чертежи.

Получив от исполнителей готовые взаимоувязанные разделы проекта: «ТМ», «ТС», «ГСН», «ГСВ», «АР», «ГП», «АС», «КР»,

«КМ», «КЖ», «ВК», «НВК», «ОВ», «Э» и «АК», главный инженер проекта выдает задания:

- а) инженеру-теплоэнергетику на разработку раздела «МЭФ»;
- б) инженеру-экологу на разработку раздела «ПМООС»;
- в) специалисту-пожарному на разработку раздела «МПБ»;
- г) специалисту по ГО и ЧС на разработку раздела «ИТМ ГОЧС»;
- д) инженеру-сметчику на разработку раздела «СД».

Раздел «Мероприятия по обеспечению доступа инвалидов» обычно ГИП выполняет сам.

Одновременно с графической частью и необходимыми расчетами все задействованные специалисты разрабатывают текстовый материал по своим разделам и передают его ГИПу, который подготавливает пояснительную записку (раздел «ПЗ»).

ГИП – связующее звено между руководителями организации Заказчика и проектной организации. Он занимается получением необходимых исходных данных от Заказчика и заинтересованных организаций, их обработкой и передачей непосредственным исполнителям соответствующих разделов. ГИП организывает совместную работу всех исполнителей между собой, координирует эту работу, формирует пояснительную записку проекта, наполняет ее необходимыми исходными и разрешительными документами. ГИП занимается вопросами согласования и утверждения проектной документации, а также вопросами прохождения требуемых законодательством экспертиз.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные требования, предъявляемые потребителями к ТГУ, – экономичность, надежность и безопасность.

К сожалению, не все действующие котельные соответствуют этим требованиям. Если за безопасностью котельных следит Ростехнадзор, вынуждая собственников под угрозой штрафов и отключения подачи топлива выполнять требования действующих норм промышленной безопасности (что косвенно повышает и надежность), то с экономической эффективностью котельных дела обстоят намного хуже.

Главная причина экономической неэффективности – существенный физический износ оборудования действующих котельных. Согласно опубликованной статистике [17], в России 70 % работающих котельных и 66 % тепловых сетей было построено до 1990 г.

Нужно отметить, что котельные, построенные до 1990 г. и находящиеся в удовлетворительном техническом состоянии, тоже нуждаются в реконструкции, так как их оборудование морально устарело.

Еще одна причина экономической неэффективности – несоответствие мощности действующей котельной фактически присоединенной тепловой нагрузке. Это явление характерно для моногородов, где котельная расположена на градообразующем предприятии, которое либо остановлено, либо работает не на полную мощность. При работе котлов на малой нагрузке серьезно снижается КПД, увеличивается удельный расход топлива, растет стоимость тепловой энергии и, как следствие, тариф на тепловую энергию, что вызывает дополнительную социальную напряженность.

Случается, что даже строительство новой современной котельной не решает проблему. Известны случаи, когда вновь построенная котельная оказывалась экономически неэффективной из-за утечек в существующих тепловых сетях и воровства теплоносителя потребителями.

Решение перечисленных непростых проблем видится в комплексном и профессиональном, но при этом индивидуальном подходе к проектированию каждого объекта, использовании современного энергетически эффективного оборудования и теплоизоляционных материалов, грамотной эксплуатации тепломеханического оборудования вместе с существующими сетями теплоснабжения и системами отопления потребителей.

Для профессионального выполнения проектных работ, монтажа, ремонта и обслуживания современного теплогенерирующего оборудования необходимы кадры – специалисты по теплогазоснабжению.

Надеемся, что настоящее учебное пособие поможет в подготовке таких специалистов, а также будет интересно практикующим инженерам-теплоэнергетикам.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Градостроительный кодекс Российской Федерации [Электронный ресурс] : федер. закон Рос. Федерации от 29 дек. 2004 г. (ред. от 19 дек. 2016 г.) № 190-ФЗ : принят Гос. Думой Федер. Собр. Рос. Федерации 22 дек. 2004 г. : одобр. Советом Федерации Федер. Собр. Рос. Федерации 24 дек. 2004 г. – Доступ из справ.-правовой системы «Консультант Плюс».

2. Технический регламент о безопасности зданий и сооружений [Электронный ресурс] : федер. закон Рос. Федерации от 30 дек. 2009 г. (ред. от 2 июля 2013 г.) № 384-ФЗ : принят Гос. Думой Федер. Собр. Рос. Федерации 23 дек. 2009 г. : одобр. Советом Федерации Федер. Собр. Рос. Федерации 25 дек. 2009 г. – Доступ из справ.-правовой системы «Консультант Плюс».

3. Технический регламент о безопасности сетей газораспределения и газопотребления: утв. постановлением Правительства Рос. Федерации от 29 окт. 2010 г. № 870 // Собр. законодательства Рос. Федерации. – 2010. – № 45, ст. 5853. – ISSN 1560-0580.

4. Технический регламент о требованиях пожарной безопасности [Электронный ресурс] : федер. закон Рос. Федерации от 22 июля 2008 г. (ред. от 3 июля 2016 г.) № 123-ФЗ : принят Гос. Думой Федер. Собр. Рос. Федерации 4 июля 2008 г. : одобр. Советом Федерации Федер. Собр. Рос. Федерации 11 июля 2008 г. – Доступ из справ.-правовой системы «Консультант Плюс».

