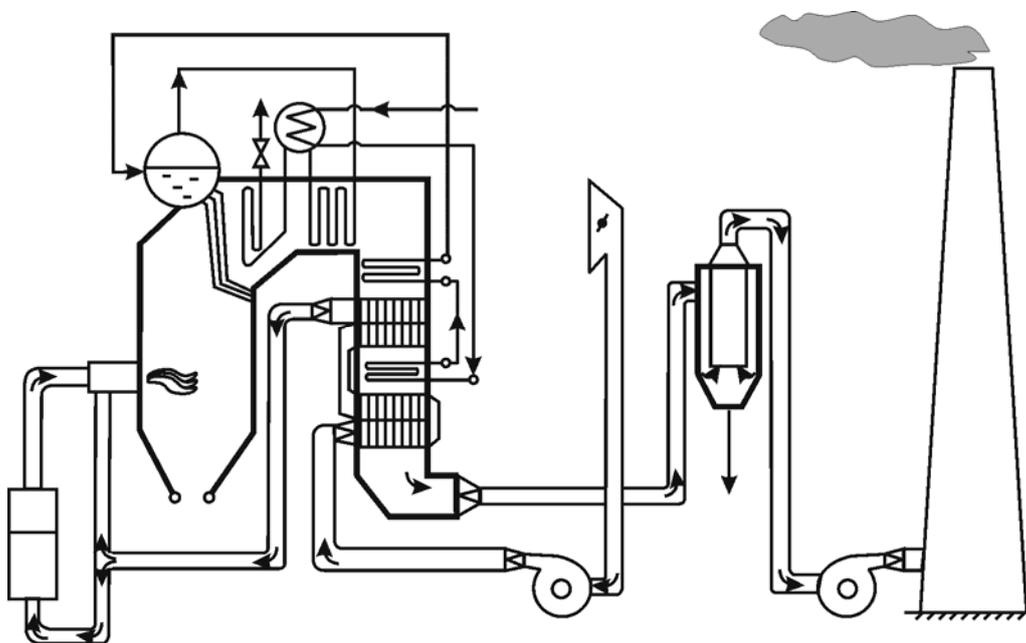


**С.Н. Смородин, А.Н. Иванов  
В.Н. Белоусов, В.Ю. Лакомкин**

# **ТЕПЛОВОЙ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК**

**Учебное пособие**



**Санкт-Петербург  
2018**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»

---

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

**С.Н. Смородин, А.Н. Иванов  
В.Н. Белоусов, В.Ю. Лакомкин**

**ТЕПЛОВОЙ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ  
РАСЧЕТЫ  
КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК**

**Учебное пособие**

**5-е издание,  
переработанное и дополненное**

**Санкт-Петербург  
2018**

УДК 621.18 (075)  
ББК 31.361я7  
С 516

**Сморodin С.Н., Иванов А.Н., Белоусов В.Н., Лакомкин В.Ю.**

Тепловой и аэродинамический расчеты котельных установок: учеб. пособие. - 5-е изд., перераб. и доп./ВШТЭ СПбГУПТД.: -СПб., 2018. - 200 с., ил. 41. – ISBN 978-5-91646-150-3.

Учебное пособие содержит методику теплового и аэродинамического расчетов котельных установок средней производительности. Пособие составлено в соответствии с «Нормативным методом теплового расчета котельных агрегатов» (ВТИ, НПО ЦКТИ) и «Аэродинамическим расчетом котельных установок (Нормативный метод)» с использованием единиц СИ и включает в себя необходимый нормативно-справочный и иллюстративный материалы.

Предназначено для выполнения студентами энергетических, политехнических и технологических вузов курсовых и выпускных квалификационных работ, связанных с расчетом котельных установок, направления 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

Рецензенты: кандидат технических наук, заведующий кафедрой теплосиловых установок и тепловых двигателей ВШТЭ СПбГУПТД П.Н. Коновалов;  
кандидат химических наук, доцент кафедры теплотехники и теплоэнергетики Санкт-Петербургского горного университета Б.И. Спесивцев

Рекомендовано к изданию Редационно-издательским советом Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД в качестве учебного пособия.

ISBN 978-5-91646-150-3

© Высшая школа технологии и энергетики  
Санкт-Петербургского государственного  
университета промышленных технологий  
и дизайна, 2018  
© Смородин С.Н., Иванов А.Н., Белоусов В.Н.,  
Лакомкин В.Ю., 2018

## Предисловие

Подготовка бакалавров- и магистров-теплоэнергетиков в высших учебных заведениях будет неполной без овладения методами теплового и аэродинамического расчетов котельных установок.

Котельная установка – это основной агрегат производственной котельной и тепловой электростанции. Необходимая тепловая мощность котельной установки определяется ее паропроизводительностью при обеспечении заданных температуры и рабочего давления перегретого пара. При этом в топке котельного агрегата сжигается расчетное количество топлива.

Основная часть настоящего пособия содержит методику теплового и аэродинамического расчетов котельных установок средней паропроизводительности, сжигающих газообразное, жидкое и твердое топливо в пылевидном состоянии. В Приложении 1 приведен пример теплового и аэродинамического расчетов пылеугольной котельной установки. В Приложении 2 представлен справочно-иллюстративный материал. В учебном пособии не рассматриваются малые котельные установки и котельные установки большой мощности. Не рассматриваются также специальные типы котлов и топок (котлы-утилизаторы, топки с кипящим слоем и др.).

При выполнении теплового расчета котельного агрегата его паропроизводительность, параметры пара и питательной воды являются заданными. Поэтому цель расчета состоит в выборе рациональной компоновки и определении размеров всех поверхностей нагрева котельного агрегата (конструктивный расчет) или же в определении температур и тепловосприятий рабочего тела и газовой среды в поверхностях нагрева заданного котельного агрегата (поверочный расчет).

Учебное пособие составлено на основе «Теплового расчета котлов (нормативный метод)», разработанного коллективом авторов ведущих научно-исследовательских институтов (ВТИ и ЦКТИ), изданного в 1998 г., «Аэродинамического расчета котельных установок (нормативный метод)», изданного в 1977 г., а также книги Ю.М.Липова, Ю.Ф.Самойлова, Т.В.Виленского «Компоновка и тепловой расчет парового котла» 1988 г. издания. Индексация тепломеханических характеристик топлива приведена в соответствии с ГОСТ 27313-2015 «Топливо твердое минеральное. Обозначение показателей качества и формулы пересчета результатов анализа для различных состояний топлива».

В процессе расчета котельной установки используется большое количество буквенных обозначений различных параметров и величин. Чтобы по возможности исключить одинаковые обозначения для различных величин, используются латинский, греческий и русский алфавиты, а также верхние и нижние индексы.

Содержание материала и последовательность его изложения в учебном пособии отражает многолетний опыт преподавания курса «Котельные установки и парогенераторы в промышленной теплоэнергетике», «Котельные установки и парогенераторы в теплотехнологиях» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

В настоящем учебном пособии используется Международная система единиц (СИ).

Учебное пособие предназначено для выполнения студентами энергетических, политехнических и технологических вузов курсовых и выпускных квалификационных работ, связанных с расчетом котельных установок, а также может быть использовано работниками проектных и конструкторских организаций.

Авторы выражают благодарность рецензентам – кандидату технических наук, доценту, зав. кафедрой теплосиловых установок и тепловых двигателей Высшей школы технологии и энергетики Санкт-Петербургского государственного университета промышленных технологий и дизайна П.Н. Коновалову и кандидату химических наук, доценту кафедры теплотехники и теплоэнергетики Санкт-Петербургского горного университета Б.И. Спесивцеву.

Авторы выражают благодарность Н.В.Шнуровой и И.В. Сафрошкину за помощь в подготовке рукописи к изданию.

## РАЗДЕЛ I. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

### *Исходные данные для теплового расчета и порядок его выполнения*

*Тепловой расчёт* парового котельного агрегата бывает конструктивным или поверочным.

Задача конструктивного теплового расчета заключается:

- в выборе компоновки поверхностей нагрева в газоходах котельного агрегата;
- в определении поверхностей теплообмена.

Расчетные значения поверхностей теплообмена должны обеспечивать номинальную паропроизводительность котла при заданных номинальных параметрах пара, надёжность и экономичность его работы. При этом обеспечение надежности работы поверхностей нагрева предполагает получение расчетных тепловых характеристик, исключающих увеличение максимальной температуры стенки сверх допустимого значения по условиям прочности, а на экономичность работы котла определяющее влияние оказывают температура уходящих газов и присосы холодного воздуха в газовый тракт.

Выполнение конструктивного теплового расчета производится на основании исходных данных, составляющих задание на проект.

Задание должно содержать следующие данные:

- тип парового котельного агрегата;
- номинальную паропроизводительность;
- параметры перегретого пара;
- месторождение и марку энергетического топлива;
- способ сжигания твердого топлива;
- температуру питательной воды, поступающей в котельный агрегат.

Кроме указанных, могут быть заданы и другие характеристики, например, непрерывная продувка, доля рециркуляции газов в топку, работа котельного агрегата под наддувом или при разрежении в газовом тракте и др.

Температуры уходящих газов, воздуха на входе в воздухоподогреватель и горячего воздуха после подогревателя и ряд других характеристик, как правило, выбираются проектантом в соответствии с рекомендациями (табл. 5,6, с.154).

**Поверочный расчет** котельного агрегата или отдельных его элементов выполняется для существующей конструкции с целью:

- определения показателей её работы при переходе на другое топливо;
- при изменении нагрузки или параметров пара;
- после проведенной реконструкции поверхностей нагрева.

В результате поверочного расчета определяют:

- коэффициент полезного действия котельного агрегата;
- расход топлива;
- температуру продуктов сгорания по газовому тракту, включая температуру уходящих газов;
- температуру рабочей среды (пара, воды) за каждой поверхностью нагрева.

Надежность работы поверхности нагрева устанавливают расчетом ожидаемой температуры стенки и сравнением ее с допустимой для использованного металла.

Для выполнения расчета приходится предварительно задаваться температурой уходящих газов и температурой горячего воздуха, правильность выбора которых определяется лишь по завершении расчета.

Задание на поверочный расчет включает в себя практически те же исходные данные, что и при конструктивном расчете, и дополнительно - конструктивные данные поверхностей котельного агрегата. Этому расчету предшествует определение по чертежам геометрических характеристик поверхностей (диаметров и шагов труб, числа рядов труб, размеров проходных сечений для газов и рабочей среды, габаритных размеров газоходов и поверхностей нагрева и т. д.).

Как при поверочном расчете котельного агрегата, так при конструктивном первоначально определяют объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания, КПД и расход топлива, а затем выполняют расчет теплообмена в топочной камере и других поверхностях в последовательности, соответствующей их расположению по ходу газов.

При поверочном расчете поверхности нагрева задаются изменением температуры одной из теплообменивающихся сред (разностью температур на входе и выходе). Этим определяется тепловосприятие поверхности в первом приближении. Далее вычисляют температуры другой среды на концах поверхности нагрева, температурный напор, скорости газового потока и рабочей

среды и все другие величины, необходимые для вычисления тепловосприятия во втором приближении. При расхождении принятого и расчетного тепловосприятий выше допустимого повторяют расчет для нового принятого тепловосприятия. Таким образом, поверочный расчет поверхности нагрева выполняют методом последовательных приближений.

В результате расчета определяют тепловосприятие поверхности, а также температуры и энтальпии сред на входе и выходе из нее.

В записке приводятся краткие пояснения и обоснования выбираемых для расчета значений величин, расчетных формул, порядка выполнения расчета. Расчетная записка должна содержать также используемые в расчете таблицы объемов и энтальпий продуктов сгорания и воздуха, тепловую схему котельного агрегата. Расчет конвективных поверхностей нагрева сопровождается составлением схем, иллюстрирующих направления взаимного движения и изменение температур греющих газов и рабочей среды в пределах каждой поверхности нагрева. Эскизная компоновка поверхностей нагрева котельного агрегата должна иметь основные размеры газоходов (ширину, высоту, глубину) и габаритные размеры поверхностей.

Тепловая схема котельного агрегата отображает распределение тепловосприятия рабочей среды между поверхностями нагрева котельного агрегата и устанавливает последовательность их размещения вдоль газового тракта. Она дает представление об условиях работы каждой поверхности нагрева, позволяет определить температурные напоры и оценить в дальнейшем надежность работы металла поверхностей нагрева.

### ***Расчетные характеристики энергетических топлив***

Ископаемые твердые топлива разделяются на угли, горючие сланцы и торф. Жидким топливом, в основном, является мазут, газообразным - природный газ. В последнее время к энергетическим топливам стали относить дрова и древесные отходы.

В зависимости от теплоты сгорания влажной беззольной массы топлива и выхода летучих веществ угли разделяются на четыре типа: бурые, каменные, полуантрациты и антрациты.

Бурые угли по содержанию влаги в рабочей массе топлива разделяются на три группы: Б1, Б2, Б3 при содержании  $W_t^r$ , соответственно, более 40, 30÷40 % и менее 30 %.

Каменные угли отличаются более глубокой углефикацией исходного органического вещества и имеют, в связи с этим, более высокую теплоту сгорания. В зависимости от выходных летучих веществ, свойства спекаемости органической массы угля при высоких температурах и наличия жирных смолистых веществ в исходном топливе каменные угли разделяются на несколько **марок**, например, Д – длиннопламенный, Т – тощий, СС – слабоспекающийся.

К потребителю поступает топливо разной крупности, представляющее собой смесь нескольких **классов**, например, СШ – семечко со штыбом, т.е. уголь с размером фракций от 13 мм и менее, МСШ – угольная мелочь с размером фракций менее 25 мм и другие. Расчетные характеристики энергетических твердых и жидких топлив приведены в табл. 3, с.148.

### ***Выбор способа шлакоудаления при сжигании твердого топлива***

В топочной камере можно организовать сжигание топлив с твердым или жидким шлакоудалением.

***Твердое шлакоудаление*** неизбежно при сжигании топлив с тугоплавкой золой (при температуре начала жидкоплавкого состояния  $t_c > 1400$  °С). Оно целесообразно также и для топлив с умеренными значениями температуры  $t_c$ . При относительно небольшой зольности этих топлив (приведенная зольность  $A_{\text{пр}}^r < 1$  %·кг/МДж) и высоком выходе летучих веществ ( $V^{\text{daf}} > 25$  %) количество летучей золы в продуктах сгорания не ограничивает скорости газов в газоходах и не приводит к ощутимому удорожанию золоулавливающих устройств. При этом потери с механическим недожогом топлива  $q_4$ , ввиду значительного выхода летучих, остаются низкими. Топки с твердым шлакоудалением имеют более низкие тепловые напряжения и температуру газов в зоне ядра горения. Это обеспечивает снижение уровня образования токсичных выбросов, в частности, оксидов азота. Диапазон рабочих нагрузок для топок с твердым шлакоудалением зависит от реакционной способности топлива (выхода летучих веществ  $V^{\text{daf}}$ ). Минимальная устойчивая нагрузка обычно составляет 30÷50 % от минимальной.

***Жидкое шлакоудаление*** применяют для сжигания малореакционных углей (антрацитов, полуантрацитов, тощих и слабоспекающихся каменных углей при выходе летучих веществ  $V^{\text{daf}} < 25$  %). Оно рекомендуется также при сжигании шлакующих

каменных и бурых углей (типа канско-ачинских бурых, кузнецких каменных), отличающихся повышенным количеством относительно легкоплавкой золы ( $t_c = 1150 \div 1300$  °С).

Организация жидкого шлакоудаления с высоким уровнем температуры горения топлива обеспечивает при малом выходе летучих веществ заметное уменьшение потерь топлива с механическим недожогом, а в случае сжигания высокозольных топлив позволяет облегчить борьбу с шлакованием и износом конвективных поверхностей. В результате повышается надежность и экономичность работы котельного агрегата. Однако необходимо принимать специальные меры для снижения образования токсичных газов ( $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_3$  и др.) в зоне высоких температур, что дополнительно ограничивает применение жидкого шлакоудаления.

### ***Выбор типа углеразмольных мельниц***

Выбор типа углеразмольных мельниц определяется:

- размолоспособностью топлива  $K_{\text{ло}}$  ;
- выходом летучих веществ  $V^{\text{daf}}$  ,
- требуемой тонкостью пыли  $R_{90}$ .

Наиболее универсальными из всех типов мельниц являются ***шаровые барабанные мельницы*** (ШБМ). Однако ШБМ по сравнению с другими мельницами требуют большей затраты металла на изготовление и имеют более высокую начальную стоимость. Кроме того, ШБМ расходуют больше энергии на размол и пневмотранспортировку пыли, чем другие виды мельниц. В связи с этим они имеют более низкие экономические показатели пылеприготовления. Эти мельницы используются прежде всего для тонкого размола топлив ( $R_{90} = 10 \div 25$  %) с малым выходом летучих веществ, и для размола многозольных и трудноразмалываемых топлив, где применение других типов мельниц становится невозможным.

***Молотковые мельницы*** (ММ) имеют высокие экономические показатели при относительно грубом размоле топлива ( $R_{90} > 40$  %) с высоким выходом летучих (бурые и каменные угли при  $V^{\text{daf}} > 28$  %). Они используются в системах с прямым вдуванием топлива и могут работать под наддувом.

**Валковые среднеходные мельницы** (СМ) применяются для размола каменных и маловлажных бурых углей, однако они очень чувствительны к попаданию вместе с топливом посторонних металлических предметов и быстро изнашиваются при размоле топлива с повышенной абразивностью. Вместе с тем среднеходовые мельницы успешно применяются на размоле высокозольных каменных углей, минеральная часть которых слабоабразивна. Они применяются в пылесистемах с прямым вдуванием. Среднеходные мельницы рекомендуются для каменных углей с  $K_{\text{ло}} > 1,1$ , выходом летучих  $V^{\text{daf}} \geq 35 \%$  и тонкостью помола  $R_{90} = 15 \div 30 \%$ .

**Мельницы-вентиляторы** (МВ) используются для размола высоковлажных бурых углей с предварительной сушкой их топочными газами в специальной шахте. Рекомендуются для бурых углей с  $W_{\text{пр}}^{\text{r}} > 4 \%$ , кг/МДж.

### **Выбор расчетных температур**

**Температура уходящих газов** оказывает решающее влияние на экономичность работы парового котельного агрегата, так как потеря теплоты с уходящими газами является при нормальных условиях эксплуатации наибольшей даже в сравнении с суммой других потерь. Снижение температуры уходящих газов на  $12 \div 16 \text{ }^\circ\text{C}$  приводит к повышению КПД котельного агрегата примерно на  $1,0 \%$ . Однако глубокое охлаждение газов требует увеличения размеров конвективных поверхностей нагрева и во многих случаях приводит к усилению низкотемпературной коррозии.

Существенное влияние на выбор температуры уходящих газов оказывает также температура питательной воды. С ее ростом увеличивается КПД термодинамического цикла, а КПД котельного агрегата падает. Температуры уходящих газов и питательной воды должны быть выбраны такими, чтобы сумма эксплуатационных и капитальных затрат была минимальной.

Продукты сгорания высоковлажных топлив из-за повышенного объема газов требуют для своего охлаждения увеличенных размеров конвективных поверхностей, поэтому при сжигании влажных топлив экономически оправдывается более высокая температура уходящих газов.

В любом случае оптимальные температуры уходящих газов для различных топлив и параметров пара котельного агрегата устанавливаются на основании технико-экономических расчетов.

Рекомендуемые температуры уходящих газов в зависимости от приведенной влажности твердого топлива  $W_{\text{пр}}^{\text{r}}$  и температуры питательной воды  $t_{\text{пв}}$  приведены в табл. 5, с.154. Высокая температура уходящих газов при сжигании сернистых мазутов обусловлена защитой воздухоподогревателя от интенсивной низкотемпературной коррозии.

**Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель  $\vartheta'_{\text{в}}$**  выбирается на уровне, предотвращающем развитую серноокислотную коррозию металла и забивание низкотемпературной части поверхности нагрева липкими отложениями. Таким образом, выбор  $\vartheta'_{\text{в}}$  зависит от влажности топлива и его сернистости.

Для трубчатых воздухоподогревателей температура воздуха на входе принимается:

- твердое топливо:

при  $W_{\text{пр}}^{\text{r}} < 0,7 \% \cdot \text{кг/МДж}$  и  $S_{\text{p+o}}^{\text{r}} < 2 \% \rightarrow \vartheta'_{\text{в}} = 20 \div 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

при  $W_{\text{пр}}^{\text{r}} = 1-5 \% \cdot \text{кг/МДж}$  и  $S_{\text{p+o}}^{\text{r}} = 2-3 \% \rightarrow \vartheta'_{\text{в}} = 45 \div 55 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

при  $W_{\text{пр}}^{\text{r}} > 5 \% \cdot \text{кг/МДж}$  и  $S_{\text{p+o}}^{\text{r}} > 3 \% \rightarrow \vartheta'_{\text{в}} = 60 \div 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

- природный газ:  $\vartheta'_{\text{в}} = 20-30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

- мазут при содержании серы  $S^{\text{r}} > 2 \% \rightarrow \vartheta'_{\text{в}} = 70 \div 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Предварительный подогрев воздуха от  $20 \div 30$  до  $50 \text{ }^{\circ}\text{C}$  обычно осуществляют рециркуляцией части горячего воздуха на всасываемых вентиляторов. Более высокую температуру получают подогревом воздуха в паровых или водяных калориферах, установленных перед воздухоподогревателем. В первом случае подогрев воздуха происходит за счет теплоты собственных продуктов сгорания (“внутренней” теплоты), поэтому в уравнении теплового баланса этот подогрев не учитывается, и расчет потерь теплоты с уходящими газами производится при  $\vartheta_{\text{хв}} = 20 \div 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . В случае калориферного подогрева воздуха отборным паром турбины (внешний подогрев) потери теплоты с уходящими газами также считаются по отношению к  $\vartheta_{\text{хв}} = 20 \div 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , однако располагаемая

теплота топлива в уравнении теплового баланса увеличивается на теплоту подогрева воздуха  $Q_{в.вн}$  от  $\vartheta_{хв}$  до  $\vartheta'_в$ .

При содержании серы в рабочей массе мазута более 2 % или в рабочей массе твердого топлива более 3 % необходима дополнительная проверка надежности работы холодной части воздухоподогревателя с позиции исключения интенсивной сернокислотной коррозии. В этих целях минимальная температура стенки металла воздухоподогревателя должна составлять  $t_{ст}^{мин} = 115 \div 125$  °С (верхний предел - при сжигании мазута с  $\alpha_T \geq 1,03$ ).

Рекомендуется определять значение  $t_{ст}^{мин}$  в зависимости от типа воздухоподогревателя и предварительно выбранных температур уходящих газов и воздуха на входе в воздухоподогреватель. Для трубчатого воздухоподогревателя

$$t_{ст}^{мин} = \vartheta'_в + 0,35(\vartheta_{ух} - \vartheta'_в), \text{ °С} .$$

При  $t_{ст}^{мин} \leq 110$  °С во всех случаях наблюдается интенсивная коррозия поверхности нагрева. Если расчетные  $t_{ст}^{мин}$  не удовлетворяют требованиям надежной эксплуатации, необходимо несколько увеличить выбранные температуры  $\vartheta'_в$  и  $\vartheta_{ух}$ .

**Температура горячего воздуха** при сжигании твердых топлив определяется не только характеристиками топлива, но и организацией его сжигания (табл. 6, с.154).

Количество поступающего в зону горения воздуха по массе в несколько раз превосходит массу топлива. Недостаточный подогрев воздуха может затормозить воспламенение топлива и привести к значительному недожогу. Так, для топлив с относительно малым выходом летучих веществ ( $V^{daf} < 25$  %) раннее воспламенение и низкий механический недожоги достигаются при температуре горячего воздуха не ниже 300 °С.

Более низкий подогрев воздуха (250÷300 °С) по условиям горения допустим для топлив с высоким выходом летучих ( $V^{daf} > 25$  %). Исключение составляют сильновлажные топлива, требующие использования для работы в пылесистеме высокотемпературного сушильного агента. Последний можно получить путем смешения части горячих топочных газов с воздухом.

Тогда допустимо некоторое снижение подогрева воздуха в воздухоподогревателях. Так, при влажности топлива  $W_{\text{пр}}^r \leq 2 \text{ \%} \cdot \text{кг/МДж}$  температура горячего воздуха может быть принята  $270 \div 300 \text{ }^\circ\text{C}$ , а при  $W_{\text{пр}}^r \geq 5 \text{ \%} \cdot \text{кг/МДж} \rightarrow 400 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Обеспечение жидкого шлакоудаления требует высокого подогрева воздуха (не ниже  $350 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Уровень его подогрева зависит от выхода летучих, температуры плавкости золы и влажности сжигаемого топлива.

Сжигание мазута и природного газа допускает умеренный подогрев воздуха, при котором исключается недогорание топлива в высоконапряженных топках. Экономически выгодно подогреть воздух выше температуры питательной воды, поступающей в экономайзер.

При температурах горячего воздуха выше  $300 \text{ }^\circ\text{C}$  компоновка воздухоподогревателя выполняется двухступенчатой, в рассечку с водяным экономайзером.

## **1. Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания**

### ***Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте котельного агрегата. Учет рециркуляции газов***

Для расчета действительных объемов продуктов горения по газходам котельного агрегата прежде всего выбирают коэффициент избытка воздуха в верхней части топки  $\alpha_T$  и присосы воздуха в отдельных поверхностях нагрева  $\Delta\alpha$ . Коэффициент избытка воздуха  $\alpha_T$  должен обеспечить практически полное сгорание топлива, он выбирается в зависимости от типа топчного устройства и вида сжигаемого топлива (табл. 8, с.156). Избыток воздуха  $\alpha_T$  включает в себя коэффициент избытка воздуха, подаваемого в горелку  $\alpha_{\text{гор}}$ , и присосы холодного воздуха извне при работе топки под разрежением  $\Delta\alpha_T$  (табл.7, с.155). При выбранном  $\alpha_T$  избыток воздуха, поступающий через горелки в зону горения топлива, равен  $\alpha_{\text{гор}} = \alpha_T - \Delta\alpha_T$ . В газоплотных топках, работающих под наддувом, присосы воздуха в топку исключены ( $\Delta\alpha_T = 0$ ).

В системах пылеприготовления, работающих под разрежением, также имеют место присосы воздуха  $\Delta\alpha_{\text{пл}}$ , которые поступают в горелки вместе с транспортирующей топливо средой (табл. 7).

Средние значения присосов воздуха в замкнутых системах пылеприготовления, работающих под разрежением, с прямым вдуванием пыли в топку равно  $\Delta\alpha_{\text{пл}} = 0,04$ . Коэффициент избытка горячего воздуха, вводимого через горелки  $\beta_{\text{ГВ}}$ , должен быть уменьшен на величину присосов

$$\beta_{\text{ГВ}} = \alpha_{\text{гор}} - \Delta\alpha_{\text{пл}} .$$

Присосы воздуха в газопроводах парового котельного агрегата принимают по табл. 7, с.155. Избыток воздуха за каждой поверхностью нагрева после топочной камеры  $\alpha_i$  получают прибавлением к  $\alpha_T$  соответствующих присосов воздуха, т.е.

$$\alpha_i = \alpha_T + \sum_1^i \Delta\alpha_i .$$

Рециркуляция газов в расчётах объёмов и энтальпий продуктов сгорания учитывается в газовом тракте от места ввода рециркулирующих газов в газоход котельного агрегата до места их отбора.

Коэффициент рециркуляции определяет долю газов, используемых для рециркуляции,

$$r = \frac{V_{\text{рц}}}{V_{\text{г.отб}}} ,$$

где  $V_{\text{рц}}$  и  $V_{\text{г.отб}}$  - объём газов, отбираемых на рециркуляцию, и остающийся объём за местом отбора газов,  $\text{м}^3/\text{кг}$  топлива.

Рециркуляция газов в топку находит применение прежде всего, при сжигании мазута для снижения максимального теплового потока в зоне ядра факела при полной нагрузке ( $r = 0,05 \div 0,15$ ) и для регулирования температуры перегретого пара при снижении нагрузки ( $r = 0,15 \div 0,35$ ), при этом большее значение относится к низкой нагрузке.

При сжигании твердого топлива ввод газов рециркуляции в топку применяют для сильно шлакующих топлив с целью уменьшения температуры газов в ядре факела и вблизи стен топки (так называемая «нижняя рециркуляция»  $r = 0,1 \div 0,15$ ). Рециркуляция используется и для исключения шлакования поверхностей на выходе из топки («верхняя рециркуляция»  $r = 0,15 \div 0,2$ ). При газовой сушке топлива отбирается часть горячих газов из газохода котельного агрегата за топкой (газы рециркуляции) и сбрасывается затем в виде сушильного агента в зону горения. Рециркуляция газов в ядро факела

при работе на твёрдых топливах допустима только для высокорекреакционных топлив ( $V^{\text{daf}} > 25\%$ ).

Газы на рециркуляцию обычно отбирают из газохода после экономайзера. Место отбора газов для газовой сушки топлива зависит от необходимой температуры газов и выбирается на основании теплового расчета пылесистемы (при выходе из топки, после пароперегревателя, за экономайзером). При отборе газов за экономайзером предварительно для расчётов принимают температуру рециркулирующих газов  $\vartheta_{\text{рц}} = \vartheta_{\text{ГВ}} + (40 \div 60), ^\circ\text{C}$ , но не выше  $380 \div 400 ^\circ\text{C}$ , а коэффициент избытка воздуха в них составляет

$$\alpha_{\text{рц}} = \alpha_{\text{ух}} - \Delta\alpha_{\text{ВП1}} - \Delta\alpha_{\text{ВП2}} - \Delta\alpha_{\text{ЭК1}} .$$

При этом усреднённый коэффициент избытка воздуха в топке при вводе в нее рециркулирующих газов определяется по формуле

$$\alpha_{\text{т.рц}} = \frac{\alpha_{\text{т}} + \gamma \alpha_{\text{рц}}}{1 + \gamma} ,$$

а во всех последующих поверхностях избыток воздуха определяется с учётом доли присосов холодного воздуха в каждой поверхности нагрева.

### ***Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания***

По общепринятой методике объемы продуктов сгорания и воздуха выражаются в кубических метрах при нормальных условиях ( $0 ^\circ\text{C}$  и  $760 \text{ мм рт.ст.}$ ) при сжигании  $1 \text{ кг}$  твердого или жидкого топлива или  $1 \text{ м}^3$  газового топлива.

Для твердого или жидкого топлива расчет теоретических объемов воздуха,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , и продуктов сгорания (при  $\alpha = 1$ ) производят, исходя из состава рабочей массы топлива (табл. 3, с.148) по следующим формулам:

*теоретический объем воздуха,  $\text{м}^3/\text{кг}$*

$$V_{\text{В}}^0 = 0,0889 (C^{\text{r}} + 0,375 S_{\text{p+o}}^{\text{r}}) + 0,265 H^{\text{r}} - 0,0333 O^{\text{r}} ;$$

*теоретические объемы продуктов сгорания,  $\text{м}^3/\text{кг}$*

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01866 (C^{\text{r}} + 0,375 S_{\text{p+o}}^{\text{r}}) ;$$

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 V_{\text{В}}^0 + 0,008 N^{\text{r}} ;$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 H^{\text{r}} + 0,0124 W_{\text{t}}^{\text{r}} + 0,0161 V_{\text{В}}^0 ;$$

$$V_{\text{Г}}^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 .$$

При сжигании природного газа расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания газа, производится на основании процентного состава компонентов, входящих в него :

*теоретический объем воздуха,  $\text{м}^3/\text{м}^3$*

$$V_B^0 = 0,0476 [\sum (m + 0,25 n) C_m H_n + 0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 1,5 \text{H}_2\text{S} - \text{O}_2];$$

*теоретические объемы продуктов сгорания,  $\text{м}^3/\text{м}^3$*

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 V_B^0 + 0,01 \text{N}_2 ;$$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 (\sum m C_m H_n + \text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S}) ;$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 (\sum 0,5 n C_m H_n + \text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + 0,124 d_r + 1,61 V_B^0),$$

где  $d_r$  – влагосодержание газообразного топлива (при расчетной температуре  $10^\circ\text{C} \rightarrow d_r = 10 \text{ г}/\text{м}^3$ ).

В табл. 4, с.150 приведены расчетные теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания для различных топлив. Действительные объемы продуктов сгорания определяются по среднему значению коэффициента избытка воздуха  $\alpha_{\text{ср}}$  в поверхностях нагрева, равному полусумме значений на входе и выходе из нее,  $\text{м}^3/\text{кг}$  или  $\text{м}^3/\text{м}^3$ .

Объем водяных паров

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 (\alpha_{\text{ср}} - 1) V_B^0 .$$

Полный объем газов

$$V_r = V_r^0 + 1,0161 (\alpha_{\text{ср}} - 1) V_B^0 .$$

Безразмерная концентрация золовых частиц в потоке дымовых газов определяется по формуле

$$\mu_{\text{зл}} = \frac{A^r a_{\text{ун}}}{100 G_r} ,$$

где  $a_{\text{ун}}$  - доля золы, уносимая потоками газов; для камерных топок с твердым шлакоудалением  $a_{\text{ун}} = 0,95$  (табл. 8, с.156);  $G_r$  - масса дымовых газов на килограмм топлива, при сжигании твердого топлива и мазута составляет

$$G_r = 1 - 0,01 A^r + 1,306 \alpha_{\text{ср}} V_B^0 , \text{ кг}/\text{кг} .$$

Результаты расчетов сводятся в табл.1, с.146, куда включаются также объемные доли водяных паров и трехатомных газов  $\Gamma_{\text{H}_2\text{O}}$ ,  $\Gamma_{\text{RO}_2}$ ,  $\Gamma_{\text{n}} = \Gamma_{\text{RO}_2} + \Gamma_{\text{H}_2\text{O}}$ .

При рециркуляции объем газов в промежуточной точке тракта от места возврата до места отбора определяется

$$V_{\text{г.рц}} = V_{\text{г}} + r V_{\text{г.отб}}, \text{ м}^3/\text{кг},$$

где  $V_{\text{г}}$  - объем газов в точке отбора без учета рециркуляции.

Полученные значения  $V_{\text{г.рц}}$  для всех газоходов котельного агрегата вносятся в табл. 1. Так как объемные доли  $\Gamma_{\text{RO}_2}$  и  $\Gamma_{\text{H}_2\text{O}}$  при рециркуляции очень мало меняются, их уточнения при этом не требуются.

### ***Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания***

Для всех видов топлив энтальпии теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha=1$  определяют в кДж/кг или кДж/м<sup>3</sup>

$$I_{\text{в}}^{\circ} = V_{\text{в}}^{\circ} (c \vartheta)_{\text{в}} ;$$

$$I_{\text{г}}^{\circ} = V_{\text{RO}_2}^{\circ} (c \vartheta)_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\circ} (c \vartheta)_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2}^{\circ} (c \vartheta)_{\text{N}_2} .$$

Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха  $\alpha > 1$

$$I_{\text{г}} = I_{\text{г}}^{\circ} + (\alpha - 1) I_{\text{в}}^{\circ} + I_{\text{зл}} .$$

В приведенных формулах:  $(c \vartheta)_{\text{в}}$ ,  $(c \vartheta)_{\text{RO}_2}$ ,  $(c \vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$ ,  $(c \vartheta)_{\text{N}_2}$  – энтальпии 1 м<sup>3</sup> при постоянном давлении, соответственно, воздуха, трехатомных газов, водяных паров и азота.

Энтальпия золы  $I_{\text{зл}}$  рассчитывается по формуле

$$I_{\text{зл}} = 0,01 a_{\text{ун}} A_{\text{пр}}^{\text{г}} (c \vartheta)_{\text{зл}} ,$$

где  $(c \vartheta)_{\text{зл}}$  – энтальпия 1 кг золы, кДж/кг.

Энтальпия золы невелика по сравнению с другими составляющими и учитывается, когда приведенный унос летучей золы с потоком газов значителен  $a_{\text{ун}} A_{\text{пр}}^{\text{г}} > 1,4$  (% · кг)/МДж.

Для топлив, характеристики которых приведены в табл.3, с. 148, энтальпии воздуха и дымовых газов при  $\alpha=1$  представлены в табл. 4, с.150.

Результаты расчета энтальпий газов при действительных избытках воздуха в газоходах сводятся в табл. 2, с.147. Поскольку на данном этапе расчета температура газов за той или иной поверхностью нагрева еще неизвестна, то расчет энтальпий газов делается на весь возможный (ожидаемый) за данной поверхностью диапазон температур. Искомая температура или энтальпия за поверхностью нагрева определяется по найденному в расчете или принятому значению путем линейной интерполяции в пределах имеющегося диапазона. Экстраполяция за пределы выбранного диапазона допускается при отклонении рассчитываемой величины не более, чем на 100 °С. Значение  $\Delta I_{\Gamma}$  - является разностью двух соседних по вертикали значений  $I_{\Gamma}$  при разных температурах, но при одном избытке воздуха  $\alpha$ .

Энтальпии газов на всем участке рециркуляции при известной температуре определяются по формуле

$$I_{\text{рц}} = (1 + r) I_{\Gamma} \text{ , кДж/кг .}$$

где  $I_{\Gamma}$  - энтальпия газов без учета рециркуляции.

## 2. Тепловой баланс котельного агрегата

При составлении теплового баланса котельного агрегата устанавливается равенство между поступившим в агрегат количеством тепла, называемым располагаемым теплом  $Q_p$ , и суммой полезно использованного тепла  $Q_1$  и тепловых потерь  $Q_{2-6}$ . На основании теплового баланса вычисляются КПД котельного агрегата и необходимый расход топлива.

Тепловой баланс составляется на 1кг твёрдых и жидких и 1м<sup>3</sup> газообразных топлив при установившемся тепловом состоянии котельного агрегата.

Общее уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q_p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \text{ , кДж/кг или кДж/м}^3 \text{ .}$$

В общем случае располагаемая теплота топлива определяется по формуле

$$Q_p = Q_1^{\Gamma} + i_{\text{ТЛ}} + Q_{\text{в.вн}} + Q_{\text{ф}} \text{ , кДж/кг ,}$$

где  $Q_1^{\Gamma}$  - низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, кДж/кг.

Для большинства видов достаточно сухих и малосернистых твёрдых топлив принимают  $Q_p = Q_i^r$ , а газового топлива принимается  $Q_p = Q_i^d$ . Для сильно влажных твёрдых топлив и жидких топлив учитывается физическая теплота топлива  $i_{\text{ТЛ}}$ , которая зависит от температуры и теплоёмкости поступающего на горение топлива

$$i_{\text{ТЛ}} = c_{\text{ТЛ}} t_{\text{ТЛ}} .$$

Для твёрдых топлив в летний период времени принимают  $t_{\text{ТЛ}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ , а теплоёмкость топлива рассчитывают по формуле

$$c_{\text{ТЛ}} = 0,042 W_t^r + c_{\text{ТЛ}}^d (1 - 0,01 W_t^r) , \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) .$$

Теплоёмкость сухой массы топлива  $c_{\text{ТЛ}}^d$  составляет для бурых углей - 1,13 кДж/(кг К); для каменных углей – 1,09 кДж/(кг·К); для углей А, ПА, Т – 0,92 кДж/(кг·К).

В зимний период принимают  $t_{\text{ТЛ}} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$  и физическую теплоту не учитывают.

Температура жидкого топлива (мазута) должна быть высокой для обеспечения тонкого распыла в форсунках котельного агрегата. Обычно она составляет  $t_{\text{ТЛ}} = 90 \div 140 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Теплоёмкость мазута составляет

$$c_{\text{ТЛ}} = 1,74 + 0,0025 t_{\text{ТЛ}} , \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) .$$

В случае предварительного (внешнего) подогрева воздуха в калориферах перед его поступлением в воздухоподогреватель котельного агрегата, теплоту такого подогрева  $Q_{\text{В.ВН}}$  включают в располагаемую теплоту топлива и рассчитывают по формуле

$$Q_{\text{В.ВН}} = (\beta_{\text{ГВ}} + \Delta\alpha_{\text{ВП}}) (I_{\text{В}}^{\circ'} - I_{\text{ХВ}}^{\circ}) , \text{ кДж}/\text{кг} ,$$

где  $\beta_{\text{ГВ}}$  - отношение количества горячего воздуха к теоретически необходимому;  $\Delta\alpha_{\text{ВП}}$  – присосы воздуха в воздухоподогревателях;  $I_{\text{ХВ}}^{\circ}$  - энтальпия теоретического объема холодного воздуха;  $I_{\text{В}}^{\circ'}$  - энтальпия теоретического объема воздуха на входе в воздухоподогреватель. Энтальпии определяются по табл. 2, с.147.

При использовании для распыла мазута паромеханических форсунок в топку котельного агрегата вместе с разогретым мазутом

поступает пар из общестанционной магистрали. Он вносит в топку дополнительную теплоту  $Q_{\phi}$ , кДж/кг, определяемую по формуле

$$Q_{\phi} = d_{\phi} (i_{\phi} - 2380),$$

где  $d_{\phi}$  – удельный расход пара на 1 кг мазута, кг/кг;  $i_{\phi}$  – энтальпия пара, поступающего в форсунку, кДж/кг.

Параметры пара, поступающего на распыл мазута, обычно составляют 0,3÷0,6 МПа и 280÷350 °С; удельный расход пара при номинальной нагрузке находится в пределах  $d_{\phi} = 0,03 \div 0,05$ .

**Коэффициент полезного действия** проектируемого парового котельного агрегата определяется из обратного баланса

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6).$$

Задача расчета сводится к определению тепловых потерь для принятого типа парового котельного агрегата и сжигаемого топлива. Потеря теплоты с уходящими газами  $q_2$  зависит от выбранной температуры газов, покидающих паровой котельный агрегат, и избытка воздуха и определяется по формуле

$$q_2 = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} I_{xв}^0)(100 - q_4)}{Q_p}, \%$$

где  $I_{yx}$  – энтальпия уходящих газов, кДж/кг или кДж/м<sup>3</sup>, определяемая по  $\vartheta_{yx}$  при избытке воздуха в продуктах сгорания за воздухоподогревателем первой ступени;  $I_{xв}^0$  – энтальпия холодного воздуха (табл. 2, с. 147).

Потери теплоты с химическим ( $q_3$ ) и механическим ( $q_4$ ) недожогом топлива зависят от вида топлива, способа его сжигания и принимаются на основании опыта эксплуатации паровых котельных агрегатов по табл. 8, с.156.

Потери теплоты с химическим недожогом состоят из суммарной теплоты сгорания продуктов неполного окисления горючей массы топлива (СО, Н<sub>2</sub>, СН<sub>4</sub>). Их величина зависит от избытка воздуха в топке  $\alpha_T$ , способа сжигания топлива и конструкции горелочного устройства.

Потери тепла с механическим недожогом определяются недожогом топлива в шлаке, провале и уносе. Они зависят от избытка воздуха в топке, способа сжигания топлива, способа шлакоудаления и рассчитываются по формуле

$$q_4 = \frac{\left( a_{\text{шл+пр}} \frac{\Gamma_{\text{шл+пр}}}{100 - \Gamma_{\text{шл+пр}}} + a_{\text{ун}} \frac{\Gamma_{\text{ун}}}{100 - \Gamma_{\text{ун}}} \right) 32,7 \cdot 10^3 A^r}{Q_p}, \% ,$$

где  $a_{\text{шл+пр}}$ ,  $a_{\text{ун}}$  - доли золы топлива в шлаке, провале и уносе;  $\Gamma_{\text{шл+пр}}$ ,  $\Gamma_{\text{ун}}$  - содержание горючих в шлаке, провале и уносе, % .

Потери теплоты от наружного охлаждения через внешние поверхности котельного агрегата  $q_5$ , % (рис. 5, с.173), невелики и с ростом номинальной производительности котла  $D_{\text{ном}}$  уменьшаются. При нагрузках, отличающихся от номинальной, потери теплоты  $q_5$  пересчитываются по формуле

$$q_5 = q_5^{\text{н}} \frac{D_{\text{ном}}}{D}, \% .$$

Потери с физической теплотой удаляемых шлаков  $q_6$ , %, при твёрдом шлакоудалении весьма невелики и учитываются только для многозольных топлив, когда  $A^r > 2,5 Q_i^r$ , где  $Q_i^r$  выражено в МДж/кг. В случае жидкого шлакоудаления определение потерь с теплотой шлаков обязательно при любой зольности топлива. Расчёт потерь с физической теплотой шлаков ведётся по формуле

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}}(\text{ст})_{\text{шл}} A^r}{Q_p}, \% ,$$

где  $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$  - доля шлакоулавливания в топочной камере;  $(\text{ст})_{\text{шл}}$  - энтальпия шлака, при твёрдом шлакоудалении принимается  $t_{\text{шл}} = 600$  °С и  $(\text{ст})_{\text{шл}} = 560$  кДж/кг.

В случае жидкого шлакоудаления температура вытекающего шлака принимается  $t_{\text{шл}} = t_{\text{нж}}$ . Температура нормального жидкого шлакоудаления  $t_{\text{нж}}$  приведена в табл. 3, с.148.

**Расход топлива**  $V$ , кг/с, подаваемого в топочную камеру парового котельного агрегата, можно определить из баланса между полезным тепловыделением при горении топлива и тепловосприятием рабочей среды в паровом котельном агрегате

$$V Q_p \eta = D_{\text{пе}} (i_{\text{пе}} - i_{\text{пв}}) + D_{\text{пр}} (i_{\text{кип}} - i_{\text{пв}}) ,$$

где  $D_{\text{пе}}$  - расчётная паропроизводительность котельного агрегата, кг/с;  $i_{\text{пе}}$ ,  $i_{\text{пв}}$ ,  $i_{\text{кип}}$  - энтальпии. Соответственно, перегретого пара,

питательной воды и кипящей воды в барабане парового котельного агрегата, кДж/кг; энтальпии определяются по соответствующим температурам пара и воды с учетом изменения давления в пароводяном тракте котельного агрегата;  $D_{пр}$  - расход продувочной воды из барабанного парового котельного агрегата составляет

$$D_{пр} = 0,01p D_{пе} , \text{ кг/с} .$$

где  $p$  - непрерывная продувка котельного агрегата, % ; при  $p < 2$  % теплота продувочной воды составляет менее 0,4 % полезного тепловыделения и может не учитываться.

### 3. Расчет теплообмена в поверхностях нагрева

Тепловой расчет поверхностей нагрева осуществляется с использованием уравнений теплового баланса и теплообмена.

Уравнение теплообмена связывает количество передаваемой теплоты со значением теплообменной поверхности:

$$Q_T = \frac{N_p k \Delta t}{10^3 V_p} , \text{ кДж/кг или кДж/м}^3 ,$$

где  $N_p$  - расчетная поверхность теплообмена,  $\text{м}^2$  ;  $k$  - коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\Delta t$  - температурный напор, усредненный по всей поверхности теплообмена,  $^{\circ}\text{C}$  ;  $V_p$  - расчетный расход топлива,  $\text{кг/с}$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$  .