5. О составе разделов проектной документации и требованиях к их содержанию [Электронный ресурс] : постановление Правительства Рос. Федерации от 16 февр. 2008 г. (ред. от 12 нояб. 2016 г.) № 87. – Доступ из справ.-правовой системы «Консультант Плюс».

6. Правила промышленной безопасности опасных производственных объектов, на которых используется оборудование, работающее под избыточным давлением [Электронный ресурс] : федер. нормы и правила в обл. пром. безопасности: приказ Ростехнадзора от 25 марта 2014 г. (ред. от 12 дек. 2017 г.) № 116. – Доступ из справ.-правовой системы «Консультант Плюс».

7. Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых котлов с давлением пара не более 0,07 МПа, водогрейных котлов и водоподогревателей с температурой нагрева воды не выше 115 °С (с изм. № 1, 2, 3) [Электронный ресурс]: утв. приказом Минстроя Рос. Федерации от 28 авг. 1992 г. (ред. от 21 янв. 2000 г.) № 205. – Доступ из справ.-правовой системы «Консультант Плюс».

8. СП 89.13330.2016. Котельные установки. Актуализированная редакция СНиП II-35-76. – Введ. 2017-06-17 / Минрегион России. – М. : Стандартинформ, 2012. – 99 с.

9. СП 41-104-2000. Проектирование автономных источников теплоснабжения: одобр. постановлением Госстроя России от 16 авг. 2000 г. № 79 / Госстрой России. – М. : ЦПП, 2008. – 34 с.

10. СП 41-108-2004. Поквартирное теплоснабжение жилых зданий с теплогенераторами на газовом топливе. – Введ. 2005-08-01 / Госстрой России. – М. : ДЕАН, 2007. – 32 с. – ISBN 978-5-93630-615-0.14.

11. СП 281.1325800.2016. Установки теплогенераторные мощностью до 360 кВт, интегрированные в здания. – Введ. 2017-06-17 / Минстрой России. – М. : Стандартинформ, 2017. – 59 с.

12. Практическое пособие по проектированию внутридомового и внутриквартирного газового оборудования / НП СРО «ГС.П». – СПб. : НП СРО «ГС.П», 2014. – 24 с.

13. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод) / под ред. С. И. Мочана. – Л. : Энергия, 1977. – 255 с.

14. Губарев, А. В. Теплогенерирующие установки : учеб. пособие : в 2 ч. / А. В. Губарев, Ю. В. Васильченко ; под общ. ред. Ю. В. Васильченко. – Белгород : Изд-во БГТУ им. В. Г. Шухова, 2008. – Ч. 1. – 162 с. ; Ч. 2. – 148 с.

15. Карницкий, Н. Б. Теплогенерирующие установки : учеб.-метод. пособие / Н. Б. Карницкий, Б. М. Руденков, В. А. Чиж. – Минск : Изд-во БНТУ, 2016. – 119 с. – ISBN 978-985-550-480-2.

16. Кострикин, Ю. М. Водоподготовка и водный режим энергоблоков низкого и среднего давления : справочник / Ю. М. Кострикин, Н. А. Мещерский, О. В. Коровина. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 254 с. – ISBN 5-283-00083-4.

17. Лепеш, Г. В. Энергосбережение в системах жизнеобеспечения зданий и сооружений / Г. В. Лепеш. – СПб. : Изд-во СПбГЭУ, 2014. – 437 с. – ISBN 978-5-7310-3082-3.

18. Роддатис, К. Ф. Котельные установки : учеб. пособие / К. Ф. Роддатис. – М. : Энергия, 1977. – 432 с.

19. Реут, О. П. Водоподготовка для предприятий энергетики : учеб.-метод. пособие / О. П. Реут, Е. С. Хаютина, В. П. Куличенков. – Минск : Изд-во БНТУ, 2015. – 119 с.

20. Роддатис, К. Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности / К. Ф. Роддатис, А. Н. Полторецкий ; под ред. К. Ф. Роддатиса. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 488 с. – ISBN 5-283-00018-4.