Теплота, отданная газами поверхностям нагрева,

$$Q_6 = \varphi (I' - I'' + \Delta\alpha I_{прс}^0) - Q_{доп} , \text{ кДж/кг или кДж/м}^3 ,$$

где  $\varphi$  - коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери теплоты поверхностью в окружающую среду,  $\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta + q_5}$  ;

$I'$ ,  $I''$  - энтальпии газов на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, кДж/кг или кДж/м<sup>3</sup> (табл. 2, с.147);  $\Delta\alpha$  - присосы воздуха в поверхности (табл. 7, с.155);  $I_{прс}^0$  - энтальпия присасываемого воздуха, кДж/кг или кДж/м<sup>3</sup>, определяется с помощью табл. 2 по температуре холодного воздуха ( $t_{хв} = 30$   $^{\circ}\text{C}$  для всех поверхностей, если нет особых указаний, для воздухоподогревателя  $I_{прс}^0$  вычисляется по средней температуре воздуха);  $Q_{доп}$  - тепловосприятие дополнительной поверхности, включенной

параллельно или последовательно по ходу газов с рассчитываемой поверхностью, кДж/кг.

Дополнительные поверхности – это экраны, подвесные, отводящие трубы, размещенные в газоходах. Дополнительные поверхности рассчитываются отдельно при  $N_{\text{доп}} > 0,05N_{\text{осн}}$ .

В этом случае коэффициент теплопередачи принимается таким же, как для основной поверхности нагрева, независимо от их конструктивного выполнения.

Температурный напор для дополнительной поверхности принимается равным средней температуре газов и теплоносителя в дополнительной поверхности.

Тепловосприятие дополнительной поверхности прибавляется к величине тепловосприятия основной поверхности при определении конечной температуры газов.

Теплота, воспринятая обогреваемой средой (паром, водой, воздухом), рассчитывается индивидуально для каждой поверхности нагрева и приравнивается к теплоте, отданной дымовыми газами рассчитываемой поверхности нагрева.

### ***Расчет коэффициента теплопередачи***

В конвективных поверхностях котельного агрегата передача теплоты происходит через многослойную цилиндрическую стенку - металлическую трубу с наружными и внутренними загрязнениями. При выполнении теплового расчета котельного агрегата для определения коэффициента теплопередачи обычно используют формулу для плоской многослойной стенки. Это не вносит больших погрешностей для гладкотрубных поверхностей и вместе с тем значительно упрощает расчет.

Коэффициент теплопередачи для многослойной плоской стенки выражается формулой

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $\alpha_1$  - коэффициент теплоотдачи от греющей среды к стенке, складывающийся из коэффициентов теплоотдачи конвекцией  $\alpha_K$  и излучением  $\alpha_L$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\alpha_2$  - коэффициент теплоотдачи от стенки к обогреваемой среде,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\delta_3$  (м),  $\lambda_3$  (Вт/м·К) - толщина и теплопроводность слоя золы или сажи на наружной поверхности труб (отношение этих величин представляет собой тепловое сопротивление загрязняющего слоя, называемое коэффициентом загрязнения  $\varepsilon = \delta_3 / \lambda_3$ , (м<sup>2</sup>·К)/Вт);

$\delta_m$  (м),  $\lambda_m$  (Вт/м·К) - толщина и теплопроводность металлической стенки трубы;

$\delta_n$  (м),  $\lambda_n$  (Вт/м·К) - толщина и теплопроводность слоя накипи на внутренней поверхности труб.

При расчете поверхностей, внутри которых протекает вода, пароводяная смесь или перегретый пар сверхкритического давления, термическим сопротивлением по внутренней стороне пренебрегают, так как его значение значительно меньше термического сопротивления по газовой стороне ( $1/\alpha_2 \ll 1/\alpha_1$ ).

Если одна или обе теплообменивающиеся среды представляют собой дымовые газы или воздух, то термические сопротивления на газовых и воздушных сторонах ( $1/\alpha_1$  и  $1/\alpha_2$ ) будут значительно больше термического сопротивления металла труб ( $\delta_m / \lambda_m$ ); последним в этом случае пренебрегают и принимают  $\delta_m / \lambda_m = 0$ . При расчете паропаровых теплообменников термическое сопротивление стенки труб надо учитывать.

При нормальной эксплуатации отложения накипи не должны достигать толщины, вызывающей существенное повышение термического сопротивления и рост температуры стенки трубы, поэтому в тепловом расчете термическое сопротивление накипи не учитывается ( $\delta_n / \lambda_n = 0$ ).

Коэффициент загрязнения  $\varepsilon$  зависит от большого количества факторов: рода топлива, скорости газов, диаметра труб, их расположения, крупности золы и др. Из-за отсутствия в ряде случаев данных по указанным зависимостям применяются два метода оценки загрязнений: с помощью коэффициента загрязнения  $\varepsilon$  и коэффициента тепловой эффективности  $\psi$ , представляющего собой отношение коэффициентов теплопередачи загрязненных и чистых труб.

Вообще при расчете коэффициентов теплопередачи отдельных поверхностей нагрева следует пользоваться формулами, полученными на основании общей формулы с учетом особенностей работы каждой поверхности (рода топлива, вида поверхности,

расположения труб в пучке, движения газов относительно труб, параметров рабочей среды).

### Коэффициент теплоотдачи конвекцией

Расчет конвективного теплообмена производится на основе критериальных уравнений

$$Nu = f(Re, Pr) ,$$

где  $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$  - критерий Нуссельта;  $Re = \frac{W d}{\nu}$  - критерий

Рейнольдса;  $Pr = \frac{\nu}{a}$  - критерий Прандтля.

Исходя из этих зависимостей в каждом конкретном случае коэффициент теплоотдачи конвекцией  $\alpha_k$  определяется скоростью и температурой потока, диаметром и расположением труб в пучке, родом теплообменной поверхности (гладкая или ребристая), характером омывания (продольное, поперечное или косое), физическими свойствами омывающей среды и, в отдельных случаях, температурой стенки поверхности нагрева.

Для ширмовых поверхностей, фестонов, подвесных труб и конвективных пароперегревателей (коридорное расположение труб в пучке), размещенных за топкой в горизонтальном газоходе или в конвективной шахте, расчет коэффициента теплоотдачи конвекцией от газов выполняется по формулам, используемым для коридорных (гладкотрубных) пучков с поперечным омыванием труб газами:

$$\alpha_k = 0,2 \frac{\lambda}{d} \left( \frac{W_{\Gamma} d}{\nu} \right)^{0,65} Pr^{0,33} C_z C_s , \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) ,$$

где  $\lambda$  - теплопроводность газов или воздуха, Вт/(м·К);  
 $\nu$  - кинематическая вязкость газов или воздуха, м<sup>2</sup>/с ; Pr - число Прандтля; d - наружный диаметр, м ; W<sub>Г</sub> - скорость теплоносителя (дымовых газов), м/с

$$W_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (\vartheta + 273)}{273 F_{жс}} , \quad \text{м/с} ;$$

где V<sub>Г</sub> - объем газов на 1кг (на 1м<sup>3</sup>) топлива при 0,1 МПа и 0 °С, определяемый по среднему избытку воздуха в газоходе, м<sup>3</sup>/кг (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>) (табл. 1, с.146);  $\vartheta$  - расчетная температура потока газов, определяемая как полусумма температур газов на входе в поверхность нагрева  $\vartheta'$

и выходе из нее  $\vartheta''$ , °C;  $F_{\text{жс}}$  - площадь живого сечения для прохода газов, воздуха,  $\text{м}^2$ , определяется как разность между полной площадью поперечного сечения газохода в свету, проходящего через оси поперечного ряда труб, и частью этой площади, занятой трубами; для поперечно омываемых гладкотрубных пучков

$$F_{\text{жс}} = ab - Z_1 d l, \text{ м}^2,$$

где  $a$  и  $b$  - размеры газохода в расчетном сечении, м;  $Z_1$  - число труб в ряду;  $d$  и  $l$  - диаметр и длина труб, м; при изогнутых трубах под длиной труб понимается проекция длины трубы на плоскость, перпендикулярную направлению движения;

$C_z$  - поправка на число поперечных рядов труб по ходу газов; при  $Z_2 < 10 \rightarrow C_z = 0,91 + 0,0125(Z_2 - 2)$ , при  $Z_2 \geq 10 \rightarrow C_z = 1$ ;

$C_s$  - поправка на компоновку пучка, она определяется в зависимости от относительных шагов: продольного  $\sigma_2 = s_2/d$  и поперечного  $\sigma_1 = s_1/d$ :

$$C_s = \left[ 1 + (2\sigma_1 - 3) \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2};$$

при  $\sigma_2 < 2$  и  $\sigma_1 > 3$  следует принять  $\sigma_1 = 3$ ; при  $\sigma_2 \geq 2$  и  $\sigma_1 \leq 1,5$  следует считать  $C_s = 1$ .

Влияние изменения физических характеристик на коэффициент теплоотдачи в зависимости от температуры и состава газов учитывается коэффициентом  $C_{\text{ф}}$ .

Коэффициент теплоотдачи для коридорных пучков определяется по рис. 7, с.176.

Для фестонов, подвесных труб (размещаемых в горизонтальном газоходе), конвективных пароперегревателей (первичных и вторичных), переходных зон, воздухоподогревателей, размещенных в конвективной шахте (шахматное расположение труб в пучке), расчет коэффициента теплоотдачи конвекцией выполняется по формулам, используемым для шахматных гладкотрубных пучков с поперечным омыванием труб газами или воздухом.

При поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков дымовыми газами или воздухом коэффициент теплоотдачи конвекцией определяется по формуле

$$\alpha_{\text{к}} = 0,36 \frac{\lambda}{d} \left( \frac{Wd}{v} \right)^{0,6} \text{Pr}^{0,33} C_z C_s, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для нахождения  $\alpha_k$  можно воспользоваться номограммой (рис. 6, с.174).

Для ширмовых поверхностей, трубных пакетов, размещенных в верхней части топки или в конвективной шахте (продольное омывание газами), трубчатых воздухоподогревателей (продольное движение газов или воздуха), всех поверхностей, для которых определяется внутренняя теплоотдача к рабочей среде, расчет коэффициента теплоотдачи конвекцией выполняется по формулам, используемым для продольного омывания поверхностей однофазной средой (дымовыми газами, воздухом, а также водой или паром при параметрах, далеких от критических).

При продольном омывании поверхности нагрева однофазным потоком дымовых газов, воздуха, воды или пара докритических параметров коэффициент теплоотдачи определяется по формуле

$$\alpha_k = 0,023 \frac{\lambda}{d_3} \left( \frac{Wd_3}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} C_t C_d C_1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $\lambda$  - теплопроводность газов или воздуха, воды и пара, Вт/(м·К);  $d_3$  - эквивалентный диаметр, м, при течении внутри труб он равен внутреннему диаметру.

При продольном омывании пучков труб эквивалентный диаметр

$$d_3 = 4F_{жс} / U, \text{ м},$$

где  $F_{жс}$  - площадь живого сечения канала, м<sup>2</sup>;  $U$  - омываемый периметр, м.

Для газохода прямоугольного сечения, заполненного трубами, ориентированными вдоль потока (ширмы, конвективные пучки)

$$d_3 = \frac{4(ab - Z \frac{\pi d^2}{4})}{2(a + b) + Z \pi d}, \text{ м},$$

где  $a, b$  - поперечные размеры газохода в свету, м;  $Z$  - количество труб в газоходе;  $d$  - наружный диаметр труб, м.

При продольном омывании и течении газов между трубами в прямоугольном канале площадь живого сечения

$$F_{жс} = ab - Z \frac{\pi d^2}{4}, \text{ м}^2,$$

где  $a$  и  $b$  - размеры газохода в расчетном сечении, м;  $Z$  - число труб в пучке, заполняющем газоход;  $d$  - наружный диаметр труб, м.

При продольном омывании и течении сред внутри труб площадь живого сечения

$$f_{\text{жс}} = Z \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4}, \quad \text{м}^2,$$

где  $Z$  – число параллельно включенных труб;  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр труб, м.

Расчетная скорость воды и пара

$$W = \frac{D \nu}{f_{\text{жс}}}, \quad \text{м/с},$$

где  $D$  – расход среды, кг/с;  $\nu$  – средний удельный объем воды или пара, м<sup>3</sup>/кг, определяемый по средним давлению и температуре, протекающей в поверхности среды с помощью таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара

$$P = \frac{P' + P''}{2}, \quad \text{МПа}; \quad t = \frac{t' + t''}{2}, \quad \text{°C};$$

$C_t$  – поправка учитывает влияние температурного фактора и зависит от температур потока  $T$ , К и стенки  $T_{\text{ст}}$ , К. При охлаждении газов и воздуха, а также при охлаждении и нагревании воды и пара  $C_t$  принимается равной единице; при нагревании газов и воздуха  $C_t$  определяется по формуле

$$C_t = \left( \frac{T}{T_{\text{ст}}} \right)^{0,5};$$

$C_d$  – поправка на форму канала принимается равной единице (не равна единице только при одностороннем обогреве среды в кольцевом канале);

$C_l$  – поправка на относительную длину, вводится при  $l/d < 50$ , при продольном омывании  $C_l$  вводится только для котельных пучков, для ширм  $C_l = 1$ .

Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов при их охлаждении (при протекании внутри труб, а также при продольном омывании ширм) определяется по рис. 8, с.178.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к перегретому пару докритического давления при всех тепловых нагрузках (а также для сверхкритического давления при  $q_{\text{макс}} \leq 350 \text{ кВт/м}^2$ ) определяется по рис. 10, с.180 (по температурам номограмму экстраполировать не следует).

### Коэффициент теплоотдачи излучением

При проектировании конвективных поверхностей нагрева обычно требуется рассчитать лучистый теплообмен между продуктами сгорания и этими поверхностями. В этом случае решение задачи сводится к учету влияния формы и размеров поверхности, взаимного расположения газовых объемов и труб, их коэффициентов теплового излучения.

Практические расчеты основываются на использовании закона Стефана — Больцмана

$$q_{л} = \xi_c C_0 10^{-8} (T^4 - T_{ст}^4), \quad \text{Вт/м}^2,$$

где  $\xi_c$  - коэффициент теплового излучения системы «газовый поток - поверхность нагрева»;  $C_0 = 5,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$  - постоянная Стефана - Больцмана.

В расчете учитывается излучение трехатомных газов, а при сжигании твердого топлива - и взвешенных в потоке частиц золы. Количество теплоты, переданное  $1 \text{ м}^2$  поверхности нагрева излучением  $q_{л}$ ,  $\text{Вт/м}^2$ , определяется при помощи коэффициента теплоотдачи излучением продуктов сгорания,  $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$

$$\alpha_{л} = q_{л} / (\vartheta - t_{ст}),$$

где  $\vartheta$  и  $t_{ст}$  — средние температуры газов и наружной поверхности стенки с учетом ее загрязнения,  $^{\circ}\text{C}$ .

Коэффициенты теплоотдачи излучением продуктов сгорания определяются по следующим формулам:

*для запыленного потока (при учете излучения золы)*

$$\alpha_{л} = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{a_3 + 1}{2} a T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{ст}}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_{ст}}{T}}, \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

*для чистого газового потока (при расчете излучения трехатомных газов, не запыленных золой)*

$$\alpha_{лг} = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{a_3 + 1}{2} a T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{ст}}{T}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_{ст}}{T}}, \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $a_3$  - коэффициент излучения стенок лучевоспринимающих поверхностей парового котельного агрегата с учетом загрязнений (принимается  $a_3 = 0,8$ );  $a$  - степень черноты газовой среды при температуре дымовых газов

$$a = 1 - e^{-kPS},$$

где  $kPS$  - суммарная оптическая толщина продуктов сгорания; для котлов без наддува и с наддувом ( $P \leq 0,105$  МПа) величина  $P$  принимается равной 0,1 МПа.

Степень черноты газового потока может быть определена по рис. 2, с.171.

Суммарная оптическая толщина запыленного газового потока

$$kPS = (k_{\Gamma} r_{\Pi} + k_{3л} \mu_{3л}) PS,$$

где  $k_{\Gamma}$  - коэффициент поглощения лучей дымовыми газами;  $k_{3л}$  - коэффициент поглощения золовыми частицами;  $S$  - эффективная толщина излучающего слоя.

Для незапыленного потока (продукты сгорания газообразных и жидких топлив) второе слагаемое равно нулю, его можно также не вводить в расчет при слоевом и факельно-слоевом сжигании твердого топлива.

Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания  $k_{\Gamma}$  зависит от объемной доли водяных паров, температуры газов и произведения суммарного парциального давления трехатомных газов ( $r_{\Pi}P$ ) на эффективную толщину излучающего слоя и определяется по рис. 3, с.172 для средней температуры газов в рассчитываемой поверхности

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Коэффициент поглощения лучей золовыми частицами  $k_{3л}$  зависит от концентрации золовых частиц в дымовых газах, размера частиц и температуры газов и определяется по рис. 3.

Эффективная толщина излучающего слоя газового объема на ограждающие поверхности

$$S = 3,6 \frac{V}{F_{ст}}, \text{ м},$$

где  $V$  - объем излучающего слоя,  $\text{м}^3$ ;  $F_{ст}$  - площадь ограждающих поверхностей,  $\text{м}^2$ .

При размещении в газовом объеме фестонов с числом рядов  $Z_2 \leq 3$  их поверхность включается в  $F_{ст}$ .

Для гладкотрубных пучков, в том числе фестонов с числом рядов более трех:

$$S = 0,9d \left( \frac{4}{\pi} \sigma_1 \sigma_2 - 1 \right) , \text{ м} .$$

Для ширмовых поверхностей:

$$S = \frac{1,8}{\frac{1}{h_{ш}} + \frac{1}{s_1} + \frac{1}{c}} , \text{ м} ,$$

где  $h_{ш}$ ,  $s_1$ ,  $c$  - высота, ширина и глубина единичной камеры, образованной двумя соседними ширмами, м.

Эффективная толщина излучающего слоя для трубчатых воздухоподогревателей вторых (горячих) ступеней, для которых также следует учитывать излучение продуктов сгорания и определять коэффициент теплоотдачи излучением, принимается равной  $0,9d_{вн}$  ( $d_{вн}$  - внутренний диаметр трубы, м).

Для расчета коэффициента теплоотдачи излучением необходимо знать *температуру загрязненной стенки труб лучевоспринимающей поверхности*  $t_{ст}$ , которая принимается равной температуре наружного слоя золовых отложений на трубах  $t_{зол}$ , °С. Для поверхностей нагрева, эффективность теплоотдачи в которых оценивается коэффициентом загрязнения  $\varepsilon$ , температура стенки рассчитывается по формуле

$$t_{ст} = t + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{V_p (Q_6 + Q_л) 10^3}{H_p} , \text{ °С} ,$$

где  $t$  - средняя температура среды, протекающей в рассчитываемой поверхности, °С; для кипящих жидкостей средняя температура принимается равной температуре кипения, в остальных случаях - полусумме начальной и конечной температур, которые определяются при распределении тепловосприятий;  $\varepsilon$  - коэффициент загрязнения,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ ;  $\alpha_2$  - коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочей среде,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $V_p$  - расчетный расход топлива, кг/с;  $Q_6$  - тепловосприятие поверхности нагрева, кДж/кг, определяемое из уравнения теплового баланса (теплота, воспринятая обогреваемой средой за счет

охлаждения омывающих дымовых газов) по предварительно принятой конечной температуре одной из сред;  $Q_{л}$  - теплота, воспринятая поверхностью нагрева излучением из топки или из объема газов перед поверхностью нагрева, кДж/кг;  $H_p$  - расчетная поверхность нагрева,  $m^2$ .

Для поверхностей нагрева, эффективность теплоотдачи в которых оценивается коэффициентом тепловой эффективности  $\psi$ , температура стенки рассчитывается по формуле

$$t_{ст} = t + \left[ \frac{1}{\psi} \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right) - \frac{1}{\alpha_1} \right] \frac{B_p(Q_6 + Q_{л})10^3}{H_p}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Удельная тепловая нагрузка  $\frac{B_p(Q_6 + Q_{л})}{H_p}$  рассчитываемой

поверхности при определении температуры наружного слоя отложений выбирается из следующих рекомендаций. Для ширмовых поверхностей нагрева и фестонов (подвесных труб) тепловая нагрузка рассчитывается по известным значениям поверхности нагрева  $H_p$ , тепловосприятости  $Q$  и расхода топлива  $B_p$ .

Для конвективных пароперегревателей при их конструктивном расчете тепловая нагрузка может быть принята равной  $(20 \div 30)10^3$  Вт/ $m^2$ . При этих значениях обеспечивается надежная работа металла труб пароперегревателей.

Температура наружных загрязнений не уточняется, если погрешность предварительно принятой величины не превышает  $\pm 15\%$ .

Для фестонов, подвесных труб и экономайзеров температура загрязнений стенки

$$t_{ст} = t + \Delta t, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для фестонов и подвесных труб, расположенных на выходе из топки,  $\Delta t = 80$   $^\circ\text{C}$ .

Для одноступенчатых экономайзеров при  $\vartheta' > 400$   $^\circ\text{C}$ , вторых ступеней двухступенчатых экономайзеров, котельных пучков при сжигании твердых и жидких топлив, при шахматном и коридорном расположении труб  $\Delta t = 60$   $^\circ\text{C}$ .

Для первых ступеней двухступенчатых экономайзеров и одноступенчатых при  $\vartheta' \leq 400$   $^\circ\text{C}$ , а также для шахматных и

коридорных пучков при сжигании всех твердых и жидких топлив  $\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ .

При сжигании газа для всех поверхностей нагрева  $\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Для вторых по воздуху ступеней воздухоподогревателей температура стенки воздухоподогревателя принимается равной полусумме температур газов и воздуха.

Средняя температура наружного слоя загрязнений принимается в качестве определяющей температуры лучевоспринимающей поверхности. После нахождения температуры наружного слоя золовых отложений представляется возможным рассчитать коэффициент теплоотдачи излучением. Для выполнения расчетов используется номограмма на рис. 9, с.179.

### ***Коэффициенты загрязнения, тепловой эффективности и использования теплообменных поверхностей парового котла***

***Коэффициент загрязнения  $\epsilon$***  ширмовых поверхностей нагрева при сжигании пылевидного топлива принимается в зависимости от свойств топлива (склонности к шлакованию) и средней температуры газов, омывающих ширмы (рис. 13, с.183). При сжигании мазута  $\epsilon$  принимается равным  $0,0052 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$  независимо от избытка воздуха в топке и содержания серы в мазуте. При сжигании газа  $\epsilon = 0$ .

Коэффициент загрязнения  $\epsilon$  для трубных пучков принимается в зависимости от рода сжигаемого топлива и его характеристик, расположения труб в пучке, а для шахматных пучков и в зависимости от скорости и температуры омывающих газов, и от фракционного состава золы.

При сжигании твердого топлива и коридорном расположении труб в пучке и для настенных труб  $\epsilon$  принимается равным  $0,0043 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$ .

При сжигании твердого топлива и шахматном расположении труб (гладких и плавниковых) в пучке коэффициент загрязнения  $\epsilon$ , который используется при расчете коэффициента теплопередачи, определяется по формуле

$$\epsilon = \epsilon_0 C_{\text{фр}} C_d + \Delta\epsilon, \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт},$$

где  $\epsilon_0$  - исходный коэффициент загрязнения,  $\text{(м}^2\cdot\text{К)/Вт}$ , зависит от скорости газов и относительного продольного шага труб и определяется по рис. 12, с.182;  $C_{\text{фр}}$ - поправка на фракционный состав

зола, характеризуемый количеством частиц зола, имеющих размер более 30 мкм (значением  $R_{30}$ ), эта поправка определяется по формуле

$$C_{\text{фр}} = 1 - 1,181g \frac{R_{30}}{33,7} .$$

При отсутствии надежных данных по фракционному составу зола эту поправку следует принять: для всех углей и сланцев  $C_{\text{фр}}=1$ , для торфа 0,7;  $C_d$  - поправка на диаметр (рис. 12, с.182);  $\Delta\varepsilon$  - поправка, зависящая от температуры газов, типа поверхности и сорта сжигаемого топлива,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ , принимается по табл. 14, с.164.