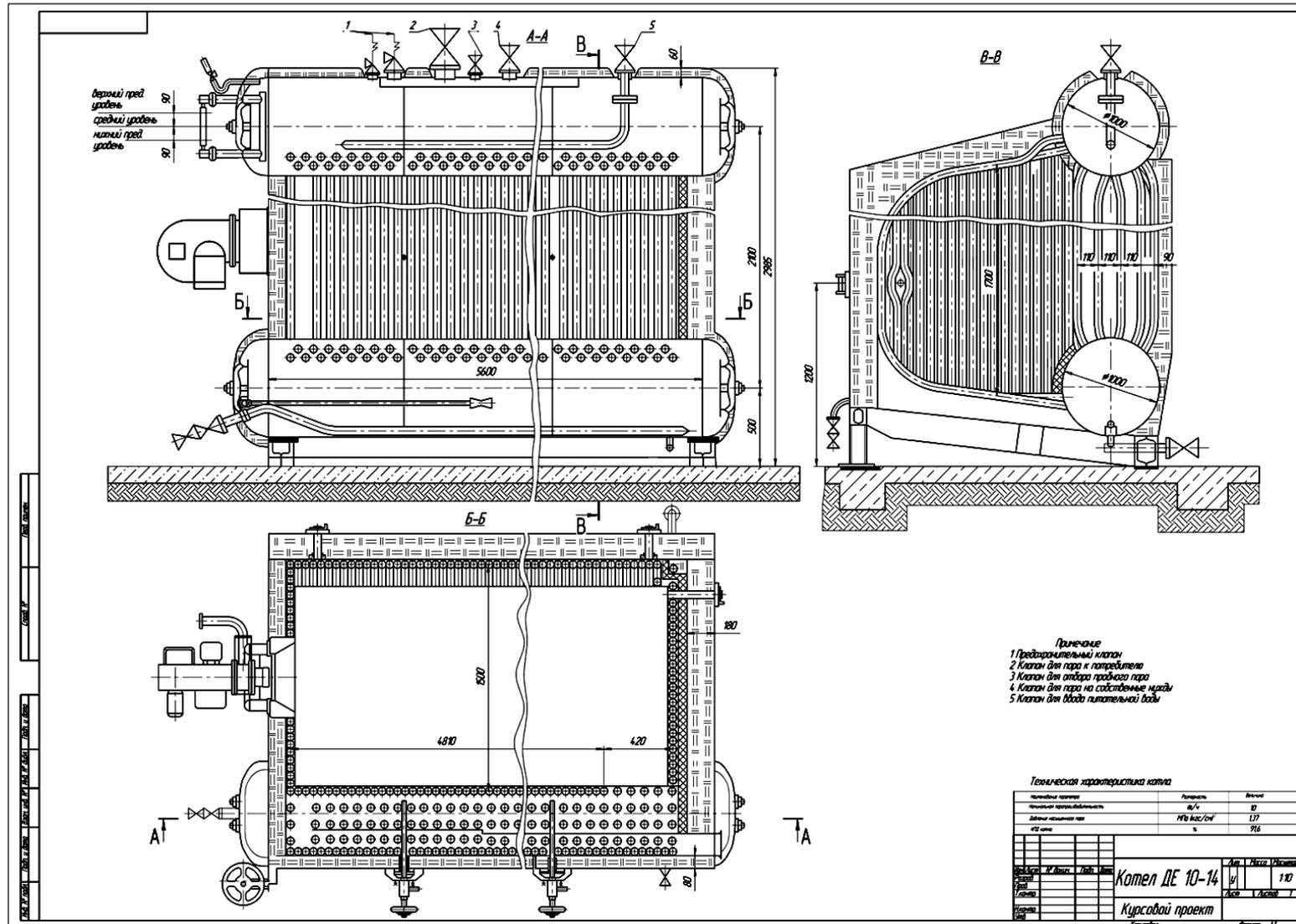
21. Тепловой расчет котлов (нормативный метод) : справочник. – СПб. : Изд-во НПО ЦКТИ – ВТИ, 1998. – 256 с.

22. Эстеркин, Р. И. Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование : учеб. пособие / Р. И. Эстеркин. – Л. : Энергоатомиздат, 1989. – 280 с. – ISBN 5-283-04445-9.

# **ПРИЛОЖЕНИЯ**



Пример оформления чертежа котлоагрегата в курсовом проекте



Приложение 2

*Справочные данные для самостоятельного составления задания на курсовой проект*

*Табл. П2.1. Исходные данные для составления задания на курсовой проект*

Номер варианта	Исходные данные											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	ПГ Первомайск – Сторожовка	ДКВР	Т, КП, КП-И, ВЭ	4	3,7	13	0,31	12	104	6	20	0,28
2	Уголь Донецкий Д	ДКВР	Т, КП, КП-И, ВЭ	10	9,8	13	0,31	9	103	5	20	0,28
3	Мазут высокосернистый	ДЕ	Т, ПП, КП, КП-И, ВЭ	25	24,5	23	0,26	9	103	6	19	0,22
4	ПГ Брянск – Москва	ДЕ	Т, КП, КП-И, ВЭ, ВЗП	16	14,8	13	0,34	12	103	6	17	0,22
5	Уголь Воркутинский Ж	Е	Т, КП, КП-И, ВЭ	1,0	0,9	9	0,26	12	101	7	19	0,22
6	Мазут низкосернистый	Е	Т, КП, КП-И, ВЭ	1,6	1,4	9	0,33	11	101	7	16	0,24
7	ПГ Ставрополь – Москва (I)	ДКВР	Т, КП, КП-И, ВЭ	6,5	6,1	13	0,32	8	103	7	19	0,30
8	Уголь Кузнецкий Д	ДКВР	Т, ПП, КП, КП-И, ВЭ	20	19,1	23	0,33	11	104	7	18	0,24
9	Мазут малосернистый	ДЕ	Т, КП, КП-И, ВЭ	6,5	6,2	13	0,28	11	101	5	17	0,26
10	ПГ Ставрополь – Москва (II)	ДЕ	Т, ПП, КП, КП-И, ВЭ	10	9,8	23	0,33	8	102	7	16	0,20
11	Уголь Челябинский БЗ	Е	Т, КП, КП-И, ВЭ	1,6	1,4	9	0,27	8	101	5	18	0,20
12	Мазут малосернистый	Е	Т, КП, КП-И, ВЭ	1,0	0,8	9	0,32	12	102	5	15	0,22
13	ПГ Саратов – Москва	ДЕ	Т, КП, КП-И, ВЭ, ВЗП	25	23,5	13	0,25	8	104	5	20	0,20
14	Уголь Подмосковский Б2	ДКВР	Т, КП, КП-И, ВЭ	4	3,8	13	0,30	11	102	7	19	0,26
15	Мазут сернистый	ДЕ	Т, КП, КП-И, ВЭ, ВЗП	16	14,9	13	0,30	8	102	7	15	0,30
16	ПГ Промысловка – Астрахань	Е	Т, КП, КП-И, ВЭ	1,0	0,8	9	0,32	9	101	5	15	0,22
17	Уголь Волчанский БЗ	Е	Т, КП, КП-И, ВЭ	2,5	2,4	9	0,28	9	102	6	17	0,22
18	ПГ Кумертау – Магнитогорск	Е	Т, КП, КП-И, ВЭ	1,6	1,5	9	0,33	9	102	5	18	0,28
19	ПГ Саратов – Горький	ДЕ	Т, КП, КП-И, ВЭ, ВЗП	16	15,1	13	0,27	10	102	7	18	0,24
20	Уголь Интинский Д	ДКВР	Т, КП, КП-И, ВЭ	6,5	6,2	13	0,28	8	104	6	17	0,30
21	Мазут низкосернистый	ДЕ	Т, КП, КП-И, ВЭ	10	9,6	13	0,31	10	101	6	20	0,24
22	Уголь Веселовский БЗ	Е	Т, КП, КП-И, ВЭ	1,6	1,5	9	0,29	10	103	7	16	0,24
23	ПГ Ставрополь – Москва (I)	Е	Т, КП, КП-И, ВЭ	2,5	2,3	9	0,34	10	101	6	17	0,26
24	Уголь Егоршинский ПА	Е	Т, КП, КП-И, ВЭ	2,5	2,3	9	0,30	11	104	5	15	0,26
25	ПГ Шебелинка – Москва	ДЕ	Т, КП, КП-И, ВЭ	6,5	6,3	13	0,32	10	104	6	19	0,26

Номер варианта	Исходные данные									
	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
1	0,93	8,0	18,0	74	130	2,0	1,5	1,00	0,41	47
2	0,96	12,0	35,0	84	140	2,2	4,5	0,94	0,41	47
3	0,91	21,0	64,0	89	135	1,7	2,0	0,99	0,36	42
4	0,92	21,0	60,0	81	135	2,1	3,0	0,91	0,44	50
5	0,95	2,2	6,3	71	145	2,1	4,0	0,95	0,36	42
6	0,90	3,4	9,5	78	150	1,6	3,5	0,96	0,43	49
7	0,94	7,0	23,0	75	135	1,9	2,0	0,99	0,42	48
8	0,91	14,0	49,0	82	130	2,2	3,5	0,92	0,43	49
9	0,93	5,0	17,0	87	145	1,9	3,0	0,97	0,38	44
10	0,93	13,0	37,0	80	140	2,0	2,5	0,90	0,43	49
11	0,96	4,6	13,1	70	150	2,2	3,5	0,96	0,37	43
12	0,91	1,8	8,2	79	145	1,7	4,0	0,95	0,42	48
13	0,90	30,0	55,0	90	130	1,6	1,5	1,00	0,35	41
14	0,96	8,0	25,0	77	145	1,7	2,0	0,89	0,40	46
15	0,95	21,0	44,0	85	145	2,1	4,0	0,95	0,40	46
16	0,94	1,5	6,6	79	145	1,9	2,0	0,89	0,42	48
17	0,90	3,6	16,4	71	145	2,3	3,0	0,97	0,38	44
18	0,95	7,7	14,9	76	140	1,8	2,5	0,98	0,43	49
19	0,92	19,0	61,0	88	140	1,8	2,5	0,98	0,37	43
20	0,91	9,0	31,0	75	135	1,7	3,0	0,91	0,38	44
21	0,95	10,0	33,0	78	150	1,8	1,5	0,88	0,41	47
22	0,91	4,4	8,5	72	140	2,2	2,5	0,98	0,39	45
23	0,96	5,4	14,6	77	145	1,7	3,0	0,97	0,44	50
24	0,92	3,4	9,1	73	135	2,1	2,0	0,99	0,40	46
25	0,90	10,0	25,0	83	135	2,3	4,0	0,93	0,42	48

*Примечания.* 1. Вариант – порядковый номер студента по журналу группы.