При сжигании жидкого топлива, коридорном и шахматном расположении труб в пучке и для настенных труб коэффициент загрязнения  $\varepsilon$  принимается (ориентировочно) равным 0,0026  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ .

При сжигании смеси топлив коэффициент загрязнения принимается по более загрязняющему топливу.

**Коэффициент тепловой эффективности  $\Psi$**  для конвективных пароперегревателей и экономайзеров с коридорным расположением труб при сжигании твердого топлива определяется по рис.14, с.183.

Коэффициент тепловой эффективности топочных экранов равен произведению условного коэффициента загрязнения  $\xi$  (табл. 16, с.165) на угловой коэффициент экранов  $\Psi = \xi \chi$  .

Угловой коэффициент экрана  $\chi$  определяется по формуле

$$\chi = 1 - 0,2 \left( \frac{S}{d} - 1 \right) .$$

Фестоны котлов большой мощности и развитые котельные пучки котлов малой мощности при сжигании всех видов топлива рассчитываются также по коэффициентам тепловой эффективности; их значения зависят от вида твердого топлива, определяются по рис. 14.

При сжигании мазутов все поверхности нагрева рассчитываются по коэффициентам тепловой эффективности.

При работе паровых котлов с избытками воздуха  $\alpha''_T > 1,03$  коэффициент тепловой эффективности принимается по табл.17, с.165.

При сжигании мазута с избытками воздуха  $\alpha''_T \leq 1,03$  и очистке поверхности нагрева дробью коэффициент тепловой эффективности для всех поверхностей нагрева увеличивается по сравнению с данными табл.16, с.165 на 0,05; при сжигании мазута с малыми

избытками воздуха ( $\alpha''_T \leq 1,03$ ), но без дробевой очистки коэффициент тепловой эффективности принимается также по табл. 16.

При вводе в мазут твердых присадок (магнезита, доломита), с целью уменьшения коррозии поверхности нагрева. коэффициент эффективности вторых ступеней экономайзеров, переходных зон и пароперегревателей, в связи с ростом загрязнений, должен быть снижен на 0,05. При вводе жидких присадок коэффициент эффективности для поверхностей нагрева не изменяется.

Значение *коэффициента использования поверхности нагрева*  $\xi$  принимается в зависимости от полноты омывания ее газами. В случае если обеспечивается прохождение через поверхность всего газового потока, принимается  $\xi = 1$ . Для ширм, в зависимости от расположения ширмовых поверхностей, рекомендуемые значения составят  $\xi = 0,6 \div 0,9$ . Коэффициент использования при смешанном омывании пучков  $\xi = 0,95$ .

Коэффициент использования поверхности нагрева для трубчатых воздухоподогревателей при движении продуктов сгорания в трубах и выполнении воздухоподогревателей из отдельных кубов (но не при установке промежуточных трубных досок в пределах куба), а также для чугунных ребристых воздухоподогревателей принимается по табл. 15, с.164.

Коэффициент использования поверхности нагрева для регенеративных вращающихся воздухоподогревателей для всех топлив (твердого, газа, мазута) принимается по табл. 15.

### ***Расчет температурного напора в поверхностях нагрева***

Усредненная по всей поверхности нагрева разность температур, участвующих в теплообмене сред, т.е. температурный напор, зависит от взаимного направления движения сред и от их температур. При неизменной температуре одной из сред в пределах поверхности влияние на температурный напор взаимного движения сред отсутствует.

При движении обогревающей и обогреваемой сред в пределах поверхности нагрева параллельно и навстречу друг другу (противоточная схема), параллельно и в одном направлении (прямоточная), с взаимным перекрещиванием направлений потоков обеих сред (перекрестный ток), с числом ходов более четырех, а также тогда, когда температура одной из сред постоянная,

температурный напор определяется как среднелогарифмическая разность температур, °С,

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

где  $\Delta t_{\delta}$  и  $\Delta t_{\text{м}}$  - бóльшая и меньшая разности температур теплообменивающихся сред на границах поверхности, °С.

Для указанных схем в случае, когда  $\Delta t_{\delta}/\Delta t_{\text{м}} \leq 1,7$ , температурный напор может быть определен более просто как среднеарифметическая разность температур (при этом ошибка в расчете не превышает 4 %):

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}}{2} = \vartheta - t,$$

где  $\vartheta$ ,  $t$  - средние температуры сред в пределах поверхности, °С.

*Наибольший возможный температурный напор достигается при противотоке, наименьший – при прямотоке, при прочих схемах включения получают промежуточные значения.*

В современных паровых котлах схемы включения теплообменных поверхностей более сложные, чем чистый противоток или прямоток. Встречаются схемы с параллельным и перекрестным током. Первые включают схемы с последовательно и параллельно смешанными токами.

Температурный напор для любой сложной схемы, если  $\Delta t_{\text{прм}}/\Delta t_{\text{прт}} \geq 0,92$ , определяется как среднеарифметическое значение:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{прм}} + \Delta t_{\text{прт}}}{2},$$

где  $\Delta t_{\text{прм}}$ ,  $\Delta t_{\text{прт}}$  - средние температурные напоры, рассчитанные по конечным температурам сред для всей поверхности при выполнении ее по прямотоку и противотоку.

В случае если температурные напоры, рассчитанные для прямотока и противотока, значительно различаются ( $\Delta t_{\text{прм}}/\Delta t_{\text{прт}} < 0,92$ ), то средний температурный напор поверхности определяется по формуле

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}},$$

где  $\psi$  – коэффициент перехода от противоточной схемы к сложной, определяемый по номограмме в зависимости от схемы включения и температур сред.

В схеме с последовательно-смешанным током поверхность состоит из двух участков, включаемых по обеим средам последовательно, но при переходе из одного участка ко второму меняется взаимное движение сред. Такие схемы часто используются в компоновках пароперегревателей и экономайзеров.

Коэффициент  $\psi$  для этих схем определяется по рис. 11, с.181 при пользовании которым необходимо вычислить три безразмерных параметра:

$$A = \frac{N_{\text{прм}}}{N} ; \quad P = \frac{\tau_2}{\vartheta' - t'} ; \quad R = \frac{\tau_1}{\tau_2} ,$$

где  $N_{\text{прм}}$ ,  $N$  - поверхности нагрева прямоточного участка и полная,  $\text{м}^2$ ;  $\tau_1$ ,  $\tau_2$  - полные перепады температур по каждой среде,  $^{\circ}\text{C}$ ,

$$\tau_1 = \vartheta' - \vartheta'' , \quad \tau_2 = t'' - t' .$$

Кривые, приведенные на рис. 11, нельзя экстраполировать. В случае, если параметры  $A$ ,  $P$ ,  $R$  выходят за пределы рисунка, температурный напор для обоих участков рассчитывается отдельно.

#### 4. Поверочный расчет топочной камеры

##### Геометрические характеристики топки

При выполнении поверочного расчета топки по чертежам определяются диаметр экранных труб  $d$ , шаг труб  $s$ , геометрические характеристики топочной камеры: площадь стен топки  $F_{\text{ст}}$  и объем топочной камеры  $V_{\text{т}}$ , лучевоспринимающая поверхность  $N_{\text{лт}}$ , эффективная толщина излучающего слоя  $S$ .

Границами объема топочной камеры являются осевые плоскости экранных труб. В выходном сечении объем топки ограничивается поверхностью, проходящей через оси первого ряда ширмового пучка, фестона или котельного пучка. Границей объема нижней части топки служит под топки. При наличии холодной воронки за границу объема условно принимается горизонтальная плоскость, отделяющая ее нижнюю половину.

Полная поверхность стен топки  $F_{ст}$  вычисляется по размерам поверхностей, ограничивающих объем топочной камеры (рис. П1-2, с.100).

Лучевоспринимающая поверхность топки определяется в зависимости от угловых коэффициентов  $\chi$  гладкотрубных экранов и фестона.

Пример определения геометрических характеристик топочной камеры представлен в Приложении 1, с.99.

### Расчет теплообмена в однокамерных топках

Температура газов на выходе из топки определяется из уравнения теплообмена между раскаленными продуктами сгорания, заполняющими топочный объем и поверхностью настенных экранов:

$$t''_T = \frac{T_a}{M \left( \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \psi F_{ст} a_T T_a^3}{\varphi B_p (V C)_{ср}} \right)^{0,6} + 1} - 273, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$T_a$  - абсолютная адиабатная температура горения определяется по полезному тепловыделению в топке  $Q_T$  (табл. 2, с.147) путем интерполяции при значении  $\alpha_T$ , принимая  $I_T = Q_T$ . Расчет  $Q_T$  производится по формуле

$$Q_T = Q_p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B - Q_{B.ВН} + r I_{отб}, \text{ кДж/кг},$$

где  $Q_p$  - располагаемое тепло топлива;  $Q_B$  - теплота, вносимая горячим воздухом в топку, рассчитывается по формуле

$$Q_B = (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}) I_{ГВ}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) I_{ХВ}^0, \text{ кДж/кг};$$

$Q_{B.ВН}$  - теплота, вносимая в топку воздухом, подогретым вне котла;  $r$  - доля газов рециркуляции;  $I_{отб}$  - энтальпия газов в точке отбора на рециркуляцию;

$M$  - коэффициент, учитывающий положение ядра факела: при сжигании высокорекреакционных углей  $M = 0,59 - 0,5 x_T$ ; при сжигании малореакционных топлив (А, ПА, Т)  $M = 0,56 - 0,5 x_T$ ; при сжигании

газа и мазута  $M = 0,54 - 0,2 x_T$ , где  $x_T = \frac{h_T}{H_T}$  - отношение высоты расположения горелок к высоте топки;

$\Psi$  - средний коэффициент тепловой эффективности экранов, определяемый по условному коэффициенту загрязнения (табл. 16, с.165) и среднему угловому коэффициенту  $\Psi = \xi \chi$ ;

$F_{ст}$  - суммарная поверхность топки, м;

$\phi$  - коэффициент сохранения тепла;

$B_p$  - расчетный расход топлива, кг/с.

$(VC)_{ср}$  - средняя суммарная теплоемкость на 1 кг топлива, кДж/кг, рассчитывается по формуле

$$(VC)_{ср} = \frac{Q_T - I_T''}{g_a - g''} ;$$

$a_T$  - степень черноты топки (рис.4, с.173), определяется по степени черноты факела  $a_\phi$ , которую, в свою очередь, при сжигании твердых топлив определяют по рис. 2, с.171 или формуле

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

где  $k$  - коэффициент поглощения лучей топочной средой,  $1/(м \cdot МПа)$ ;

$P$  - давление в топке, ата, для котлов без наддува  $P=0,1$  МПа;

$S$  - эффективная толщина излучающего слоя, м.

Эффективная степень черноты факела  $a_\phi$  зависит от рода топлива и условий его сжигания. Она определяется эмиссионными характеристиками трехатомных газов  $CO_2$  и  $H_2O$  и взвешенных в них частиц сажи, кокса и золы. Величина  $a_\phi$  для топки в целом рассчитывается по температуре и составу газов на выходе из топки.

При сжигании газообразного и жидкого топлив эффективная степень черноты факела определяется по формуле

$$a_\phi = m a_{св} + (1 - m) a_T ,$$

где  $m$  - коэффициент, характеризующий долю топочного объема, заполненную светящейся частью факела, зависящий от теплового напряжения топочного объема,  $m = 0,1 \div 1,0$ ;  $a_{св}$ ,  $a_T$  - степень черноты, которыми обладал бы факел при заполнении всей топки соответственно только светящимся пламенем или только несветящимися трехатомными газами.

Величины  $a_{св}$  и  $a_{г}$  вычисляются по формулам

$$a_{св} = 1 - e^{-(k_{г}r_{п} + k_{с})PS} ;$$

$$a_{г} = 1 - e^{-k_{г}r_{п}PS} .$$

Для открытых и полуоткрытых топок при  $q_v \leq 400$  кВт/м<sup>3</sup>,  $m = 0,1$  для газа и  $m = 0,55$  для жидкого топлива независимо от нагрузки. Коэффициент поглощения лучей для трехатомных газов  $k_{г}$ , 1/(м·МПа), определяется по рис. 3, с.172.

Коэффициент поглощения лучей для светящегося пламени складывается из коэффициентов поглощения лучей трехатомными газами и сажистыми частицами, рассчитывается по формуле

$$k = k_{г}r_{п} + k_{с} .$$

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами определяется по уравнению

$$k_{с} = 0,3(2 - \alpha_{т})(1,6 \frac{T_{г}''}{1000} - 0,5) \frac{C^r}{H^r} ,$$

где  $\frac{C^r}{H^r}$  - отношение содержания углерода и водорода в рабочей массе топлива.

Для газообразного топлива оно рассчитывается по формуле

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m H_n ,$$

где  $m$  и  $n$  – количество атомов углерода и водорода в соединении. При  $\alpha_{т} > 2 \rightarrow k_{с} = 0$ .

При сжигании твердых топлив коэффициент ослабления лучей топочной среды рассчитывается по формуле

$$k = k_{г}r_{п} + k_{зл} \mu_{зл} + k_{кокс} , 1/(м·МПа) .$$

Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами  $k_{зл}$ , 1/(м·МПа), определяется по рис. 3.

Коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса  $k_{кокс}$  принимают в зависимости от вида сжигаемого топлива. Для топлив с малым выходом летучих (антрациты, полуантрациты, тощие угли)  $k_{кокс} = 1$ , для каменных и бурых углей, торфа, сланцев  $k_{кокс} = 0,5$ .

По найденной оптической толщине поглощения среды  $kPS$  определяется степень черноты факела  $a_{\phi}$  (рис. 2, с.171).

При поверочном расчете топочной камеры предварительно задается температура газов на выходе из топки (900-1200 °С). Полученная температура газов оценивается по условиям предотвращения шлакования конвективных поверхностей, она не должна превышать температуру начала деформации золы  $t_d$ , но быть не выше 1100 °С для твердых топлив (табл. 12, с.163).

Работа котельного агрегата с температурой газов на выходе из топки, превышающей допустимую по условиям шлакования, не разрешается. Поэтому, если такое превышение обнаружено расчетом, необходимо предусмотреть конструктивные мероприятия по снижению температуры газов на выходе из топки (например, рециркуляцию газов).

При расхождении задаваемой и расчетной температур газов на выходе из топки более, чем 50 °С необходимо задаться новой температурой  $\vartheta''$  и повторить расчет.

В заключение определяется:

- *тепловосприятие топки*

$$Q_T^{\text{л}} = \varphi (Q_T - I_T''), \text{ кДж/кг};$$

- *средняя тепловая нагрузка лучевоспринимающей поверхности*

$$q_{\text{л}} = \frac{B_p Q_T^{\text{л}}}{H_{\text{лт}}}, \text{ кВт/м}^2;$$

- *теплонпряжение топочного объема*

$$q_v = \frac{B_p Q_p}{V_T}, \text{ кВт/м}^3.$$

Полученные значения теплонпряжения топочного объема не должно превышать допустимое (табл. 8, с.156) на 10 %.

Пример расчета топочной камеры представлен в Приложении 1, с.99.

## 5. Поверочный тепловой расчет ширмового подогревателя и дополнительных поверхностей нагрева

Конструктивные характеристики берутся по заводским чертежам. К ним относятся:

- диаметр  $d$  и толщина  $\delta$  труб ширм и дополнительных поверхностей, мм;
- количество ширм  $n_{ш}$ , шт.;
- количество труб в ширме  $n$ , шт.;
- шаг между ширмами  $s_1$ , мм;
- продольный шаг труб в ширме  $s_2$ , мм.

Расчетная поверхность нагрева ширм рассчитывается по формуле

$$N_p = 2h_{ш} c n_{ш} \chi_{ш}, \text{ м}^2,$$

где  $h_{ш}$  – высота ширм, м;  $\chi_{ш}$  – угловой коэффициент ширмы (рис. 1, с.171);  $c$  – глубина ширмы

$$c = [(n - 1) s_2 + d] Z_{ход} + 1,5 (Z_{ход} - 1), \text{ м},$$

где  $Z_{ход}$  – число ходов ленты ширм, обычно равно 2 или 4.

Дополнительная поверхность экранов в районе ширм рассчитывается в зависимости от компоновки с учетом углового коэффициента.

Лучевоспринимающая поверхность входного окна ширм в топке

$$N_{л.вх} = (h_{ш} + c) b, \text{ м}^2.$$

Лучевоспринимающая поверхность экранов в области ширм

$$N_{л.экр} = N_{л.вх} \frac{N_{экр}}{N_{ш} + N_{экр}}, \text{ м}^2.$$

Лучевоспринимающая поверхность ширм

$$N_{лш} = N_{л.вх} - N_{л.экр}, \text{ м}^2.$$

Живое сечение для прохода газов

$$F_{жс} = b h_{ш} - n_{ш} h_{ш} d, \text{ м}^2.$$

Живое сечение для прохода пара

$$f_{жс} = \frac{n_{ш} n}{Z_x^n} \frac{\pi d_{вн}^2}{4}, \text{ м}^2,$$

где  $Z_x^n = 1$  или 2 - число ходов пара в ширмах.

Температура и энтальпия газов перед ширмами принимается равной температуре и энтальпии газов на выходе из топки

$$\vartheta_T'' = \vartheta_{\text{ш}}', \text{ } ^\circ\text{C} \quad ; \quad I_T'' = I_{\text{ш}}', \text{ кДж/кг} .$$

Температура газов за ширмами ( $\vartheta_{\text{ш}}''$ ) принимается предварительно.

Лучистая теплота восприятия плоскостью входного окна (ширмы)

$$Q_{\text{л.вх}} = \frac{\beta \eta_{\text{в}} q_{\text{л}} N_{\text{л.вх}}}{V_{\text{р}}} , \text{ кДж/кг} ,$$

где  $\beta$  – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между

топкой и ширмами,  $\beta = \frac{A}{\vartheta_T''}$  .  $A = 1100 \text{ } ^\circ\text{C}$  – для твердых топлив;

$900 \text{ } ^\circ\text{C}$  – для мазута;  $700 \text{ } ^\circ\text{C}$  – для природного газа;

$\eta_{\text{в}}$  - коэффициент распределения тепловой нагрузки по высоте топки, для верхней трети высоты топки и потолка топки можно принять  $\eta_{\text{в}} = 0,7-0,8$ ;

$q_{\text{л}}$  – среднее тепловое напряжение топочных экранов  $\text{кВт/м}^2$  (из расчета топки);

$N_{\text{л.вх}}$  – лучевоспринимающая поверхность входного сечения ширм в топке,  $\text{м}^2$ ;

$V_{\text{р}}$  – расчетный расход топлива,  $\text{кг/с}$ .

Теплота, излучаемая из топки и ширм на поверхности за ширмами

$$Q_{\text{л.вых}} = \frac{Q_{\text{л.вх}} (1-a) \varphi_{\text{ш}}}{\beta} + \frac{5,7 \cdot 10^{-11} a N_{\text{л.вых}} T_{\text{ср}}^4 \varepsilon_{\text{п}}}{V_{\text{р}}} , \text{ кДж/кг} ,$$

где  $a$  – степень черноты газовой среды, определяется по оптической толщине  $\text{kPS}$ ;  $\varphi_{\text{ш}}$  – угловой коэффициент с входного на выходное сечение ширм

$$\varphi_{\text{ш}} = \sqrt{\left(\frac{c}{s_1}\right)^2 + 1} - \frac{c}{s_1} ;$$

$N_{\text{л.вых}}$  – лучевоспринимающая поверхность, находящаяся за ширмами;

$T_{\text{ср}}$  – средняя температура газов в ширмах,  $T_{\text{ср}} = \vartheta_{\text{ш}} + 273$  ,  $\text{K}$ .

$\varepsilon_{\text{п}}$  – поправочный коэффициент (угли, жидкое топливо – 0,5; природный газ – 0,7).

Теплота, полученная излучением из топки ширмами и дополнительными поверхностями

$$Q_{\text{л.ш+экp}} = Q_{\text{л.вх}} - Q_{\text{л.вых}} , \text{ кДж/кг} .$$

Количество лучистой теплоты, воспринятое излучением из топки дополнительными поверхностями

$$Q_{\text{л.экp}} = Q_{\text{л.ш+экp}} \frac{N_{\text{л.экp}}}{N_{\text{л.ш}} + N_{\text{л.экp}}} , \text{ кДж/кг} .$$

Количество теплоты, воспринятое излучением из топки ширмами

$$Q_{\text{л.ш}} = Q_{\text{л.ш+экp}} - Q_{\text{л.экp}} , \text{ кДж/кг} .$$

Тепловосприятие ширм и дополнительных поверхностей по балансу

$$Q_{\text{бш+экp}} = \varphi(I' - I'') , \text{ кДж/кг} .$$

Тепловосприятие ширм по балансу предварительно принимают

$$Q_{\text{бш}} = (0,9 \div 0,92) Q_{\text{бш+экp}} , \text{ кДж/кг} .$$

Прирост энтальпии пара в ширмах

$$i'' - i' = \frac{(Q_{\text{бш}} + Q_{\text{лш}}) V_p}{D_{\text{пе}} - D_{\text{впр}}} , \text{ кДж/кг} ,$$

где  $D_{\text{впр}}$  – расход конденсата на впрыск.

Тепловосприятие ширм по уравнению теплообмена

$$Q_{\text{т}} = \frac{N_p k \Delta t}{10^3 \cdot V_p} , \text{ кДж/кг} .$$

Коэффициент теплопередачи для ширм определяется

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_{\text{л}}}{Q_{\text{б}}}\right) \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \alpha_1} , \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} ,$$

где  $\alpha_1 = \xi \left( \alpha_{\text{к}} \frac{\pi d}{2 s_2 \chi_{\text{ш}}} + \alpha_{\text{л}} \right)$ ;  $\chi_{\text{ш}}$  – угловой коэффициент ширм;

$\xi$  – коэффициент использования ширмовых поверхностей нагрева,  $\xi=0,85$  при  $W_{\text{г}} \geq 4$  м/с;  $\varepsilon$  – коэффициент загрязнения ширм, определяется по рис. 13, с.183.

Температурный напор определяется как средне-логарифмический

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \text{ } ^\circ\text{C} .$$

Тепловосприятие экранов рассчитывается исходя из равенства коэффициентов теплопередачи ширм и дополнительной поверхности нагрева.

$$\text{Температурный напор } \Delta t = \vartheta - t_{\text{н}}, \text{ } ^\circ\text{C} .$$

Несходимость тепловосприятия ширм должна быть не более 2 % :

$$\Delta Q = \frac{|Q_{\text{бш}} - Q_{\text{тш}}|}{Q_{\text{бш}}} 100, \text{ } \% ,$$

а дополнительной поверхности - не более 10 % :

$$\Delta Q = \frac{|Q_{\text{б.экр}} - Q_{\text{т.экр}}|}{Q_{\text{т.экр}}} 100, \text{ } \% .$$

При превышении несходимости допустимых значений необходимо изменить температуру газов на выходе из ширм и повторить расчет.

## 6. Поверочный расчет фестона

Конструктивно фестон представляет собой разреженный пучок из труб заднего экрана или один ряд труб наружным диаметром около 100 мм с поперечным шагом  $s_1=400\div 800$  мм. При выполнении теплового расчета определяются конструктивные характеристики (диаметр, число труб, размеры газохода, поверхность теплообмена, проходное сечение по газам, эффективная толщина излучающего слоя). Температура и энтальпия газов на входе принимаются из расчета предыдущей ступени (топка, ширмы). Температура газов на выходе из фестона принимается с последующим уточнением. Для выбора температуры газов могут быть использованы следующие рекомендации: охлаждение газов  $\Delta \vartheta$  в однорядных трубах  $5\div 10$   $^\circ\text{C}$ , в двухрядных  $20\div 25$   $^\circ\text{C}$  и т.д. Температура на выходе  $\vartheta''_{\text{ф}} = \vartheta'_{\text{ф}} - \Delta \vartheta_{\text{ф}}$ .

Тепловосприятие фестона по балансу определяется как

$$Q_{\delta} = \varphi (I' - I'') , \text{ кДж/кг} .$$

Далее осуществляется расчет теплообмена в фестоне. При этом коэффициент теплопередачи

$$k = \psi (\alpha_k + \alpha_l) , \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} ,$$

где  $\psi$  – коэффициент тепловой эффективности (рис. 14, с.183).

Температурный напор определяется как разность температур между средней температурой газов и температурой стенки  $\Delta t = \vartheta - t_{\text{ст}}$ ,

где  $t_{\text{ст}} = t_{\text{н}} + 80 \text{ } ^\circ\text{C}$  .

Тепловосприятие труб фестона по уравнению теплопередачи

$$Q_{\text{т}} = \frac{k N_{\text{р}} \Delta t}{B_{\text{р}}} , \text{ кДж/кг} .$$

Расчет считается законченным, если

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{\delta} - Q_{\text{т}}}{Q_{\delta}} \right| 100 \% \leq 5 \% .$$

В противном случае необходимо задаться новой температурой газов за фестоном.

Пример расчета фестона представлен в Приложении 1, с.103.

## 7. Расчет конвективного пароперегревателя

При курсовом проектировании парового котла считается методически правильным выполнять тепловой расчет конвективных пароперегревателей конструктивным методом с определением необходимых теплообменных поверхностей при номинальной паропроизводительности и принятых показателях экономичности и надежности работы.

Проектирование конвективных пароперегревателей должно включать эскизную разработку проектируемых поверхностей с выбором конструктивных характеристик: диаметра труб поверхностей нагрева пароперегревателей, шагов, числа труб, их расположения, габаритов газохода, площадей проходных сечений, эффективной толщины излучающего слоя. Составление компоновочной схемы и схемы движения сред в проектируемом пароперегревателе (размещение пароперегревателя в газовом тракте котла, взаимное движение сред, число их ходов, наличие

пароохладителей) выполняется с помощью заводских проектных материалов (чертежей) и в строгом соответствии с заданием на проектирование.

Для конвективных пароперегревателей первичного пара используются трубы с наружным диаметром  $d = 28 \div 42$  мм и толщиной стенки  $\delta = 4 \div 7$  мм, применяются шаги труб: поперечный  $s_1 = (2,3 \div 6,5)d$ , продольный  $s_2^{\min} = 2d$ , чтобы предотвратить недопустимое утонение труб в местегиба.

Вторичный пароперегреватель изготавливают из труб наружным диаметром  $d = 32 \div 60$  мм, толщиной стенки  $\delta = 3,5 \div 5$  мм. Шаги в трубных пакетах: поперечный  $s_1 = (1,8 \div 3,5)d$ , продольный  $s_2 = 2d$ .

Пароперегреватели горизонтального газохода как правило имеют коридорное расположение труб, что ослабляет наружные загрязнения. Перегреватели конвективной шахты чаще всего имеют шахматное расположение (интенсифицируется теплоотвод).

По выбранному поперечному шагу труб  $s_1$  и ширине газохода пароперегревателя  $b$ , которая равна ширине топки, или по выбранной глубине конвективной шахты  $a_1$  рассчитывается число труб пароперегревателя в ряду.

При расположении змеевиков перпендикулярно фронту

$$Z_1 = \frac{b - s_1}{s_1} .$$

Параллельное расположение рекомендуется при сжигании большинства твердых топлив с повышенным содержанием золы.

Габаритные размеры газохода ( $b$  и  $h_{cp}$ ) определяют сечение для прохода газов  $F_{жс}$ ,  $m^2$ , с которыми связана скорость газов. Поэтому выбор габаритных размеров газоходов осуществляется в первую очередь, чтобы обеспечить необходимые скорости газов.

Скорость газов  $W_{г}$ , м/с, в конвективных трубных пучках должна быть не выше предельно допустимой по условиям золового износа  $W_{и}$  или равна экономической  $W_{эк}$  (для зольных топлив выбор осуществляется по наименьшим значениям  $W_{и}$  и  $W_{эк}$ , для беззольных топлив и топок с высоким шлакоудалением - по  $W_{эк}$ ).

Кроме того, для предотвращения заноса труб золой скорость газов при номинальной нагрузке котельного агрегата должна быть

больше 6 м/с при поперечном омывании труб и больше 8 м/с при продольном омывании.

Предельно допустимые по условиям золотого износа скорости продуктов сгорания приведены в табл. 13, с.163.

Скорость пара в трубах пароперегревателя определяется проходным сечением по пару, т.е. при выбранном диаметре труб – числом параллельно включенных труб.

Скорость движения пара в конвективных пароперегревателях для котлов среднего давления находится в пределах 18-35 м/с.

В тракте пароперегревателя устанавливается несколько пароохладителей. Однако для малоинерционного регулирования перегрева обязательно ставят пароохладитель или перед выходной («горячей») ступенью, или между ходами этой ступени, «в рассечку».

Взаимное направление движения сред в конвективных пароперегревателях – противоточное в зоне средних температур и параллельно-смешанное на выходных участках.

Вторичный пароперегреватель, располагаемый по ходу газов за первичным пароперегревателем, как правило, выполняется по противоточной схеме.

Тепловосприятие ступеней конвективного пароперегревателя определяют по предварительно принятому приращению энтальпии рабочей среды.

$$Q_{\text{б}} = \frac{D_{\text{пе}}}{B_{\text{р}}} (i_{\text{пе}} - i_{\text{нп}} + \Delta i_{\text{по}}) - Q_{\text{л}} \quad , \text{ кДж/кг} \quad ,$$

где  $\Delta i_{\text{по}}$  - снижение энтальпии пара в пароохладителе (принимается  $i_{\text{по}} = 63$  кДж/кг);  $Q_{\text{л}}$  - теплота, полученная пароперегревателем из топки

$$Q_{\text{л}} = \frac{Q_{\text{л.вых}} N_{\text{л}} \chi}{N_{\text{л.вых}}} \quad , \text{ кДж/кг} \quad ,$$

где  $\chi$  – угловой коэффициент пароперегревателя (рис.1, с.171).

Для пучков, отделенных от топки пучком с числом рядов  $> 5$ ,  $Q_{\text{л}} = 0$ .

Температура газов за пароперегревателем определяется по соответствующему значению энтальпии из уравнения теплового баланса

$$I'' = I' - \frac{Q_{\text{б}}}{\phi} + \Delta \alpha_{\text{пе}} I_{\text{хв}}^{\circ} \quad , \text{ кДж/кг} \quad .$$

Конвективные пароперегреватели при курсовом проектировании рассчитывают конструктивным методом, поэтому с помощью уравнения теплопередачи определяют поверхность нагрева  $H$ ,  $m^2$ . Выбор расчетных формул для определения коэффициентов теплопередачи связан с топливом, компоновкой пучка труб поверхности пароперегревателя (коридорный или шахматный) и движением газов относительно трубной поверхности (поперечное или продольное омывание). Расчетная скорость газов, полученная по конструктивным данным, должна быть сопоставлена с рекомендуемыми скоростями. Если полученная скорость газов значительно отличается от рекомендуемых для заданного топлива значений (более чем на 40÷50 %), то надо соответствующим образом изменить габаритные размеры газохода или компоновку трубного пучка конвективного пароперегревателя.

Для коридорного расположения труб

$$k = \psi \frac{\alpha_k + \alpha_l}{1 + \frac{\alpha_k + \alpha_l}{\alpha_2}}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)} .$$

Для шахматного пучка

$$k = \frac{\alpha_k + \alpha_l}{1 + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) (\alpha_k + \alpha_l)}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)} .$$

Поверхность пучка определяется из уравнения теплопередачи

$$H = \frac{Q_b V_p}{k \Delta t}, \text{ м}^2 .$$

Температурный напор для основных поверхностей определяется согласно общим положениям, а именно, как для сложноомываемых поверхностей (например, параллельно-смешанным током в «горячей» ступени).

Завершающим этапом проектирования конвективных пароперегревателей является их конструирование с учетом рассчитанной теплообменной поверхности.

Длина змеевика пакета пароперегревателя, рассчитанная по наружной (газовой) стороне труб, м

$$l_{3M} = \frac{H}{Z_1 \pi d}, \text{ м.}$$

Число петель в пакете пароперегревателя

$$Z_{\text{пет}} = \frac{l_{3M}}{2h_{\text{ср}}}, \text{ шт.},$$

где  $h_{\text{ср}}$  - высота пакета пароперегревателя, м.

Глубина пакета пароперегревателя по ходу газов

$$a_{\text{п}} = Z_{\text{пет}} s_{\text{пет}}, \text{ м},$$

где  $s_{\text{пет}}$  - шаг одной петли змеевика пароперегревателя.

При использовании обычных змеевиков, когда соседние трубы в змеевике располагаются параллельно, минимальное расстояние между трубами определяется предельным радиусомгиба.

Чтобы предотвратить недопустимое утонение трубы в местегиба, радиусгиба должен быть не менее двух радиусов трубы, т.е.  $R_{\text{гиба}} \geq 2r$ . Поэтому минимальный продольный шаг труб  $s_2^{\text{min}} = 2d$  (для труб с большой толщиной стенки можно взять и  $1,5d$ ).

Продольный шаг петель  $s_{\text{пет}}$  определяется как минимальным шагом труб одной петли, так и числом рядов труб в змеевиках. Он может быть грубо оценен: шаг однорядной петли  $s_{\text{пет}} \approx 4d$ , двухрядной  $s_{\text{пет}} \approx 8d$ , трехрядной  $s_{\text{пет}} \approx 12d$ .

Несколько меньшим получается шаг петли при сомкнутой (лирообразной) компоновке змеевиков пароперегревателя. Точно шаг петли следует определять по заводским проектным материалам.

Глубина каждого пакета пароперегревателя должна быть не более 1500-1800 мм. Между пакетами необходимо иметь свободное пространство глубиной (по ходу газов) не менее 800 мм для выполнения ремонтных работ и осмотров. Против этого пространства на стене в обмуровке устанавливают лаз.

Пример расчета конвективного пароперегревателя представлен в Приложении 1, с.106.

## 8. Расчет экономайзера

Расчету теплообмена в экономайзере предшествует конструктивная и компоновочная проработка поверхности: выбор диаметра, шагов, труб, числа труб в ряду, числа рядов труб, выходящих из коллекторов, числа параллельно включенных труб, определение проходных сечений по обеим средам, расположение змеевиков в газоходе (см. заводские чертежи проектируемого котла).

Экономайзеры выполняют чаще из гладких труб, однако оребрение (плавники, мембраны) внешней стороны труб позволяет улучшить технико-экономические показатели.

Поверхность экономайзера набирается плоскими змеевиками из труб диаметром  $d = 28 \div 32$  мм и толщиной стенки  $\delta = 2,4 \div 4$  мм и труб  $38 \times 4,5$  мм с шахматным расположением ( $s_1/d = 2 \div 3$ ;  $s_2/d = 1,5 \div 2,5$ ) и поперечным омытием газами.

Как правило, экономайзерные поверхности размещают в конвективной шахте котла с нисходящим движением газов, при этом змеевики располагают в плоскостях, параллельных фронту. При такой компоновке наибольшему эрозионному износу подвергаются только змеевики, расположенные у задней стены конвективной шахты, в результате концентрации золы у внешней образующей при движении газов в поворотной камере.

Число труб в ряду определяется по формуле

$$Z_1 = \frac{b_{\text{ш}} - s_1}{s_1}, \text{ шт.}$$

Обычно при расположении коллекторов на боковых стенах экономайзер состоит из двух параллельно включенных половин с двусторонним движением воды. При этом змеевики каждой половины располагаются от боковой стенки до средней плоскости с восходящим движением среды по пакету. Более плотная компоновка поверхности экономайзера ( $s_2/d \approx 1$ ) достигается, когда змеевики одного пакета расположены между змеевиками другого, при этом змеевики каждого пакета размещаются на всей ширине конвективной шахты, т.е. достигают противоположной стены конвективной шахты.

Скорости сред определяются по их действительным расходам через экономайзер, т.е. с учетом обводов газового тракта и расхода воды на пароохладители и продувку.

Скорость дымовых газов находится для межтрубных промежутков (в ряду труб) по размерам газохода экономайзера (для установки в конвективной шахте – по ее размерам в свету  $a_{\text{ш}}$  и  $b_{\text{ш}}$ ) с учетом загромождения газохода трубами ( $Z_1 l_{\text{тр}} d$ ). Полученная

скорость газов не должна превышать допустимой скорости газов по условиям истирания труб золой (табл. 13, с.163).

При номинальной нагрузке скорость воды в «некипящем» экономайзере или в «некипящей» части «кипящего» экономайзера не должна быть меньше 0,3 м/с; в «кипящей» части – не менее 1 м/с.

При низких скоростях (ниже указанных пределов) в «некипящем» экономайзере при недостаточной деаэрации питательной воды возможно коррозионное изъязвление стенок труб, в «кипящем» экономайзере – расслоенное движение пароводяной смеси, в результате чего произойдет перегрев металла труб.

Повышение скорости воды в экономайзере выше указанных пределов нецелесообразно, так как приводит к увеличению гидравлического сопротивления, при этом теплопередача не интенсифицируется.

Тепловосприятие экономайзера (или обеих ступеней экономайзера) определяют по уравнению баланса

$$Q_{вэ} = Q_p \frac{\eta}{100 - q_4} - (Q_{лт} + Q_{ф} + Q_{кп} + Q_{шп} + Q_{кпе}), \text{ кДж/кг}.$$

Тепловосприятие первой ступени экономайзера принимают равным

$$Q_{б} = \frac{Q_{вэ}}{2}, \text{ кДж/кг}.$$

Расход питательной воды через экономайзер определяют с учетом работы пароохладителя и наличия расхода воды на продувку

$$D_{вэ} = D_{пе} - D_{впр} + D_{пр}, \text{ кг/с}.$$

Если производится впрыск собственного конденсата или работает поверхностный пароохладитель, то  $D_{впр} = 0$ .

Энтальпия питательной воды на входе в экономайзер при наличии поверхностного охладителя или конденсатора пара определяется

$$i'_в = i_{пв} + \Delta i_{по} \frac{D_{пе}}{D_{вэ}}, \text{ кДж/кг}.$$

Температуру воды после экономайзера находят по соответствующей энтальпии  $i''$  и давлению

$$i''_в = i'_в + \frac{V_p Q_{б}}{D_{вэ}}, \text{ кДж/кг}.$$

На выходе из первой ступени вода должна быть недогретой до кипения  $i''_в = i_{кип} - (165 \div 210)$  кДж/кг.

Для «кипящего» экономайзера определяют массовую долю пара

$$x'' = \frac{i''_в - i_{кип}}{r},$$

где  $r$  – теплота парообразования при давлении в барабане.

Температура газов на входе определяется по соответствующему значению энтальпии из уравнения теплового баланса

$$I' = I'' + \frac{Q_б}{\varphi} - \Delta\alpha_{вэ} I_{хв}^0, \text{ кДж/кг}.$$

Необходимую теплообменную поверхность экономайзера определяют с использованием уравнения теплообмена. Учитывается излучение газового объема, расположенного перед экономайзером.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке определяется

$$\alpha_1 = \xi (\alpha_k + \alpha_l), \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент использования принимается равным 1, а коэффициент теплопередачи для коридорных и шахматных пучков может быть определен по формуле

$$k = \psi \alpha_1, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\psi$  - коэффициент тепловой эффективности (рис. 14, с.183).

Температурный напор в экономайзере определяется с учетом взаимного направления движения сред (чаще противоточного).

Температура загрязненной стенки  $t_{ст}$ , °С для экономайзера рекомендуется:

$$\text{для 1-й ступени} \quad t_{ст} = t_в + 25, \text{ }^\circ\text{С};$$

$$\text{для 2-й ступени} \quad t_{ст} = t_в + 60, \text{ }^\circ\text{С}.$$

Полученная расчетом теплообменная поверхность позволяет окончательно сконструировать экономайзер.

Длина каждого змеевика, определяемая по наружному диаметру труб

$$l_{зм} = \frac{H}{\pi d Z_1}, \text{ м}.$$

$$\text{Число петель} \quad Z_{пет} = l_{зм} / 2, \text{ шт.}$$

Шаг одной петли экономайзера (следует взять из заводского чертежа котла), тогда полная высота пакета экономайзера

$$h = Z_{пет} S_{пет}, \text{ м}.$$

Экономайзерные поверхности компонуются пакетами высотой 1000-1500 мм с разрывами между соседними ступенями экономайзер в 600-800 мм (между экономайзером и воздухоподогревателем разрывы составляют 800-1000 мм). В итоге устанавливается высота, которую занимает в конвективной шахте экономайзер.

Определение тепловосприятости экономайзера 2-й ступени выполняют как определение тепловосприятости замыкающей поверхности после расчета тепловосприятости всех остальных поверхностей, когда известны энтальпии газов соседних поверхностей

$$Q_6 = \varphi (I' - I'' + \Delta\alpha_{вэ} I_{хв}^0) , \text{ кДж/кг} .$$

Пример расчета экономайзеров приведен в Приложении 1, с.116, 125.

## 9. Расчет трубчатого воздухоподогревателя

Современные котлы оснащают трубчатыми рекуперативными или регенеративными воздухоподогревателями. При использовании сернистых топлив рекомендуется применять регенеративные воздухоподогреватели, а при использовании высокосернистых топлив – регенеративные воздухоподогреватели с антикоррозионным покрытием или неметаллическими поверхностями нагрева и с предварительным подогревом воздуха. Перспективны в этих условиях и воздухоподогреватели с промежуточным теплоносителем.

С помощью заводских чертежей проектируемого котла выполняют конструктивную и компоновочную проработку воздухоподогревателя: выбирают диаметры  $d$ , мм, шаги труб  $s_1, s_2$ , мм, число труб в ряду  $Z_1$ , число рядов труб  $Z_2$ , число потоков по воздуху  $Z_{пот}$ , определяют направление движения газов (продольное, внутри труб) и воздуха (поперечное в шахматном пучке труб), размеры поперечного сечения конвективной шахты газохода воздухоподогревателя  $a_{ш}, b_{ш}$ , м, высоту проходного сечения для воздуха (для каждого потока)  $h_x$ , м.

Обычно для трубчатых воздухоподогревателей используют трубы наружным диаметром  $d = 40$  мм, реже – 33 мм с толщиной стенки  $\delta = 1,5$  мм. Поперечный шаг  $s_1$ , мм, трубного пакета принимают равным 60÷70 мм и продольный шаг труб  $s_2$ , мм, равным 40÷45 мм. Для малозольных и беззольных топлив возможно

использование труб диаметром 29 мм и соответственно с уменьшенными шагами (относительные шаги оставляют теми же).

Трубчатые воздухоподогреватели компоуются по однопоточной схеме (для котлов средней мощности) и по двух-, четырехпоточной для котлов большой мощности. Последнее позволяет увеличить число ходов, приблизиться к противоточному движению и тем самым получить более высокий температурный напор и более компактный воздухоподогреватель.

При курсовом проектировании воздухоподогреватель рассчитывают конструктивно, т.е. определяют необходимую теплообменную поверхность воздухоподогревателя, при этом каждую ступень рассчитывают отдельно. Определение теплообменной поверхности воздухоподогревателя  $H, м^2$ , осуществляют с помощью уравнения теплообмена.

Тепловосприятие воздухоподогревателя определяется из уравнения

$$Q_{ВП} = \left( \beta'' + \frac{\Delta\alpha_{ВП}}{2} + \beta_{рц} \right) (I_B^{o''} - I_B^{o'}) , \text{ кДж/кг} ,$$

где  $\beta''$  - отношение воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому  $\beta'' = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}$ , при двухступенчатой компоновке необходимо учитывать присосы во второй ступени воздухоподогревателя  $\beta_1'' = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{ВП2}$ ;  $\alpha_T$  - коэффициент избытка воздуха на выходе из топки,  $\Delta\alpha_T$ ,  $\Delta\alpha_{пл}$  - присосы воздуха в топке и системе пылеприготовления;

$\beta_{рц}$  - доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогреватель

$$\beta_{рц} = (\beta'' + \Delta\alpha_{ВП}) \frac{I_B^{o'} - I_{XB}^o}{I_{ГВ}^o - I_B^{o'}} .$$

Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель выбирается на уровне, предотвращающем развитие низкотемпературной сернокислой коррозии металла труб (см. с.11).

Минимальный подогрев воздуха в первой ступени воздухоподогревателя зависит от соотношения водяных эквивалентов потоков воздуха и уходящих газов и воздуха на входе в воздухоподогреватель.

Отношение водяных эквивалентов определяется по формуле

$$m = \frac{(Vc)_B}{(Vc)_Г} = \frac{\beta_B m_o}{1 + (\alpha_{ВП1} - 1) m_o} ,$$

где  $m_0$  - теоретическое отношение водяных эквивалентов при избытке воздуха равном 1: для сухих топлив ( $W^П \leq 1$ )  $m_0 = 0,85$ ; для влажных топлив ( $W^П > 2$ )  $m_0 = 0,75$ ;  $\alpha_{вп1}$  - среднее значение коэффициента избытка воздуха в воздухоподогревателе 1-й ступени;  $\beta_B$  - средний избыток воздуха в воздухоподогревателе 1-й ступени

$$\beta_B = \beta'' + 0,5 \Delta \alpha_{вп} + \beta_{рц} .$$

Минимальная температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя 1-й ступени рассчитывается по формуле

$$\vartheta''_{\min} = \vartheta'_B + \frac{t_{пв} + 40 - \vartheta_{ух}}{m} , \text{ } ^\circ\text{C} ,$$

где  $t_{пв}$  - температура питательной воды,  $^\circ\text{C}$  .

Температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя 1-й ступени должна быть не ниже минимальной  $\vartheta''_{\min}$ . Дополнительный нагрев воздуха во 2-й ступени должен быть не менее  $100 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Температура газов на входе в воздухоподогреватель из уравнения теплового баланса

$$I = I'' + \frac{Q_6}{\varphi} - \Delta \alpha_{вп} I_{прс}^0 , \text{ кДж/кг} ,$$

где  $I_{прс}^0$  - энтальпия присосов воздуха, определяется по средней температуре воздуха.

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле

$$k = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} , \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} ,$$

где  $\alpha_1$  ,  $\alpha_2$  - коэффициенты теплоотдачи с газовой и воздушной стороны;  $\xi$  - коэффициент использования (табл. 15, с.164).

Для первых ступеней и одноступенчатых воздухоподогревателей  $\alpha_{л} = 0$  и  $\alpha_1 = \alpha_k$  , Вт/(м·К).

Температурный напор может быть рассчитан следующим образом.

Температурный напор на входе

$$\Delta t_{вх} = \vartheta'' - \vartheta'_B , \text{ } ^\circ\text{C} .$$

Температурный напор на выходе

$$\Delta t_{вых} = \vartheta' - \vartheta''_B , \text{ } ^\circ\text{C} .$$

Средний температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{ВХ}} + \Delta t_{\text{ВЫХ}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для воздухоподогревателя при продольном токе газов в трубах минимальная скорость газов должна быть не менее 8 м/с.

Для трубчатых воздухоподогревателей скорость газов  $11 \pm 2$  м/с, скорость воздуха  $4,5 \div 6$  м/с (при относительном поперечном шаге труб  $s_1/d = 1,5 \div 1,2$ , меньшая скорость при большем значении  $s_1/d$ ).