2. Расшифровка столбцов (стб.) таблицы:

стб. 1 – вид топлива (используемое сокращение ПГ – природный газ);

стб. 2 – марка котлоагрегата;

стб. 3 – поверхности нагрева котлоагрегата, подлежащие расчету: топка (Т), пароперегреватель (ПП), I котельный пучок (КП I), II котельный пучок (КП II), воздухоподогреватель (ВЗП), водяной экономайзер (ВЭ);

стб. 4 – номинальная нагрузка (производительность) котла  $D_{\text{ном}}$ , т/ч;

стб. 5 – фактическая нагрузка (производительность) котла  $D_{\text{ф}}$ , т/ч;

стб. 6 – давление насыщенного (перегретого) пара  $P_{\text{нп}}$  ( $P_{\text{пп}}$ ), кгс/см<sup>2</sup>;

стб. 7 – давление питательной воды  $p_{\text{пв}}$ , МПа;

стб. 8 – температура питательной воды  $t_{\text{пв}}$ , °С;

стб. 9 – температура подпиточной воды  $t_{\text{подп в}}$ , °С;

стб. 10 – температура сырой воды, поступающей в котельную,  $t_{\text{св}}$ , °С (зимний режим);

стб. 11 – температура холодного воздуха, поступающего в котел,  $t_{\text{хв}}$ , °С;

стб. 12 – процент продувки котла П, %;

стб. 13 – степень сухости пара вторичного вскипания в расширителе непрерывной продувки  $x$ , б/р;

стб. 14 – отпуск пара на производство  $D_{\text{пр}}$ , т/ч;

стб. 15 – отпуск тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение,  $Q_{\text{отп}}$ , МВт;

стб. 16 – доля возврата конденсата с производства  $\alpha_{\text{возвр}}$ , %;

стб. 17 – температура прямой сетевой воды  $t_1$ , °С;

стб. 18 – расход пара на собственные нужды котельной  $q_{\text{сн}}$ , %;

стб. 19 – потери воды в теплосетях от расхода сетевой воды  $W_{\text{ут}}$ , %;

стб. 20 – сумма сопротивлений тепловой сети и сетевой установки котельной  $H$ , МПа;

стб. 21 – сумма сопротивлений системы подпиточных трубопроводов котельной  $H$ , МПа;

стб. 22 – жесткость исходной воды  $J_0^{\text{исх.в}}$ , мг-экв/кг.

Табл. П2.2. Состав и низшая рабочая теплота сгорания твердого и жидкого топлива

Вид топлива	Состав, %							Низшая теплота сгорания $Q_H^p$ , кДж/кг
	$W^p$	$A^p$	$S_{o+k}^p$	$C^p$	$H^p$	$N^p$	$O^p$	
Уголь Донецкий Д	13,0	21,8	3,0	49,3	3,6	1,0	8,3	19610
Уголь Кузнецкий Д	12,0	13,2	0,3	58,7	4,2	1,9	9,7	22835
Уголь Подмосковский Б2	32,0	25,2	2,7	28,7	2,2	0,6	8,6	10443
Уголь Воркутинский Ж	5,5	23,6	0,8	59,6	3,8	1,3	5,4	23673
Уголь Интинский Д	11,0	25,4	2,6	47,7	3,2	1,3	8,8	18310
Уголь Челябинский Б3	18,0	29,5	1,0	37,3	2,8	0,9	10,5	13953
Уголь Егоршинский ПА	8,0	23,9	0,4	60,3	2,5	0,9	4,0	22416
Уголь Волчанский Б3	22,0	33,2	0,2	28,7	2,3	0,5	13,1	9972
Уголь Веселовский Б3	24,0	30,4	0,4	29,9	2,3	0,5	12,5	10391
Мазут низкосернистый	0,15	0,03	0,39	87,33	12,9	0,2		41680
Мазут малосернистый	0,2	0,03	0,85	86,58	12,04	0,3		40530
Мазут сернистый	0,49	0,05	1,8	85,71	11,45	0,5		39570
Мазут высокосернистый	1,0	0,06	2,55	85,04	10,64	0,71		39060

Табл. П2.3. Состав и низшая рабочая теплота сгорания газообразного топлива (природного газа)

Вид топлива	Состав, %							Низшая теплота сгорания $Q_H^p$ , кДж/м <sup>3</sup>
	$CH_4$	$C_2H_6$	$C_3H_8$	$C_4H_{10}$	$C_5H_{12}$	$N_2$	$CO_2$	
Саратов – Москва	84,5	3,8	1,9	0,9	0,3	7,8	0,8	35830
Первомайск – Сторожовка	62,4	3,6	2,6	0,9	0,2	30,2	0,1	28325
Саратов – Горький	91,9	2,1	1,3	0,4	0,1	3,0	1,2	36160
Ставрополь – Москва (I)	93,8	2,0	0,8	0,3	0,1	2,6	0,4	36119
Ставрополь – Москва (II)	92,8	2,8	0,9	0,4	0,1	2,5	0,5	36580
Брянск – Москва	92,8	3,9	1,1	0,4	0,1	1,6	0,1	37330
Шебелинка – Москва	94,1	3,1	0,6	0,2	0,8	1,2	–	37900
Кумертау – Магнитогорск	81,7	5,3	2,9	0,9	0,3	8,8	0,1	36830
Промысловка – Астрахань	97,1	0,3	0,1	–	–	2,4	0,1	35070

**Образец оформления задания на курсовой проект**

Номер варианта [номер по журналу]