После определения поверхности нагрева воздухоподогревателя  $H$ ,  $\text{м}^2$ , по среднему диаметру  $d_{\text{ср}}$ , м, труб находят высоту трубной поверхности

$$h = \frac{H}{\pi d_{\text{ср}} Z}, \text{ м}.$$

Уточняют высоту одного хода воздухоподогревателя (для одного потока)

$$h_x = \frac{\left( \beta'' + \frac{\Delta \alpha_{\text{ВП}}}{2} + \beta_{\text{рц}} \right) V_{\text{В}}^0 V_{\text{р}} (\vartheta_{\text{В}} + 273)}{273 (b_{\text{ш}} - Z_1 d) W_{\text{В}} Z_{\text{пот}}}, \text{ м},$$

где  $\beta''$  – отношение количества воздуха за воздухоподогревателем (среднее значение) к теоретически необходимому;  $Z_{\text{пот}}$  – число потоков воздуха.

С использованием значений высоты трубной поверхности  $h_{\text{ВП}}$  и высоты хода  $h_x$  определяют число ходов в воздухоподогревателе по воздуху

$$Z_{\text{ход}} = h_{\text{ВП}} / h_x, \text{ шт}.$$

Число ходов должно быть целым. Нецелое число округляют до ближайшего целого и производят уточнение скорости воздуха и коэффициента теплопередачи, если изменение скорости воздуха оказалось больше 10 %.

Высота воздухоподогревателя

$$h_{\text{ВП}} = h_x Z_{\text{ход}} + \Sigma h_{\text{об}}, \text{ м},$$

где  $h_{\text{об}}$  – высота ремонтного разрыва между соседними пакетами (по ходу газов) воздухоподогревателя, м (разрыв выполняется, как правило, между первым и вторым (по воздуху) ходами для облегчения смены интенсивно корродирующего «холодного» куба

первого хода), далее разрывы предусматривают после двух или нескольких ходов с учетом возможной длины труб, используемых для воздухоподогревателя (до 9 м). Высота разрыва 600÷1200 мм. Для эффективной работы воздухоподогревателя необходимо обеспечить равномерную раздачу воздуха по воздухоподогревателю и по перепускным коробам между кубами и ступенями, для этого устанавливают направляющие листы.

Для воздухоподогревателя и других поверхностей, расположенных в конвективной шахте, при сжигании мазута, АШ, сланцев, назаровских бурых углей и других топлив, дающих плотные отложения, должна быть предусмотрена дробевая очистка.

Пример расчета воздухоподогревателей приведен в Приложении 1, с.111, 120.

## 10. Тепловой баланс

Завершающим этапом распределения тепловосприятий является проверка правильности распределения с помощью определения невязки теплового баланса котельного агрегата

$$\Delta Q = Q_p \eta_k - (Q_{\text{л}} + \Sigma Q_i) \frac{100 - q_4}{100}$$

и

$$|\delta Q| = \frac{|\Delta Q|}{Q_p} 100 \leq 0,5 \quad , \quad \% ,$$

где  $Q_p$  – расчетная располагаемая теплота, кДж/кг, кДж/м<sup>3</sup>;  $\eta_k$  – коэффициент полезного действия котельного агрегата, %;  $q_4$  – потери теплоты с механической неполнотой сгорания, %;  $Q_{\text{л}}$  – количество теплоты, излучаемой объемом газов топки и воспринятой радиационными поверхностями (экранами топки горизонтального газохода, ширмами, подвесными трубами, конвективным пароперегревателем), кДж/кг, кДж/м<sup>3</sup>;  $Q_i$  – количество теплоты, воспринятой теплообменными поверхностями при охлаждении омывающих эти поверхности газов, кДж/кг, кДж/м<sup>3</sup>.

Невыполнение условия, т.е. превышение невязки значения 0,5 %  $Q_p$ , требует пересчета теплового баланса котельного агрегата для устранения погрешности расчета.

## РАЗДЕЛ II. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

### 1. Основные положения

#### *Основные расчетные формулы*

Целью аэродинамического расчета котельной установки (расчета тяги и дутья) является определение производительности тяговой и дутьевой системы и перепада полных давлений в газовом и воздушном трактах.

Производительность тяго-дутьевой системы (расход воздуха в дутьевой и расход газов в тяговой системах)  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, определяется по данным теплового расчета для номинальной нагрузки котельного агрегата.

Перепад полных давлений на участках тягодутьевого тракта  $\Delta H_{\Pi}$ , определяется уравнением

$$\Delta H_{\Pi} = (h_{\Pi})_1 - (h_{\Pi})_2 = (h_{ст1} + h_{д1}) - (h_{ст2} + h_{д2}), \text{ Па},$$

где  $h_{ст}$  – статическое давление, представляющее собой разность между абсолютным давлением  $h$  на уровне  $Z$  и абсолютным атмосферным давлением на том же уровне

$$h_{ст} = h - (h_0 - \rho_a Zg), \text{ Па},$$

где  $h_0$  – атмосферное давление на уровне  $Z=0$ , Па;  $\rho_a$  – плотность атмосферного воздуха, принимаемая постоянной в пределах небольших изменений высоты, кг/м<sup>3</sup>;

$h_{д} = \frac{W^2 \rho}{2}$  – динамическое давление (скоростной напор), Па;  $\rho$  – плотность текущей среды, кг/м<sup>3</sup>.

Перепад полных давлений на участках можно представить

$$\Delta H_{\Pi} = \Delta h - (Z_2 - Z_1)(\rho_a - \rho)g, \text{ Па},$$

где  $\Delta h$  – сопротивление участка, Па.

Комплекс  $(Z_2 - Z_1)(\rho_a - \rho)g$  называется самотягой и обозначается  $h_c$ , Па; при равенстве плотностей текущей среды  $\rho$  и атмосферного воздуха  $\rho_a$ , а также в случае горизонтальных газоходов самотяга равна нулю.

Индекс 1 относится к начальному по ходу потока сечению, а индекс 2 – к конечному.

Статическое давление может быть положительным (избыточное давление) и отрицательным (разрежение).

Все сопротивления обычно разделяются на две группы:

а) *сопротивление трения*, т.е. сопротивление при течении потока в прямом канале постоянного сечения, в том числе при продольном омывании пучка труб;

б) *местные сопротивления*, связанные с изменением формы или направления канала, каждое из которых считается условно сосредоточенным в каком-либо одном сечении канала, т.е. не включает в себя сопротивления трения. Сопротивление поперечно омываемых трубных пучков обычно не включается в местные сопротивления. Поэтому для котельных агрегатов указанная классификация дополняется особым видом сопротивлений – сопротивлением поперечно омываемых трубных пучков.

В случае изотермического потока, т.е. при постоянной плотности и вязкости текущей среды, *сопротивление трения* рассчитывается по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_3} \frac{W^2 \rho}{2}, \text{ Па},$$

где  $\lambda$  - коэффициент сопротивления трения зависит от относительной шероховатости стенок канала и числа Рейнольдса;  $l$ ,  $d_3$  - длина и эквивалентный диаметр канала, м;  $W$  - скорость потока, м/с;  $\rho$  - плотность среды, кг/м<sup>3</sup>.

При наличии теплообмена плотность и вязкость перемещаемой среды изменяются как по длине, так и по сечению тракта. Поэтому в общем случае формулы для расчета сопротивлений подлежат дополнительному уточнению.

Для определения сопротивления трения шероховатых труб в условиях теплообмена используется формула

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_3} \frac{W^2 \rho}{2} \left( \frac{2}{\sqrt{\frac{T_{\text{ст}}}{T} + 1}} \right)^2, \text{ Па},$$

где  $T$ ,  $T_{\text{ст}}$  - средние по рассчитываемому участку тракта абсолютные температуры текущей среды и стенки, К.

Кинематическая вязкость среды  $\nu$ , м<sup>2</sup>/с, входящая в число Рейнольдса, и плотность газов  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, входящая в динамическое давление, определяются по средней температуре потока.

Эта формула выведена для области квадратичного закона сопротивления. Следует ожидать, что для переходной области поправка на неизотермичность меньше. При аэродинамическом расчете котельных агрегатов уточнение величины сопротивления требуется практически только для воздухоподогревателей, коэффициент сопротивления которых лежит большей частью в переходной области. Учитывая недостаточную точность определения температуры стенки в тепловом расчете, а также то, что для воздухоподогревателей поправка на неизотермичность не превышает приблизительно 10 % (а в переходной области, вероятно, и меньше), можно отказаться от учета поправки на неизотермичность при расчете сопротивления участков обычных котельных агрегатов. Поэтому последующие рекомендации по расчету сопротивления трения даются, исходя из положения, что поправка на неизотермичность не учитывается.

*Местные сопротивления* в том числе и при наличии теплообмена рассчитываются по формуле

$$\Delta h_{\text{м}} = \xi \frac{W^2 \rho}{2}, \text{ Па},$$

где  $\xi$  - коэффициент местного сопротивления зависит в основном от геометрической формы рассматриваемого участка (а иногда и от числа Рейнольдса). Формулой такого же типа выражается и сопротивление поперечно оmyваемых пучков труб.

Все отдельные сопротивления последовательно расположенных участков тракта при расчете суммируются. В общем случае такое суммирование приводит к погрешности, так как предвключенные сопротивления (а изредка и последующие) создают неравномерность потока по сечению, вызывающую изменение сопротивления последующего участка. Некоторые указания, в основном по правилам компоновки участков для предупреждения значительного влияния предвключенных сопротивлений, приводятся в тексте. Общей методики учета этого влияния нет.

Сопротивление тракта во всех случаях, включая расчет высоконапорных парогенераторов, рассчитывается по среднему давлению газов (воздуха) в тракте, принимаемому равным полусумме абсолютных давлений в начале и конце его. Для котлов, работающих

с давлением, близким к атмосферному, среднее давление принимается равным барометрическому.

Расчет перепада давлений ведут для удобства со следующими упрощениями.

*Расчет сопротивлений в котлах с давлением, близким к атмосферному, ведется по плотности сухого воздуха при давлении 760 мм рт.ст. ( $\rho_0 = 1,293 \text{ кг/м}^3$ ); соответственно построены графики для определения падения давления. Поправки на разницу плотностей газов и воздуха при 760 мм рт.ст., на запыленность, барометрическое и абсолютное давления вносятся в конце расчета.*

*Расчет котлов с высоким наддувом при начальном давлении выше 0,1 МПа, в том числе и высоконапорных парогенераторов, ведут по начальному давлению. Поправка на разницу среднего и начального давлений вносится в конце расчета.*

Полное давление вентилятора (или дымососа) при работе его на разомкнутую сеть определяется перепадом полных давлений по всему тракту (всасывающему и нагнетательному), включая потери на входе в тракт и на выходе из него.

Расчет перепада полных давлений для всего тракта производится по уравнению

$$\Delta H_{\Pi} = \Sigma \Delta h - \Sigma h_c, \text{ Па} .$$

### **Сопротивление трения**

Сопротивление трения возникает при движении потока в газозадухопроводах, продольно омываемых трубчатых и пластинчатых поверхностях нагрева. Для обычных аэродинамических расчетов можно не учитывать поправку на теплообмен и вести расчет по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_3} \frac{W^2 \rho}{2}, \text{ Па} .$$

Эквивалентный гидравлический диаметр  $d_3$  для круглого сечения (при течении внутри трубы) равен внутреннему диаметру трубы, а для некруглого сечения определяется по формуле

$$d_3 = \frac{4F}{U}, \text{ м} ,$$

где  $F$  - живое сечение канала,  $m^2$ ;  $U$  - полный периметр сечения, омываемый текущей средой, м.

Для каналов с прямоугольным сечением

$$d_э = \frac{2ab}{a+b}, \text{ м},$$

где  $a, b$  - размеры сторон прямоугольного сечения, м.

Эквивалентный диаметр газохода прямоугольного сечения с расположенным внутри пучком труб, омываемых продольным потоком газов, определяется в отличие от теплового расчета по формуле

$$d_э = \frac{4 \left( ab - Z \frac{\pi}{4} d^2 \right)}{2(a+b) + Z\pi d}, \text{ м},$$

где  $Z$  - полное количество труб в газоходе;  $d$  - наружный диаметр труб, м.

Для отдельных областей определяющих параметров существуют формулы расчета коэффициента сопротивления трения.

При ламинарном движении ( $Re < 2 \cdot 10^3$ ) коэффициент сопротивления трения не зависит от шероховатости и определяется по формуле

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

При значениях  $K/d_э = 0,00008 \div 0,0125$  (где  $K$  - абсолютная шероховатость стенки, м) и  $Re \geq 4 \cdot 10^3$ , т.е. во всей практически необходимой области, включая переходные участки, с достаточной точностью описываются приближенной формулой

$$\lambda = 0,1 \left( 1,46 \frac{K}{d_э} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25}.$$

Для отдельных областей имеются более точные формулы.

Для технически «гладких» труб, т.е. таких, в которых при заданном значении  $Re$  сопротивление еще не зависит от шероховатости, при любых значениях  $Re$  рекомендуется формула

$$\lambda = \frac{0,303}{(\lg Re - 0,9)^2};$$

при  $Re = 4 \cdot 10^3 \div 100 \cdot 10^3$  может применяться более простая формула

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} .$$

В области квадратичного закона сопротивления коэффициент  $\lambda$  не зависит от величины  $Re$  и определяется по формуле

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{d_э}{K} + 1,14\right)^2} ,$$

Для большинства элементов котельных агрегатов, проектируемых на достаточно близкие условия, сопротивление трения определяется приближенно, согласно следующим рекомендациям.

При течении газов или воздуха по трубам трубчатых и щелям пластинчатых воздухоподогревателей с эквивалентным диаметром  $d_э = 20 \div 60$  мм для скоростей движения потока 5-30 м/с при  $t \leq 300$  °С и до 45 м/с при  $t > 300$  °С коэффициент сопротивления трения с достаточной точностью определяется по приближенной формуле

$$\lambda = 0,335 \left(\frac{K}{d_э}\right)^{0,17} Re^{-0,14} .$$

Для удобства определения сопротивления трения на один погонный метр длины трубы (щели) воздухоподогревателя построен график (рис.19, с. 190). Суммарная величина сопротивления трения получается в результате умножения величины, получаемой по графику рис.19, на полную длину трубы (щели)  $h$ , м.

При течении газов (воздуха) в газо-воздухопроводах, при смешанном омывании газами пучков труб и в других случаях, когда доля сопротивления трения в общей потере давления в тракте невелика, величина коэффициента сопротивления трения  $\lambda$  принимается постоянной независимо от величины  $Re$ .

Величина динамического давления  $h_d = \frac{W^2 \rho}{2}$ , Па,

определяется по графику (рис.16, с. 185).

Графики (рис.16-19) построены для сухого воздуха при давлении 760 мм рт.ст.

### **Соппротивление поперечно оmyваемых пучков труб**

Соппротивление пучков труб при поперечном оmyвании их как при наличии, так и при отсутствии теплообмена выражается общей формулой

$$\Delta h_{\text{поп}} = \xi \frac{W^2 \rho}{2}, \text{ Па} .$$

Значение коэффициента соппротивления  $\xi$  в этом случае зависит от количества рядов и расположения труб в пучке, а также от числа  $Re$ . Скорость потока  $W$  определяется для сжатого сечения газохода, расположенного в осевой плоскости труб.

Соппротивления входа в ряды пучка и выхода из них отдельно не рассчитываются, так как они учтены в коэффициенте соппротивления пучка  $\xi$ .

Коэффициент соппротивления коридорного пучка определяется из выражения

$$\xi = \xi_0 Z_2 ,$$

где  $Z_2$  - количество рядов труб по глубине пучка;  $\xi_0$  - коэффициент соппротивления на один ряд пучка, зависящий от отношений  $\frac{s_1}{d}$  и  $\psi = \frac{s_1 - d}{s_2 - d}$ , а также от числа  $Re$ ;  $s_1, s_2$  – шаги труб по ширине и по глубине пучка;  $d$  – наружный диаметр труб.

Величина  $\xi_0$  определяется по следующим формулам:

при  $s_1 \leq s_2$

$$\xi_0 = 1,52 \left( \frac{s_1}{d} - 1 \right)^{-0,5} \psi^{-0,2} Re^{-0,2} ;$$

при  $s_1 > s_2$

$$\xi_0 = 0,32 \left( \frac{s_1}{d} - 1 \right)^{-0,5} (\psi - 0,9)^{-0,68} Re^{-0,2/\psi^2} .$$

По формулам построен график (рис. 18, с. 188), по которому следует определять коэффициент соппротивления одного ряда труб коридорного пучка  $\xi_0$ . При  $s_1 \leq s_2$  величина  $\xi_{\text{гр}}$ , определяемая по основному полю графика, умножается на один поправочный коэффициент  $C_s$ ; при  $s_1 > s_2$  дополнительно вводится коэффициент  $C_{Re}$ , определяемый по второму вспомогательному полю графика.

Величина динамического давления  $h_d = \frac{W^2 \rho}{2}$  определяется по графику (рис. 16, с. 185).

При переменных значениях шагов, чередующихся в пределах пучка, коэффициент сопротивления рассчитывается по среднему арифметическому значению их.

Для котлов с наддувом при начальном давлении в котле, превышающем 0,1 МПа, пользоваться графиком (рис.18, с. 188) не следует, и коэффициент сопротивления пучка определяется по расчетным формулам.

Коэффициент сопротивления шахматного пучка определяется из выражения

$$\xi = \xi_0 (Z_2 + 1) ,$$

где  $Z_2$  - число рядов труб по глубине пучка;

$$\xi_0 = C_s \text{Re}^{-0,27} ,$$

где  $C_s$  – коэффициент формы шахматного пучка, зависящий от отношений  $\frac{s_1}{d}$  и  $\varphi = \frac{s_1 - d}{s'_2 - d}$ ;  $s_1, s_2$  – шаги труб по ширине и по глубине пучка;  $s'_2 = \sqrt{0,25 s_1^2 + s_2^2}$  - диагональный шаг труб.

При  $0,14 \leq \varphi < 1,7$

для пучков с  $s_1/d < 2,0$

$$C_s = 3,2 + (4,6 - 2,7\varphi) \left( 2,0 - \frac{s_1}{d} \right) ;$$

для пучков с  $s_1/d \geq 2,0$   $C_s = 3,2$  .

При  $1,7 \leq \varphi \leq 5,2$  («стесненные» пучки, у которых диагональное сечение почти равно поперечному или меньше его)

$$C_s = 0,44 (\varphi + 1)^2 .$$

По формулам построен график (рис. 17, с. 186), по которому определяется сопротивление одного ряда шахматного пучка, т.е.

величина  $\Delta h_{гр} = \xi_0 \frac{W^2 \rho}{2} = \xi_0 h_d$  , Па . Для определения потери давления в пучке необходимо величины, найденные по графику, умножить на  $(Z_2 + 1)$ .

При переменных значениях шагов, чередующихся в пределах пучка, сопротивление рассчитывается по среднему значению  $C_s$ .

### ***Местные сопротивления***

#### ***Общие указания***

Любое местное сопротивление условно считается сосредоточенным в определенном сечении тракта, хотя в действительности потеря механической энергии потока, вызванная изменением формы или направления канала, происходит на более или менее длинном участке тракта. Поэтому принимается, что местное сопротивление представляет собой разность между фактической потерей механической энергии на этом участке и потерей, которая имела бы место при измененных форме и направлении газотока (сопротивление трения).

Все местные сопротивления как при наличии, так и при отсутствии теплообмена рассчитываются по общей формуле

$$\Delta h_m = \xi \frac{W^2 \rho}{2}, \text{ Па}.$$

Величина динамического давления  $h_d = \frac{W^2 \rho}{2}$  определяется по графику рис. 16, с. 185 в зависимости от расчетной скорости и температуры потока.

Величина коэффициента местного сопротивления  $\xi$  принимается в зависимости от типа местного сопротивления, согласно указаниям, приводимым ниже. Для всех местных сопротивлений  $\xi$ , как правило, принимается не зависящим от числа  $Re$ , так как значения последнего при больших сечениях газо- и воздухопроводов котельных агрегатов достаточно велики.

#### ***Сопротивления, вызванные изменением сечения***

При любом местном сопротивлении, связанном с изменением сечения, численное значение коэффициента сопротивления зависит от того, к какому сечению, т.е. к какой расчетной скорости оно относится. При переходе, в случае необходимости, к скорости в другом сечении коэффициент сопротивления пересчитывается по формуле

$$\xi_2 = \xi_1 \left( \frac{F_2}{F_1} \right)^2 = \xi_1 \left( \frac{W_1}{W_2} \right)^2 ,$$

где  $\xi_1$  - коэффициент сопротивления, отнесенный к скорости в сечении.

По графику рис. 20, с. 191 определяются коэффициенты сопротивления при резких изменениях сечения в зависимости от соотношения сечений. Значения коэффициентов сопротивления всегда относятся к скорости в меньшем сечении.

Коэффициенты сопротивления диффузоров за вентилятором (дымососом) при наличии последующего напорного участка определяются по графику рис. 21, с. 191 в зависимости от степени расширения (отношения выходного и входного сечений) диффузора и относительной его длины. Эта длина равна отношению длины диффузора к размеру входного сечения, лежащему в плоскости большего угла раскрытия, а при одинаковых углах раскрытия – к большему размеру.

Коэффициент сопротивления диффузора за вентилятором практически не зависит от того, является ли диффузор плоским или пирамидальным, и определяется для обоих типов по одному графику.

Расчет коэффициентов местных сопротивлений, вызванных изменением сечения, для других случаев приведен в «Аэродинамическом расчете котельных установок (нормативный метод)».

### Повороты (отводы и колена)

Отводом (плавным «нормальным» поворотом) называется поворот, у которого при равенстве входного и выходного сечений закругления обеих кромок – наружной и внутренней – представляют собой дуги концентрических окружностей

$$r_{вн} > 0 \text{ и } r_{н} = r_{вн} + b ,$$

где  $r_{вн}$ ,  $r_{н}$  - радиусы закругления внутренней и наружной кромок;  $b$  - размер канала в плоскости поворота, для круглого канала  $b = d$ .

Поскольку закругления обеих кромок такого поворота описаны из общего центра, кривизна поворота характеризуется радиусом закругления осевой линии канала  $r$ , причем  $r/b > 0,5$ .

При отсутствии закругления наружной кромки, а также при равных радиусах закругления обеих кромок поворот называется

коленом (резким поворотом). Повороты с обеими острыми кромками, и особенно с закруглением одной наружной кромки ( $r_n > 0$  при  $r_{вн} = 0$ ), не должны применяться.

Коэффициент сопротивления для всех поворотов без изменения сечения подсчитывается по общей формуле

$$\xi = K_{\Delta} \xi_0 B C ,$$

где  $\xi_0$  - исходный коэффициент сопротивления поворота, зависящий от формы и относительной его кривизны;  $K_{\Delta}$  - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости стенок. При обычной шероховатости стенок газо- и воздухопроводов и газоходов котла среднее значение  $K_{\Delta}$  принимается равным 1,3 для отводов и 1,2 для колен. Величина произведения  $K_{\Delta} \xi_0$  для колен с закруглением кромок определяется по графику рис. 29, с. 196 при  $F_2/F_1 = 1$ . Для колен без закругления кромок  $K_{\Delta} \xi_0 = 1,4$ .  $B$  - коэффициент, определяемый в зависимости от угла поворота, при угле  $90^\circ$   $B=1$ .  $C$  - коэффициент, определяемый для колен с закруглением кромок и отводов в зависимости от отношения размеров поперечного сечения  $a/b$  (где  $a$  - перпендикулярный к плоскости поворота размер) по соответствующей кривой графика рис. 30, с. 196. При круглом или квадратном поперечном сечениях  $C=1$ ; для колен с острыми кромками можно принимать  $C=1$  при всех значениях  $a/b$ .