1. Вид топлива – [табл. П2.1, стб. 1].
2. Состав топлива – [табл. П2.2, П2.3].
3. Низшая рабочая теплота сгорания топлива – [табл. П2.2, П2.3].
4. Марка котлоагрегата – [табл. П2.1, стб. 2].
5. Поверхности нагрева котлоагрегата, подлежащие расчету, – [табл. П2.1, стб. 3].
6. Номинальная нагрузка котла  $D_{\text{ном}} = [\text{табл. П2.1, стб. 4}] \text{ т/ч}$ .
7. Фактическая нагрузка котла  $D_{\text{ф}} = [\text{табл. П2.1, стб. 5}] \text{ т/ч}$ .
8. Давление насыщенного (перегретого) пара  $P_{\text{нп}} (P_{\text{пп}}) = [\text{табл. П2.1, стб. 6}] \text{ кгс/см}^2$ .
9. Давление питательной воды  $p_{\text{пв}} = [\text{табл. П2.1, стб. 7}] \text{ МПа}$ .
10. Температура питательной воды  $t_{\text{пв}} = [\text{табл. П2.1, стб. 8}] \text{ }^\circ\text{C}$ .
11. Температура подпиточной воды  $t_{\text{подп в}} = [\text{табл. П2.1, стб. 9}] \text{ }^\circ\text{C}$ .
12. Температура сырой воды, поступающей в котельную,  $t_{\text{св}} = [\text{табл. П2.1, стб. 10}] \text{ }^\circ\text{C}$ .
13. Температура холодного воздуха, поступающего в котел,  $t_{\text{хв}} = [\text{табл. П2.1, стб. 11}] \text{ }^\circ\text{C}$ .
14. Процент продувки котла  $\Pi = [\text{табл. П2.1, стб. 12}] \%$ .
15. Степень сухости пара вторичного вскипания в расширителе непрерывной продувки  $x = [\text{табл. П2.1, стб. 13}]$ .
16. Отпуск пара на производство  $D_{\text{пр}} = [\text{табл. П2.1, стб. 14}] \text{ т/ч}$ .
17. Отпуск тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение  $Q_{\text{отп}} = [\text{табл. П2.1, стб. 15}] \text{ МВт}$ .
18. Доля возврата конденсата с производства  $\alpha_{\text{возвр}} = [\text{табл. П2.1, стб. 16}] \%$ .
19. Энтальпия конденсата с производства  $h_{\text{ок}} = 419,06 \text{ кДж/кг}$ .
20. Температура прямой сетевой воды  $t_1 = [\text{табл. П2.1, стб. 17}] \text{ }^\circ\text{C}$ .
21. Температура обратной сетевой воды  $t_2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ .
22. Расход пара на собственные нужды котельной  $q_{\text{сн}} = [\text{табл. П2.1, стб. 18}] \%$ .
23. Потери воды в теплосетях от расхода сетевой воды  $W_{\text{ут}} = [\text{табл. П2.1, стб. 19}] \%$ .

24. Сумма сопротивлений тепловой сети и сетевой установки котельной  $H = [табл. П2.1, стб. 20]$  МПа.

25. Сумма сопротивлений системы подпиточных трубопроводов котельной  $H = [табл. П2.1, стб. 21]$  МПа.

26. Жесткость исходной воды  $J_0^{исх. в} = [табл. П2.1, стб. 22]$  мг-экв/кг.

27. Расчетная часть:

- расчет объемов воздуха и продуктов сгорания;
- определение энтальпии воздуха и продуктов сгорания;
- расчет теплового баланса котлоагрегата;
- тепловой расчет топки котлоагрегата;
- тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева котлоагрегата;
- расчет пароперегревателя котлоагрегата;
- расчет водяного экономайзера котлоагрегата;
- расчет воздухоподогревателя котлоагрегата;
- аэродинамический расчет воздушного тракта теплогенерирующей установки;
- аэродинамический расчет газового тракта теплогенерирующей установки;
- расчет принципиальной тепловой схемы котельной;
- расчет водоподготовительной установки котельной.

28. Графическая часть:

- лист 1 – «План и разрезы котлоагрегата» (М 1:50);
- лист 2 – «Тепловая схема и экспликация основного оборудования котельной»;
- лист 3 – «План и разрезы котельной» (М 1:100).

29. Индивидуальное задание (вписывается от руки преподавателем):

---

---

Дата выдачи задания – [дата].

Дата сдачи курсового проекта – [дата].

Задание получил [подпись] студент гр. [номер] [ФИО.]

Задание выдал [подпись] преподаватель [ФИО.]

## Приложение 4

### *Расчетные характеристики слоевых топок для котлов производительностью более 1 кг/с*

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки $\alpha''_T$	Потери тепла				Доля золы топлива в уносе $\alpha_{ун}$ , %	Давление воздуха перед решеткой $P_B$ , Па	Температура дутьевого воздуха $t_B$ , °С
		от химической неполноты сгорания $q_3$ , %	со шлаком $q_{шл}$ , %	с уносом $q_{ун}$ , %	суммарно от механического недожога $q_4$ , %			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
<b>Топки с пневмомеханическими забрасывателями и цепными решетками обратного хода</b>								
Каменные угли: – типа донецкого, печерского и других марок Г, Д, Ж: $A^{пр} = 5,5$	1,3...1,6 <sup>1</sup>	до 0,1	2,5	4,5	7,0	15,0	до 500	30
– типа кузнецких марок Г, Д: $A^{пр} = 2,7$	1,3...1,6 <sup>1</sup>	до 0,1	1,5	2,0...5,0 <sup>2</sup>	4,0...7,0 <sup>2</sup>	15,0	до 500	30
– типа кузнецкий марки ГСС (выход летучих > 20 %): $A^{пр} = 2,2$	1,3...1,6 <sup>1</sup>	до 0,1	3,0	12,0	15,0	35,0	до 500	30
<b>Топки с пневмомеханическими забрасывателями и решеткой с поворотными колосниками</b>								
1. Донецкий антрацит марок АС, АМ, АО: $A^{пр} = 4,0$	1,6	до 0,1	5,0	6,0	11,0	15,0	до 1000	30

2. Каменные угли: – типа донецкого, пещерского и других марок ГДЖ: $A^{пр} = 5,5$	до 1,6	до 1,0	4,0	4,0	8,0	15,0	до 1000	30
– типа кузнецких марок Г, Д: $A^{пр} = 2,7$	до 1,6	до 1,0	3,5	3,0	6,5	20,0	до 1000	30
– типа кузнецкий марки ГСС (выход летучих > 20 %): $A^{пр} = 2,2$	до 1,6	до 1,0	4,5	8,0	12,5	20,0	до 1000	30
Топки с цепной решеткой прямого хода								
Донецкий антрацит марок АС, АМ, АО: $A^{пр} = 4,0$	до 1,6	до 1,0	5,0	5,0	10,0	10,0	до 1000	30

*Примечания.* 1. Бóльшее значение – для котлов производительностью менее 3 кг/с; большое значение – для углей марки Г.

2. Применение топок с пневмомеханическими забрасывателями и неподвижной решеткой для вновь проектируемых котельных допускается для котлов производительностью менее 1 кг/с при наличии технико-экономического обоснования.

3. Приведенные зольность  $A^{пр}$  и влажность  $W^{пр}$  топлив определяются по формулам  $A^{пр} = \frac{10^3 A^p}{Q_H^p}$ ;  $W^{пр} = \frac{10^3 W^p}{Q_H^p}$ , где  $A^p$  и  $W^p$  – содержание золы и влаги в рабочем топливе, %;  $Q_H^p$  – низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, кДж/кг.

## Приложение 5

### *Присосы воздуха в топках и газоходах котельной установки, работающей под разрежением при номинальной нагрузке*

Газоходы (поверхности нагрева) котлоагрегата		Величина присоса воздуха $\Delta\alpha$
Топочные камеры газотопочных и пылеугольных котлов	Газотопочные и пылеуголь- ные с твердым шлакоудале- нием с металлической об- шивкой	0,05
	То же без металлической обшивки	0,1
Топочные камеры слоевых топок	Механические и полумеха- нические	0,1
Газоходы конвективных поверхностей нагрева	Первый пучок котельных труб котлов паропроизво- дительностью $D < 50$ т/ч	0,05
	Второй котельный пучок котлов паропроизводитель- ностью $D < 50$ т/ч	0,1
	Первичный пароперегрева- тель	0,03
	Экономайзер чугунный с обшивкой котлов паропроизводительностью $D < 50$ т/ч	0,1
	Экономайзер чугунный без обшивки котлов паропроизводительностью $D < 50$ т/ч	0,2
	Воздухоподогреватель трубчатый котлов паропроизводительностью $D < 50$ т/ч	0,06

Приложение 6

*Энтальпия продуктов сгорания, воздуха и золы на единицу различных топлив при  $\alpha = 1$*