Коэффициенты сопротивления поворотов с изменением сечения (как диффузоров, так и конфузоров), отнесенные к скорости в меньшем сечении поворота, рассчитываются по общей формуле. Величина  $K_{\Delta} \xi_0$  определяется по графику рис. 29 в зависимости от соотношений выходного  $F_2$  и входного  $F_1$  сечений. Для поворотов с закругленными кромками при одинаковых размерах закругления обеих кромок эта величина зависит также от относительной кривизны закруглений кромок  $r/b$ , где  $b$  - размер в плоскости поворота для меньшего сечения, параметр  $a/b$  для этих поворотов принимается по входному сечению.

При отсутствии стабилизирующего участка за поворотом-диффузором или малой его длине (меньше трех эквивалентных диаметров выходного сечения) величина коэффициента сопротивления увеличивается в 1,8 раза.

Коэффициент сопротивления отвода с направляющими листами (тонкими концентрическими лопатками) рассчитывается по общей

формуле. При условии выравнивания потока перед отводом параметр  $a/b$  рассчитывается с учетом установки листов, т.е. величина  $b$  принимается равной ширине единичных каналов, образованных соседними листами. При невыравненном потоке влияние установки направляющих листов не учитывается при расчете сопротивления.

Для определения коэффициентов сопротивления поворотов с направляющими лопатками нет общих рекомендаций. Для поворотов на  $90^\circ$  с оптимальным количеством направляющих лопаток можно приближенно принимать следующие значения коэффициентов сопротивления (с учетом шероховатости стенок):

$$\text{при } \frac{r}{b} = 0,25 \quad \xi = 0,4 ;$$

$$\text{при } \frac{r}{b} = 0 \quad \xi = 0,6 .$$

Дополнительные рекомендации по расчету приведены в «Аэродинамическом расчете котельных установок (нормативный метод)».

### Повороты в пучках труб

Выше были рассмотрены только повороты в газозовдухопроводах, не загроможденных трубами. Поворот потока внутри пучка труб представляет собой более сложное местное сопротивление вследствие наличия взаимного влияния поворота и пучка на величину их сопротивления.

Для поворотов в пучках принят условный метод расчета. Сопротивление пучка труб рассчитывается независимо от наличия поворота, а коэффициент местного сопротивления последнего принимается:

$$\text{при повороте на } 180^\circ \quad \xi = 2,0 ;$$

$$\text{при повороте на } 90^\circ \quad \xi = 1,0 ;$$

$$\text{при повороте на } 45^\circ \quad \xi = 0,5 .$$

При этом скорость потока в повороте рассчитывается с учетом загромождения сечения трубами.

Во всех случаях изменения сечения газохода в начале и конце поворота в пучке, независимо от того, имеет ли место сужение или расширение сечения, местное сопротивление такого поворота рассчитывается по средней из начальной и конечной скоростей.

Повороты в пучке на 180° рассчитываются по средней из трех скоростей: в начале, в середине и в конце поворота.

Более подробно расчет коэффициента местных сопротивлений для других случаев рассмотрен в «Аэродинамическом расчете котельных установок (нормативный метод)».

## 2. Расчет газового тракта

### *Общие указания*

Расчет газового тракта ведется на номинальную нагрузку котельного агрегата при наличии выполненного теплового расчета на ту же нагрузку. Поэтому основные исходные данные – скорости и температуры газов по тракту, живые сечения и прочие конструктивные данные по конвективным газоходам агрегата, за исключением значений эквивалентного диаметра, принимаются из теплового расчета.

Сопротивления отдельных газоходов рассчитываются по средним для данного газохода условиям (скорости, температуры и т.п.), за исключением отдельных местных сопротивлений, сосредоточенных в начале или в конце данного газохода. Последние рассчитываются по условиям для того участка тракта, к которому эти местные сопротивления отнесены.

При расчете сопротивления поворота, лежащего между двумя отдельно рассчитываемыми пучками, допускается в качестве начальной и конечной скоростей принимать расчетные скорости из теплового расчета, отнесенные к средним температурам потока и избыткам воздуха в этих же пучках, не уточняя их для температуры и избытка между пучками.

$$\Delta h = \xi \frac{h_{д1} + h_{д2}}{2}, \quad \text{Па},$$

где  $h_{д1}$ ,  $h_{д2}$  - определяются по соответствующим для каждого пучка значениям скорости и температуры потока по графику рис. 16, с. 185.

Коэффициенты сопротивления поворотов между пучками принимаются в соответствии с рекомендациями на с. 70.

Ввиду того, что расчет не учитывает ряда специфических моментов, характерных для протекания потока в действительных условиях, теоретически рассчитанные сопротивления отдельных

газоходов агрегата корректируются умножением на поправочный коэффициент  $K$ . Значения этого поправочного коэффициента для различных конструктивных типов газоходов при нормальной степени загрязнения, т.е. без недопустимо больших отложений, забивающих сечения, получены в результате обработки ряда промышленных испытаний котельных агрегатов и приводятся ниже в разделах, посвященных соответствующим элементам агрегата.

### ***Змеевиковые пучки (перегреватели, гладкотрубные экономайзеры и переходные зоны) и ширмовые поверхности***

К этому типу относятся все трубные пучки, состоящие из большого количества рядов поперечно омываемых газами труб малого диаметра ( $< 51$  мм). Продольное омывание таких пучков встречается редко и то лишь частичное.

Сопротивление змеевиковых пучков, омываемых чисто поперечным потоком, рассчитывается обычным путем, не требующим особых пояснений.

Ширмовые (полурадационные) поверхности представляют собой по газовой стороне ряд параллельно включенных каналов, стенки которых образованы из большого количества труб малого диаметра. Движение газов направлено чаще поперек, а иногда вдоль этих труб.

Из-за большой относительной ширины каналов коэффициент сопротивления ширм, даже при поперечном омывании труб, очень мал. С учетом этого можно во всех случаях рассчитывать сопротивление, принимая, что ширмы омываются продольным потоком. При этом следует ввести ряд упрощений.

*Сопротивление и самотяга ширм, расположенных на выходе из топки, вообще не учитываются, так как при относительно малых скоростях газов, высоких температурах и больших шагах между лентами обе величины примерно компенсируют друг друга.*

*Сопротивление ширм, расположенных в газоходе, учитывается при скоростях газов более 10 м/с. При этом, как сказано, расчет ведется для продольного омывания по средней длине пути. Для упрощения вместо эквивалентного диаметра канала в формулу подставляется удвоенный шаг между ширмами. Коэффициент сопротивления трения с учетом увеличенной шероховатости составляет  $\lambda=0,04$ .*

Суммарное сопротивление подвесного перегревателя при наличии поворота газов на  $90^\circ$  внутри пучка складывается из:

- сопротивления поперечно омываемой части, определенного по скорости, рассчитанной по сечению входа в пучок, и по полному количеству рядов труб;
- сопротивления продольно омываемой части на длине, равной расстоянию между серединой входного газового окна и концом нижних петель;
- сопротивления поворота в пучке на  $90^\circ$ , рассчитанного по тем же сечениям поперечного и продольного омывания.

Поправочный коэффициент  $k$  для змеевиковых пучков и ширмовых поверхностей при нормальной степени их загрязнения принимается равным 1,2.

### ***Трубчатые воздухоподогреватели***

Как правило, дымовые газы в трубчатых воздухоподогревателях движутся внутри труб. Газовое сопротивление воздухоподогревателя складывается из сопротивления трения в трубах и сопротивления входа в трубы и выхода из них.

Скорость в трубах и температура потока для расчета обоих указанных сопротивлений принимаются средние по воздухоподогревателю или рассчитываемой его ступени (из теплового расчета). Сопротивление трения определяется по рис. 19, с. 190, а сопротивление вследствие изменения сечений при входе и выходе подсчитывается по формуле

$$\Delta h_{\text{изм}} = (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) h_{\text{д}} \text{ , Па ,}$$

где  $\xi_{\text{вх}}$ ,  $\xi_{\text{вых}}$  - определяются по рис.20, с. 191 в зависимости от отношения суммарной площади живого сечения труб к площади живого сечения газохода до и после воздухоподогревателя.

Отношение живых сечений (меньшего и большего) может также подсчитываться по формуле

$$\frac{F_{\text{м}}}{F_{\text{б}}} = \frac{0,785 d_{\text{вн}}^2}{s_1 s_2} \text{ ,}$$

где  $s_1$ ,  $s_2$  - шаги труб в пучке по ширине и глубине его.

Динамическое давление определяется по рис.16, с. 185.

Поправочный коэффициент к суммарному газовому сопротивлению трубчатых воздухоподогревателей принимается  $k = 1,1$ .

### **Газопроводы**

Газопроводы на участке *воздухоподогреватель - золоуловитель* рассчитываются по расходу и температуре уходящих газов (за воздухоподогревателем), взятыми из теплового расчета. Газопроводы на участках *золоуловитель – дымосос* и за дымососом рассчитываются по расходу и температуре газов у дымососа. При отсутствии золоуловителей газопроводы от воздухоподогревателя до дымососа рассчитываются по расходу газов у дымососа. Для удобства расчета обычно целесообразно определить секундные расходы газов и по ним рассчитать скорости.

Расход газов у дымососа подсчитывается по формуле

$$V_{\text{д}} = B_{\text{р}} \left( V_{\text{ух}} + \Delta\alpha V_{\text{в}}^{\circ} \right) \frac{\vartheta_{\text{д}} + 273}{273}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $B_{\text{р}}$  - расчетный расход топлива с учетом механического недожога, кг/с;  $V_{\text{ух}}$  - объем продуктов горения на 1 кг топлива при избытке воздуха за воздухоподогревателем, м<sup>3</sup>/кг;  $\Delta\alpha$  - присос воздуха в газопроводах за воздухоподогревателем;  $V_{\text{в}}^{\circ}$  - теоретическое количество воздуха на 1 кг топлива, м<sup>3</sup>/кг;  $\vartheta_{\text{д}}$  - температура газов у дымососа, °С.

Присосы воздуха за воздухоподогревателем принимаются  $\Delta\alpha = 0,001$  на 1 м длины стальных газопроводов и  $\Delta\alpha = 0,005$  на 1 м длины кирпичных боровов; для золоуловителей циклонного типа или скрубберов  $\Delta\alpha=0,05$ ; для электрофильтров  $\Delta\alpha=0,1$ .

Величины  $B_{\text{р}}$ ,  $V_{\text{ух}}$  и  $V_{\text{в}}^{\circ}$  принимаются непосредственно из теплового расчета.

Температура газов у дымососа при величине присоса за воздухоподогревателем  $\Delta\alpha \leq 0,1$  принимается равной температуре газов за воздухоподогревателем ( $\vartheta_{\text{ух}}$  из теплового расчета). При присосе за воздухоподогревателем  $\Delta\alpha > 0,1$  она определяется по приближенной формуле

$$\vartheta_{\text{д}} = \frac{\alpha_{\text{yx}} \vartheta_{\text{yx}} + \Delta\alpha t_{\text{хв}}}{\alpha_{\text{yx}} + \Delta\alpha}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $\alpha_{\text{yx}}$  и  $\vartheta_{\text{yx}}$  - коэффициент избытка воздуха в уходящих газах (за воздухоподогревателем) и их температура,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{хв}}$  - температура холодного воздуха,  $^\circ\text{C}$ .

При скоростях газов меньше 12 м/с сопротивление трения в газопроводах не учитывается. При скоростях газов 12-25 м/с сопротивление трения подсчитывается только для одного-двух наиболее длинных участков постоянного сечения, и полученная величина умножается на отношение суммарной длины газопровода к длине рассчитанных участков. При подсчете сопротивления трения для железных нефутерованных газопроводов принимается приближенное значение коэффициента  $\lambda = 0,02$ , а для железных футерованных или кирпичных каналов при  $d_3 \geq 0,9$  м  $\lambda = 0,03$  и при  $d_3 < 0,9$  м  $\lambda = 0,04$ .

Местные сопротивления газопроводов представляют собой повороты, разветвления, изменения сечения и шиберы (заслонки). Все местные сопротивления рассчитываются как обычно. Величина коэффициента местного сопротивления  $\xi$  определяется в зависимости от формы сопротивления по соответствующим графикам. При расчете участка с различными сечениями все коэффициенты местных сопротивлений участка для упрощения приводятся к одной скорости по формуле

$$\xi_2 = \xi_1 \left( \frac{W_1}{W_2} \right)^2$$

и общее сопротивление участка рассчитывается по сумме приведенных коэффициентов.

Местные сопротивления, для которых заведомо величина  $\xi < 0,1$ , в расчетах при искусственной тяге не учитываются, если их не больше двух на участке; при трех и более сопротивлениях с  $\xi < 0,1$  они учитываются упрощенно величиной  $\xi = 0,05$  на каждое из таких сопротивлений, отнесенной к скорости на любом участке тракта.

Плавные повороты в условиях котельных газопроводов (с  $R/b$  или  $R/d \geq 0,9$ ) представляют собой обычно относительно малое сопротивление, и поэтому коэффициент местного сопротивления плавных поворотов при искусственной тяге и скоростях газов не

выше 25 м/с принимается постоянным независимо от определяющих размеров поворота,  $\xi = 0,3$ . Это значение относится к повороту на угол  $90^\circ$ , а для других пересчитывается пропорционально углу поворота.

Коэффициенты местного сопротивления резких поворотов определяются в зависимости от их форм согласно указаниям с. 69.

Коэффициенты местного сопротивления для резких изменений сечения в газопроводах определяются по графику рис.20, с. 191. При этом сопротивление резких изменений сечения до 15 % ( $F_M/F_6 \geq 0,85$ ) не учитывается. Не учитываются также сопротивления плавных увеличений сечения (диффузоров) до 30 % ( $F_2/F_1 \leq 1,3$ ) и плавных уменьшений сечения (конфузоров) при любом соотношении сечений в случае угла раскрытия  $\alpha < 45^\circ$ .

Все указанные выше упрощения расчета отдельных небольших сопротивлений в газопроводах применяются только при искусственной тяге.

Потери давления, связанные с наличием на дымососах двухстороннего всасывания прямых всасывающих карманов, поставляемых вместе с дымососами и являющихся их неотъемлемой частью, отдельно не учитываются, так как учтены в заводской характеристике машины.

Коэффициент сопротивления диффузора, установленного непосредственно за напорным патрубком дымососа (дутьевого вентилятора), определяется по графику рис.21, с. 191 в зависимости от степени его расширения и относительной длины. Последняя равна отношению длины диффузора к длине стороны начального сечения, лежащей в плоскости большего угла раскрытия, а при равных углах раскрытия – к длине большей стороны.

Коэффициенты сопротивления типовых входов в дымовую трубу, отнесенные к скорости в подводящем газоходе, принимаются  $\xi_{вх} = 0,9$  или  $\xi_{вх} = 1,4$  в зависимости от схемы входа.

Сопротивление подводящих и отводящих газопроводов у золоуловителей рассчитывается совместно с остальными газопроводами. Сопротивление большинства золоуловителей определяется аналогично всем местным сопротивлениям. Динамическое давление, входящее в формулу, определяется по графику рис. 16, с. 185; для каждого типа золоуловителя указывается, по какой скорости рассчитывается сопротивление.

Коэффициенты сопротивления золоуловителей принимаются в зависимости от их конструкции. Для электрофильтров дается непосредственно величина сопротивления.

Для типового батарейного циклона с закручивающимися лопатками и безударным входом коэффициент сопротивления  $\xi_{\text{бц}} = 65$ .

Для устанавливавшихся ранее батарейных циклонов с элементами, имеющими лопаточный закручивающий аппарат типа «розетка»,  $\xi^{\text{Л}} \approx 90$ , а при элементах, имеющих двухходовые закручивающие витки типа «винт»,  $\xi^{\text{В}} \approx 85$ .

Расчетная скорость определяется по суммарной площади сечений всех циклонных элементов

$$F_0 = n 0,785d^2, \text{ м}^2,$$

где  $n$  – количество параллельно включенных циклонных элементов в батарее;  $d$  – внутренний диаметр корпуса циклонного элемента, м.

### *Дымовая труба при искусственной тяге*

Расчет трубы при искусственной тяге принципиально не отличается от расчета прочих элементов газового тракта и сводится к определению ее сопротивлений. Самотяга трубы подсчитывается отдельно совместно с самотягой по всему газовому тракту.

Температура газов в дымовой трубе принимается равной температуре газов у дымососа. Охлаждение газов в трубе не учитывается.

Если задана только высота трубы, а диаметр не задан, то внутренний диаметр трубы на выходе определяется по формуле

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{тр}}}{\pi \cdot W_{\text{эк}}}}, \text{ м},$$

где  $V_{\text{тр}}$  – расход газов через трубу, определяемый для случая работы всех подключенных к трубе котлов при номинальной нагрузке их,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $W_{\text{эк}}$  – скорость газов на выходе из трубы,  $\text{м}/\text{с}$ , принимаемая согласно рис.22, с. 192.

Окончательная скорость  $W$  уточняется по принятому диаметру трубы (рис. 28, с. 195).

Сопротивление дымовой трубы складывается из величины сопротивления трения и потери напора с выходной скоростью.

Сопротивление трения подсчитывается по приближенной формуле с учетом коничности трубы при принятом как для кирпичных и бетонных, так и для железных труб значении коэффициента сопротивления трения  $\lambda = 0,03$

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{0,004}{i} \frac{W^2 \rho}{2}, \text{ Па},$$

где  $i$  - средний уклон внутренних стенок трубы, для расчета кирпичных и железобетонных труб принимается  $i = 0,02$ .

Потеря давления с выходной скоростью  $W$  рассчитывается с коэффициентом местного сопротивления выхода  $\xi_{\text{вых}} = 1,1$ .

Динамическое давление определяется, как и во всех прочих случаях, по графику рис. 16, с. 185.

Поправки на приведенный удельный вес газов и на давление вносятся в дальнейшем на сумму сопротивлений всего тракта, включая дымовую трубу.

### ***Самотяга***

Величина самотяги любого участка газового тракта, включая и дымовую трубу при искусственной тяге, при давлении на входе в котел до 1,1 ата вычисляется по формуле

$$h_c = \pm H \left( 1,2 - \rho^0 \frac{273}{273 + \vartheta} \right) \text{ г}, \text{ Па},$$

где  $H$  - расстояние по вертикали между серединами конечного и начального сечений данного участка тракта, м;  $\rho^0$  - плотность дымовых газов при 760 мм рт.ст. и 0 °С, кг/м<sup>3</sup>;  $\vartheta$  - средняя температура газового потока на данном участке, °С; 1,2 - плотность наружного воздуха при 760 мм рт.ст. и температуре 20 °С; при температуре, отличающейся от 20 °С более чем на 10 °С, подставляется соответствующее значение плотности воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

При направлении потока вверх самотяга положительна (знак плюс), вниз – отрицательна. В первом случае она уменьшает перепад полных напоров тракта, а во втором – увеличивает.

Величина самотяги на 1 м высоты  $h'_c$ , Па, при температуре наружного воздуха 20 °С непосредственно определяется по нижнему полю графика рис.23, с.192 в зависимости от объемной доли водяных

паров в дымовых газах  $\gamma_{\text{H}_2\text{O}}$  и температуры газов. Величина  $\gamma_{\text{H}_2\text{O}}$  при принятом избытке воздуха принимается из теплового расчета.

Для определения суммарной самотяги величина  $h'_c$  умножается на высоту  $H$ .

### ***Перепад полных давлений по тракту***

#### **Поправки к сопротивлению**

Как указывалось выше, все отдельные сопротивления газового тракта подсчитываются по плотности воздуха, поэтому при суммировании всех сопротивлений тракта необходимо внести поправку на разницу плотностей дымовых газов и воздуха. Одновременно должны вноситься поправки на запыленность дымовых газов и на давление.

*Поправка на разницу плотностей дымовых газов и сухого воздуха* при давлении 760 мм рт.ст. вносится к сумме сопротивлений всего тракта (без самотяги) в виде общего множителя  $M_p = \frac{\rho_0}{1,293}$ .

Величина  $M_p$  определяется по верхнему полю графика рис.23, с. 192.

При установке мокрых золоуловителей поправки на разницу плотностей вносятся отдельно для участков до и после золоуловителей.

*Поправка на запыленность дымовых газов* вносится только при значительной величине запыленности так же, как при тепловом расчете, а именно: при слоевом сжигании – только для сланцев, а при камерном сжигании – только в тех случаях, когда

$$a_{\text{ун}} A_{\text{пр}}^{\gamma} > 1,4 \quad (\% \cdot \text{кг}) / \text{МДж} \quad .$$

Поправка на запыленность вносится к сумме сопротивлений тракта от топки до золоуловителя (без самотяги) в виде общего множителя  $(1 + \mu_{\text{зл.ср}})$ , где  $\mu_{\text{зл.ср}}$  - средняя концентрация золовых частиц до золоуловителя. За золоуловителем запыленность газов не учитывается.

*Поправка на давление* вносится к сумме сопротивлений всего тракта (без самотяги) в виде общего множителя  $760/h_{\text{бар}}$ , где  $h_{\text{бар}}$  – среднее барометрическое давление (мм рт.ст.), которое в обычных случаях принимается в зависимости от высоты местности над уровнем моря. Если эта высота не превышает 200 м, понижение

барометрического давления не учитывается, т.е. принимается  $h_{\text{бар}} = 760$  мм рт.ст.

С учетом всех поправок суммарное сопротивление тракта при искусственной тяге и давлении на входе в котел не больше 0,11 МПа подсчитывается по формуле

$$\Delta H = \left[ \sum \Delta h_{\text{топка-зу}} (1 + \mu_{\text{зл.ср}}) + \sum \Delta h_{\text{зу-труба}} \right] M_{\rho} \frac{760}{h_{\text{бар}}}, \text{ Па.}$$

При установке мокрых золоуловителей поправки на разницу приведенных плотностей вносятся на каждое слагаемое отдельно.

При давлении на входе в котел больше 0,11 МПа вместо поправки  $760/h_{\text{бар}}$  вводится  $P_1/P_{\text{ср}}$ .

### Поправка к самотяге

При искусственной тяге никакие поправки к самотяге не требуются, и самотяга, подсчитанная ранее для отдельных участков тракта, алгебраически суммируется по всем этим участкам, причем самотяга дымовой трубы, как указывалось выше, включается в самотягу газопроводов.

При естественной тяге вносится поправка лишь на барометрическое давление, причем вид ее противоположен аналогичной поправке к сопротивлениям. Эта поправка относится к алгебраической сумме самотяги по всему тракту в виде общего множителя  $760/h_{\text{бар}}$ , в результате чего суммарная самотяга тракта равна

$$H_{\text{с}} = \sum h_{\text{с}} \frac{h_{\text{бар}}}{760}, \text{ Па.}$$

В этом случае, как указывалось выше, самотяга дымовой трубы подсчитывается не совместно со всем газовым трактом, а в конце расчета.

### Перепад полных давлений

Перепад полных давлений по газовому тракту подсчитывается при уравновешенной тяге по формуле

$$\Delta H_{\text{п}} = h''_{\text{т}} + \Delta H - H_{\text{с}}, \text{ Па,}$$

где  $h''_{\text{т}}$  - разрежение на выходе из топки (перед первым пучком, а при его отсутствии – перед перегревателем), необходимое для предотвращения выбивания газов, Па, обычно принимаемое

$h''_T = 20$  Па;  $\Delta H$  – суммарное сопротивление газового тракта, включающее необходимые поправки (на запыленность, плотность дымовых газов и давление);  $H_c$  – суммарная самотяга газового тракта, Па.