Вид топлива	Энтальпия	Температура, °С									
		100	300	500	700	900	1100	1300	1500	1700	1900
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Энтальпия продуктов сгорания и воздуха на 1 кг твердых и жидких топлив, кДж/кг											
Уголь Донецкий Д	$H_{\Gamma}^0$	735	2264	3881	5578	7367	9202	11075	12999	14948	16926
	$H_{\text{В}}^0$	634	1932	3280	4969	6140	7644	9167	10735	12298	13885
Уголь Кузнецкий Д	$H_{\Gamma}^0$	916	2822	4843	6959	9190	11479	13814	16208	18635	21097
	$H_{\text{В}}^0$	798	2432	4133	5918	7736	9635	11558	13528	15502	17501
Уголь Подмосковный Б2	$H_{\Gamma}^0$	500	1546	2650	3814	5040	6300	7594	8921	10265	11634
	$H_{\text{В}}^0$	391	1189	2016	2885	3776	4700	5641	6602	7564	8539
Уголь Воркутинский Ж	$H_{\Gamma}^0$	916	2814	4830	6938	9164	11441	13763	16149	18564	21013
	$H_{\text{В}}^0$	815	2486	4221	6048	7909	9845	11810	13822	15838	17879
Уголь Интинский Д	$H_{\Gamma}^0$	743	2293	3940	5657	7472	9332	11231	13180	15158	17157
	$H_{\text{В}}^0$	647	1974	3352	4796	6275	7812	9370	10970	12571	14188
Уголь Челябинский Б3	$H_{\Gamma}^0$	596	1835	3150	4528	5981	7472	8996	10563	12151	13763
	$H_{\text{В}}^0$	496	1512	2566	3679	4809	5989	7182	8404	9635	10874
Уголь Егоршинский ПА	$H_{\Gamma}^0$	874	2688	4616	6632	8757	10933	13150	15422	17728	20063
	$H_{\text{В}}^0$	781	2386	4053	5800	7585	9446	11332	13264	15200	17157
Уголь Волчанский Б3	$H_{\Gamma}^0$	458	1415	2432	3499	4620	5779	6964	8177	9412	10664
	$H_{\text{В}}^0$	361	1105	1873	2684	3511	4372	5242	6136	7031	7938
Уголь Веселовский Б3	$H_{\Gamma}^0$	483	1483	2549	3662	4843	6052	7291	8564	9857	11168
	$H_{\text{В}}^0$	378	1159	1966	2814	3683	4582	5498	6439	7375	8324
Мазут низкосернистый	$H_{\Gamma}^0$	1629	5033	8602	12351	16264	20301	24401	28582	32866	37201
	$H_{\text{В}}^0$	1450	4419	7493	10699	14020	17434	20918	24463	27456	31677
Мазут малосернистый	$H_{\Gamma}^0$	1627	5028	8594	12340	16250	20283	24380	28560	32840	37172
	$H_{\text{В}}^0$	1447	4411	7481	10682	13998	17401	20880	24424	28000	31616
Мазут сернистый	$H_{\Gamma}^0$	1594	4928	8423	12095	15925	19878	23892	27986	32180	36425
	$H_{\text{В}}^0$	1420	4327	7338	10478	13730	17073	20485	23956	27456	31011
Мазут высокосернистый	$H_{\Gamma}^0$	1554	4808	8210	11790	15524	19377	23289	27279	31365	35500
	$H_{\text{В}}^0$	1386	4223	7126	10227	13401	16664	19995	23383	26807	30268

Вид топлива	Энтальпия	Температура, °С									
		100	300	500	700	900	1100	1300	1500	1700	1900
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Энтальпия продуктов сгорания и воздуха на 1 м <sup>3</sup> газообразных топлив, кДж/м <sup>3</sup>											
ПГ Саратов – Москва	$H_{\Gamma}^0$	1483	4544	7770	11147	14717	18389	22138	25994	29917	33902
	$H_{\text{В}}^0$	1264	3847	6535	9359	12239	15238	18278	21395	24515	27654
ПГ Первомайск – Сторожовка	$H_{\Gamma}^0$	1201	3671	6283	9009	11890	14855	17884	21000	24163	27380
	$H_{\text{В}}^0$	995	3037	5158	7384	9659	12025	14423	16884	19345	21836
ПГ Саратов – Горький	$H_{\Gamma}^0$	1487	4553	7791	11172	14750	18430	22193	26061	29992	33991
	$H_{\text{В}}^0$	1268	3868	6569	9404	12298	15313	18367	21504	24637	27812
ПГ Ставрополь – Москва I	$H_{\Gamma}^0$	1487	4557	7791	11176	14755	18438	22201	26069	30005	34003
	$H_{\text{В}}^0$	1273	3872	6577	9421	12319	15338	18396	21538	24675	27854
ПГ Ставрополь – Москва II	$H_{\Gamma}^0$	1504	4599	7867	11285	14897	18610	22411	26317	30290	34322
	$H_{\text{В}}^0$	1285	3910	6640	9509	12436	15485	18572	21743	24914	28127
ПГ Брянск – Москва	$H_{\Gamma}^0$	1537	4700	8039	11533	15229	19026	22911	26905	30962	35087
	$H_{\text{В}}^0$	1315	4003	6800	9736	12734	15855	19018	22264	25511	28795
ПГ Шебелинка – Москва	$H_{\Gamma}^0$	1546	4733	8098	11617	15338	19165	23075	27094	31185	35339
	$H_{\text{В}}^0$	1323	4024	6838	9790	12802	15939	19118	22432	25704	29018
ПГ Кумертау – Магнитогорск	$H_{\Gamma}^0$	1516	4645	7946	11395	15044	18799	22630	26578	30584	34658
	$H_{\text{В}}^0$	1294	3935	6686	9576	12524	15590	18703	21895	25087	28321
ПГ Промысловка – Астрахань	$H_{\Gamma}^0$	1449	4431	7577	10870	14351	17930	21588	25355	29182	33071
	$H_{\text{В}}^0$	1235	3763	6397	9156	11974	14910	17884	20937	23990	25515
Энтальпия 1 кг золы, кДж/кг											
Все виды топлива	$(c\theta)_{\text{зд}}$	80,9	264,0	458,8	662,9	875,7	1097,8	1361,7	1759,8	2065,7	2388,3

Примечание. Энтальпии дымовых газов, воздуха и золы при температурах, не указанных в таблице, определяются интерполяцией.

*Учебное издание*

ШЕНОГИН Михаил Викторович

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Учебное пособие к курсовому проектированию

Редактор Е. А. Лебедева

Технический редактор А. В. Родина

Корректор Н. В. Пустовойтова

Компьютерная верстка Л. В. Макаровой

Выпускающий редактор А. А. Амирсейидова

Подписано в печать 19.11.18.

Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 6,51. Тираж 50 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых.  
600000, Владимир, ул. Горького, 87.