При наличии на выходе из топки разреженного фестона с числом рядов труб  $Z_2 \leq 5$  при скорости газов  $W \leq 10$  м/с или ширмовой поверхности их сопротивлением и самотягой следует пренебречь, величину  $h''_T$  относят к сечению перед последующей конвективной поверхностью. Поскольку выше указывалось, что сопротивление и самотяга продольно обтекаемого участка первого котельного пучка в вертикально-водотрубных котлах не учитываются, величину  $h''_T$  в этих котлах относят к входу в поперечно обтекаемый участок.

Подсчитанный перепад полных давлений по газовому тракту необходим для выбора дымососа при искусственной тяге или для расчета высоты дымовой трубы при естественной тяге.

### 3. Расчет воздушного тракта

Расчет воздушного тракта, как и газового, ведется на номинальную нагрузку котлоагрегата. Все исходные данные: температура воздуха, живое сечение и средняя скорость воздуха в воздухоподогревателе и т.п. принимаются из теплового расчета.

Поправка на давление вносится в конце расчета к сумме сопротивлений всего тракта. Самотяга по тракту подсчитывается также отдельно.

#### *Воздухопровод холодного воздуха*

Температура холодного воздуха  $t_{хв}$ , засасываемого дутьевым вентилятором из котельной, при расчете типовых конструкций принимается обычно равной 30 °С.

Количество холодного воздуха, засасываемого дутьевым вентилятором, определяется по формуле

$$V_{хв} = B_p V_B^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{вп}) \frac{t_{хв} + 273}{273}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где  $\alpha_T$  - коэффициент избытка воздуха в топке;  $\Delta \alpha_T$  и  $\Delta \alpha_{пл}$  - присосы воздуха в топке в системе пылеприготовления;  $\Delta \alpha_{вп}$  - относительная утечка воздуха в воздухоподогревателе, принимаемая равной присосу в нем по газовой стороне.

При регуляции части горячего воздуха в воздухоподогревателе, без специального вентилятора для рециркуляции, расход воздуха через вентилятор с учетом рециркуляции рассчитывается по формуле

$$V_{хв} = V_p V_B^0 (\alpha_T - \Delta \alpha_T - \Delta \alpha_{пл} + \Delta \alpha_{вп} + \beta_{рц}) \frac{\vartheta'_{вп} + 273}{273}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $\beta_{рц}$  - относительное количество рециркулирующего горячего воздуха, определяемое в тепловом расчете воздухоподогревателя;  $\vartheta'_{вп}$  - температура подогретого в результате рециркуляции воздуха, °С.

На этот расход воздуха рассчитывается воздухопровод от вентилятора до воздухоподогревателя и участок всасывающего воздухопровода после ввода рециркулирующего воздуха. Остальная часть всасывающего воздухопровода рассчитывается на расход холодного воздуха.

Расчет воздухопроводов, как и газопроводов, сводится в основном к определению местных сопротивлений. Сопротивление трения при скоростях холодного воздуха меньше 10 м/с может не учитываться. При скоростях холодного воздуха 10-20 м/с сопротивление трения учитывается приближенно: подсчитывается сопротивление трения одного-двух наиболее длинных участков постоянного сечения, и полученная величина умножается на отношение суммарной длины воздухопровода к длине рассчитанного участка.

Воздух, как правило, омывает трубы воздухоподогревателя снаружи. По характеру омывания труб воздухом различаются два типа трубчатых воздухоподогревателей: с поперечным омыванием труб и поворотами воздуха вне пучка (в основном применяемые в отечественных конструкциях) и со смешанным омыванием труб и поворотами воздуха внутри пучка.

Средние скорости воздуха и температура потока принимаются при расчете сопротивлений воздухоподогревателя из теплового расчета.

Сопротивление поворота в перепускном коробе, в том числе и во внутреннем коробе двухпоточного воздухоподогревателя,

определяется по обычной формуле для местных сопротивлений с коэффициентами местного сопротивления:

- при повороте на  $180^\circ$   $\xi = 3,5$ ;
- при повороте на  $90^\circ$   $\xi = 0,9$ .

Сопротивление поворота на  $180^\circ$  в составном коробе при расстоянии между входным и выходным сечениями поворота  $a \geq 0,5h$ , где  $h$  – высота хода, принимается равным сумме сопротивлений двух поворотов на  $90^\circ$ .

Расчетное сечение поворота на  $180^\circ$  для определения скорости подсчитывается как среднее из трех сечений: на входе, в середине поворота (поперечное сечение короба) и на выходе; поворот на  $90^\circ$  рассчитывается по средней из двух скоростей. Сечения входа и выхода принимаются по полной величине их без учета загромождения трубами, т.е. прямо по размерам короба. Сопротивление одного поворота умножается на количество их.

Поправочный коэффициент к суммарному сопротивлению по воздушной стороне трубчатого воздухоподогревателя принимается  $k = 1,05$ .

### ***Воздухопровод горячего воздуха***

Температура горячего воздуха  $\vartheta_{ГВ}$  принимается непосредственно из теплового расчета.

Расход горячего воздуха определяется в соответствии с тепловым расчетом по формуле

$$V_{ГВ} = V_p V_B^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}) \frac{\vartheta_{ГВ} + 273}{273}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

На этот расход рассчитывается воздухопровод от воздухоподогревателя до топочного устройства или до места отвода части горячего воздуха в систему пылеприготовления. Количество воздуха, отводимого в пылеприготовительную систему, определяется по данным расчета последней. Остальная часть тракта рассчитывается в этом случае на остаточный расход горячего воздуха (расход вторичного воздуха).

Сопротивление участка от смесителей пыли до выхода в топку рассчитывается согласно указаниям «Норм расчета и проектирования пылеприготовительных установок».

При рециркуляции части горячего воздуха в воздухоподогревателе, с отбором воздуха из воздухопровода от

воздухоподогревателя до места отбора рециркулирующего воздуха, воздухопровод рассчитывается на увеличенный расход воздуха, а именно

$$V_{\text{ГВ}} + V_{\text{рц}} , \text{ м}^3/\text{с} ,$$

$$\text{где } V_{\text{рц}} = B_p \beta_{\text{рц}} V_{\text{в}}^0 \frac{\vartheta_{\text{ГВ}} + 273}{273} , \text{ м}^3/\text{с} .$$

Расчет сопротивлений воздухопровода горячего воздуха ведется в соответствии со всеми упрощениями, указанными для расчета газопроводов при искусственной тяге.

### ***Топочные устройства***

Расчетная величина полного давления воздуха, необходимого для преодоления сопротивления топочного устройства, принимается равной:

а) при факельном сжигании в тех случаях, когда сопротивление тракта первичного воздуха преодолевается за счет мельничного вентилятора или самовентиляции мельницы – затрате давления на преодоление сопротивлений, возникающих при прохождении вторичного воздуха через горелку, сопла или шлицы, включая потерю динамического давления при выходе воздуха в топку. В тех случаях, когда сопротивление тракта первичного воздуха преодолевается за счет давления дутьевого вентилятора (схема с подачей пыли горячим воздухом, котлы с наддувом и т.п.), и общая потеря давления в этом тракте больше, чем в тракте вторичного воздуха, величина сопротивления топочного устройства определяется по указаниям «Норм расчета и проектирования пылеприготовительных установок». При установке в тракте первичного воздуха вентиляторов горячего дутья (ВГД) расчет потери давления в их тракте на участке до смесителей пыли ведется по приведенным выше указаниям, а на участке от смесителей до топки по указаниям «Норм расчета и проектирования пылеприготовительных установок»;

б) при слоевом сжигании – сопротивлению зонных коробов решетки и лежащего на решетке слоя топлива.

Сопротивление горелки (сопел или шлиц) по вторичному воздуху, включая потерю с выходной скоростью, выражается формулой

$$\Delta h_{\text{гор}} = \xi \frac{W_2^2 \rho}{2}, \text{ Па},$$

где  $\xi$  - коэффициент сопротивления горелки, принимаемый в зависимости от типа горелки: для прямооточных горелок и сопел острого дутья (а также для шлиц вторичного воздуха шахтно-мельничных топок)  $\xi = 1,5$ , для прямооточно-вихревых  $\xi = 2,5$ , для вихревых  $\xi = 3 - 6,3$ ;  $W_2$  - скорость вторичного воздуха на выходе из горелки или шлиц

$$W_2 = \frac{V_2}{F_2}, \text{ м/с},$$

где  $V_2$  - объем вторичного воздуха, подаваемого через одну горелку,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $F_2$  - выходное сечение горелки (сопел или шлиц) по вторичному воздуху,  $\text{м}^2$ .

Динамическое давление, определяется по графику рис.16, с. 185.

Для определения сопротивления слоя топлива на решетке при слоевом сжигании следует пользоваться экспериментально установленными значениями давления воздуха под решеткой, отнесенными к номинальной нагрузке котла.

Указанные значения представляют собой только сопротивление слоя топлива вместе с колосниковым полотном; поэтому сопротивление всех воздухораспределительных органов (подводов к зонам и т.д.) определяется при расчете воздухопроводов.

### **Самотяга**

Самотяга любого участка воздушного тракта подсчитывается по формуле

$$h_c = \pm H \left( 1,2 - \frac{352}{273 + \vartheta_{\text{пот}}} \right) g, \text{ Па}.$$

При расчетной температуре наружного воздуха, не равной  $20^\circ\text{C}$ , вместо величины 1,2 подставляется соответствующее значение плотности воздуха при 760 мм рт.ст.

Величина самотяги на 1 м высоты определяется по графику рис.23, с. 192.

Самотяга воздушного тракта подсчитывается только для двух участков. *Первый участок* – воздухоподогреватель, для которого расчетная высота принимается равной разности отметок ввода

воздухопровода холодного воздуха и вывода воздухопровода горячего воздуха. *Второй участок* – весь воздухопровод горячего воздуха. Его расчетная высота принимается равной разности отметок входа горячего воздуха из воздухоподогревателя и входа в топку (по оси горелок или поверхности полотна решетки).

### ***Перепад полных давлений по тракту***

#### Поправка к сопротивлениям

При суммировании всех отдельных сопротивлений воздушного тракта вносится лишь одна поправка на давление. Эта поправка, как и для газового тракта, вносится к сумме сопротивлений всего тракта (без самотяги) в виде общего множителя  $760/h_{\text{бар}}$ . Барометрическое давление при отсутствии специального задания принимается в зависимости от высоты местности над уровнем моря. Если эта высота не превышает 200 м, поправка не вносится. т.е. принимается  $h_{\text{бар}} = 760$  мм рт.ст.

Таким образом, суммарное сопротивление воздушного тракта выражается формулой

$$\Delta H = \Sigma \Delta h \frac{760}{h_{\text{бар}}}, \text{ Па} .$$

#### Перепад полных давлений

Для воздушного тракта самотяга учитывается без всяких поправок. Перепад полных давлений в воздушном тракте (при уравновешенной тяге) определяется по формуле

$$\Delta H_{\text{п}} = \Delta H - h_{\text{с}} - h'_{\text{т}}, \text{ Па} ,$$

где  $h'_{\text{т}}$  - разрежение в топке на уровне ввода воздуха, Па.

Величина  $h'_{\text{т}}$  обычно больше разрежения на выходе из топки  $h''_{\text{т}}$ , принимаемого в расчете газового тракта на величину самотяги в топке, и определяется по приближенной формуле

$$h'_{\text{т}} = h''_{\text{т}} + 9,5 H_1, \text{ Па} ,$$

где  $H_1$  - расстояние по вертикали между центрами сечений выхода газов из топки и ввода воздуха в топку, м.

## 4. Выбор дымососов и вентиляторов

### Основные положения

После определения расчетных величин расхода газов или воздуха и сопротивления тракта (по перепаду полных давлений) при номинальной нагрузке котла выбор вентилятора или дымососа сводится к подбору машины, обеспечивающей с соответствующими запасами требуемые производительность и давление и потребляющей при принятом способе регулирования наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Основными параметрами вентиляторов и дымососов являются их производительность и полное давление.

Как указано выше, расчет тракта ведется на номинальную нагрузку котла. Для определения расчетного режима, учитывающего различные эксплуатационные отклонения от расчетных условий, а также регламентированные отклонения гарантийных данных заводоизготовителей вентиляторов и дымососов принимаются коэффициенты запаса.

Коэффициенты запаса для дымососов и вентиляторов принимается по производительности  $\beta_1=1,05$ , по давлению  $\beta_2=1,1$ .

Расход газов определяется

$$V_{\Gamma} = B_p \left( V_{\Gamma, \text{впл}} + \Delta\alpha_{\Gamma} V_{\text{в}}^0 \right) \frac{\vartheta_{\text{д}} + 273}{273}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $V_{\Gamma}$  – объем газов за воздухоподогревателем, м<sup>3</sup>/кг;  $\Delta\alpha_{\Gamma}$  – присосы воздуха в газопровод за воздухоподогревателем;  $V_{\text{в}}^0$  – теоретический объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг;  $\vartheta_{\text{д}}$  – температура газов перед дымососом, °С.

Расход воздуха определяется

$$V_{\text{в}} = B_p \left( \alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{пл}} + \Delta\alpha_{\text{впл}} + \beta_{\text{рц}} \right) V_{\text{в}}^0 \frac{\vartheta'_{\text{впл}} + 273}{273}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Таким образом, расчетная производительность машины определяется по формуле

$$Q_p = \beta_1 V \frac{760}{h_{\text{бар}}}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $V$  - расход газов или воздуха при номинальной нагрузке котла,  $\text{м}^3/\text{с}$ ; при двухкорпусных (двухпоточных) котлах с несимметричной нагрузкой величина  $V$  принимается с учетом имеющейся неравномерности работы корпусов по топливу согласно тепловому расчету;  $h_{\text{бар}}$  - барометрическое давление, мм рт.ст.

Расчетное полное давление машины определяется по формуле

$$H_p = \beta_2 \Delta H_{\text{п}} , \text{ Па} ,$$

где  $\Delta H_{\text{п}}$  - перепад полных давлений в тракте при номинальной нагрузке котла.

Чтобы определить, удовлетворяет ли данная машина требуемым значениям  $Q_p$  и  $H_p$ , необходимо предварительно привести  $H_p$  к тем условиям (плотность перемещаемой среды), для которых заводом-изготовителем дается характеристика машины по формуле

$$H_p^{\text{пр}} = K_{\rho} H_p , \text{ Па} ;$$

$$K_{\rho} = \frac{1,293}{\rho_0} \cdot \frac{T}{T_{\text{зав}}} \cdot \frac{760}{h_{\text{бар}}} ,$$

где  $\rho_0$  - плотность перемещаемых газов,  $\text{кг}/\text{м}^3$ , при  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $760\text{ мм рт.ст.}$  определяется по верхнему полю графика рис. 23, с. 192;  $T$  - абсолютная температура воздуха или газов у дымососа или вентилятора (при номинальной нагрузке котла);  $T_{\text{зав}}$  - абсолютная температура воздуха или газов по заводской характеристике машины,  $\text{K}$ .

Вследствие ограниченного количества типоразмеров вентиляторов и дымососов, выпускаемых заводами, как правило, не удастся подобрать машину с характеристикой  $Q - H$ , проходящей через точку приведенного расчетного режима тракта  $(Q_p - H_p^{\text{пр}})$ . В этом случае необходимо, чтобы кривая  $Q - H$  выбранной машины проходила выше этой точки, но по возможности ближе к ней, во избежание дополнительных потерь мощности на регулирование.

Этому условию могут удовлетворять несколько разнотипных машин. Следует учитывать, что в эксплуатационных условиях машина обычно работает значительную часть времени на расходах, меньших чем расчетный, по которому выбирается вентилятор. С этим неизбежно связаны потери мощности на регулирование. Поэтому необходимо провести сравнение возможных вариантов машин и

способов их регулирования во всем диапазоне нагрузок котла и выбрать из них экономически наиболее выгодный. Для правильного решения этой задачи следует иметь годовой график нагрузки котельной установки или определить ту нагрузку, при которой котел будет наиболее длительно эксплуатироваться, и решать задачу применительно к этой нагрузке.

При выборе дымососа, работающего на дымовых газах твердых топлив, следует по условиям уменьшения износа выбирать рабочее число оборотов дымососа не выше 740 об/мин при  $Q_p \geq 21$  м/с и не выше 980 об/мин для малых машин с  $Q_p < 21$  м/с.

Сводные графики рабочих зон характеристик Q-H серийных машин типа 0,55-40-1 одностороннего всасывания приведены на графиках рис. 24, 26, с. 193, 194. Машин одно- и двухстороннего всасывания типа 0,62-40 на рис. 25, с. 194. Заводские характеристики указаны в табл. 21, с. 168 и табл. 22, с. 169.

### *Регулирование*

При выключенном регулировании мощность, потребляемая вентилятором или дымососом на валу машины при данном режиме работы (Q – H), выражается формулой

$$N = \frac{0,1 QH}{\eta} , \text{ кВт} ,$$

где  $\eta$  - коэффициент полезного действия машины по полному давлению на данном режиме, %.

Значения  $\eta$  указываются заводами-изготовителями в виде характеристики Q- $\eta$  при данном числе оборотов. При отличающемся от принятой заводом плотности перемещаемой среды значение  $\eta$  определяется по заводской характеристике для того же значения производительности Q, что и при расчетных условиях, но давление машины будет отличаться от давления по заводской характеристике Q-H; поэтому мощность машины, потребляемая в расчетных условиях, определяется по формуле

$$N = \frac{0,1 QH_{\text{зав}}}{\eta K_p} = \frac{N_{\text{зав}}}{K_p} , \text{ кВт} ,$$

где  $H_{\text{зав}}$  (Па) и  $N_{\text{зав}}$  (кВт) - значения полного давления и мощности машины по заводским характеристикам Q – H и Q – N при данном значении Q, м<sup>3</sup>/с;  $K_p$  – поправка на отклонение плотности.

При уменьшенной за счет регулирования подаче машины в данном тракте потребляемая машиной мощность зависит от способа и глубины регулирования.

Эксплуатационная экономичность вентилятора и дымососа характеризуется величиной эксплуатационного КПД

$$\eta_{\text{э}} = \frac{0,1 Q \Delta H_{\text{п}}}{N}, \%,$$

где  $\Delta H_{\text{п}}$  (Па) - перепад полных давлений в тракте при данной производительности  $Q$ , м<sup>3</sup>/с;  $N$  – мощность на валу вентилятора, зависящая от глубины и способа регулирования и типа выбранной машины, кВт.

При регулировании направляющим аппаратом на всесе потребляемая мощность на валу машины определяется производительностью и полным давлением, соответствующими расходу и перепаду полных давлений в тракте. При этом возникают дополнительные потери в самой машине, зависящие от угла открытия поворотных лопаток и вызывающие снижение КПД машины.

Величина этого снижения зависит от типа машины, типа направляющего аппарата, глубины регулирования, а также от положения исходного режима на характеристике машины. Однако это снижение КПД машины перекрывается выигрышем мощности, получаемым за счет уменьшения давления, создаваемого машиной, до величины сопротивления тракта.

Благодаря простоте конструкции и обслуживания при относительно высокой экономичности, регулирование направляющим аппаратом является наиболее распространенным способом регулирования.

Мощность на валу машины с направляющим аппаратом при полном его открытии определяется по обычной формуле. Следует учитывать, что характеристика машины с направляющим аппаратом при полном его открытии как по давлению, так по мощности и по КПД может несколько отличаться от характеристики той же машины без направляющего аппарата. Поэтому при применении направляющего аппарата следует пользоваться данными, относящимися к машине с направляющим аппаратом.

При всех прочих режимах мощность на валу машины определяется по формуле

$$N = \frac{0,1 Q \Delta H_{\text{п}}}{\eta_{\text{э}}}, \text{ кВт},$$

где  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ),  $\Delta H_{\text{п}}$  (Па),  $\eta_{\text{э}}$  (%) - расход, перепад полных давлений в тракте и эксплуатационный КПД вентилятора на данном режиме.

Эксплуатационный КПД при регулировании направляющим аппаратом

$$\eta_{\text{э}} = \eta_{\text{рег}} \eta_{\text{исх}} \text{ , \% ,}$$

где  $\eta_{\text{рег}}$  - КПД регулирования, зависящий от глубины регулирования, типа машины и направляющего аппарата, а также от положения исходного режима на характеристике машины, т.е. от тракта.

Зависимости КПД регулирования от глубины регулирования  $\eta_{\text{рег}} = f(Q/Q_{\text{исх}})$  для аэродинамических схем вентиляторов и дымососов, применяемых в энергетике, при регулировании направляющими аппаратами осевого и упрощенного типа приведены на графике рис. 27, с. 195. Этот график построен для тракта, зависимость сопротивления которого от расхода подчиняется квадратичному закону при условии совпадения исходного режима с оптимальным.

### ***Мощность электродвигателя***

Установленная мощность электродвигателя определяется по формуле

$$N_{\text{эл}} = \beta_3 \frac{1}{K_p} \frac{0,1 Q_p H_p^{\text{пр}}}{\eta_{\text{э}}} \text{ , кВт ,}$$

где  $\beta_3$  - коэффициент запаса мощности электродвигателя, принимаемый во всех случаях, кроме случаев установки гидромуфты, равным 1,1; при установке гидромуфты или других устройств, обеспечивающих плавное увеличение числа оборотов при пуске,  $\beta_3 = 1,0$ ;  $Q_p$  - производительность машины при расчетном режиме,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $H_p^{\text{пр}}$  - приведенное полное давление машины, Па;  $\eta_{\text{э}}$  - эксплуатационный КПД машины при расчетном режиме в зависимости от принятого способа регулирования, %.

По подсчитанной таким образом мощности подбирается по каталогам без каких-либо дополнительных запасов соответствующий электродвигатель (либо ближайший бóльший по мощности).

# **ПРИЛОЖЕНИЕ 1**

**Пример теплового и аэродинамического  
расчетов котельных установок**

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ**

**«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

---

**ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ**

Кафедра промышленной теплоэнергетики

**ТЕПЛОВОЙ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ  
РАСЧЕТЫ  
КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ**

**Выполнил**

**Проверил**

**Санкт-Петербург  
2018**

### ***Исходные данные для расчета:***

Тип котла - барабанный, с естественной циркуляцией.

Паропроизводительность  $D_{пе}$ , кг/с.

Давление перегретого пара  $P_{пе}$ , бар.

Температура перегретого пара  $t_{пе}$ , °С .

Состав топлива (выбирается по табл. 3, с.148):

- месторождение и марка топлива;
- влажность  $W_t^r$ , % ;
- зольность  $A^r$ , % ;
- сера колчеданная  $S_p^r$ , % ;
- сера органическая  $S_o^r$ , % ;
- углерод  $C^r$ , % ;
- водород  $H^r$ , % ;
- азот  $N^r$ , % ;
- кислород  $O^r$ , % ;
- низшая теплота сгорания  $Q_i^r$ , МДж/кг ;
- приведенная влажность  $W_{пр}^r$ , (% · кг)/МДж ;
- приведенная зольность  $A_{пр}^r$ , (% · кг)/МДж ;
- выход летучих на горючую массу  $V^{daf}$ , % .

Способ сжигания топлива - камерный, с твердым шлакоудалением.

Температура питательной воды после регенеративного подогрева  $t_{пв}$ , °С.

Непрерывная продувка  $p$ , % .

Доля рециркуляции газов в топку - отсутствует.

Температура уходящих газов,  $\vartheta_{ух}$ , °С (выбирается по табл. 5, с.154).

Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель  $\vartheta'_в$ , °С (см. с. 11).

Температура горячего воздуха после воздухоподогревателя  $\vartheta_{гв}$ , °С (выбирается по табл. 6, с.154).

Компоновка конвективных поверхностей нагрева выбирается: одноступенчатая или двухступенчатая.

Тип углеразмольной мельницы (см. с.9).

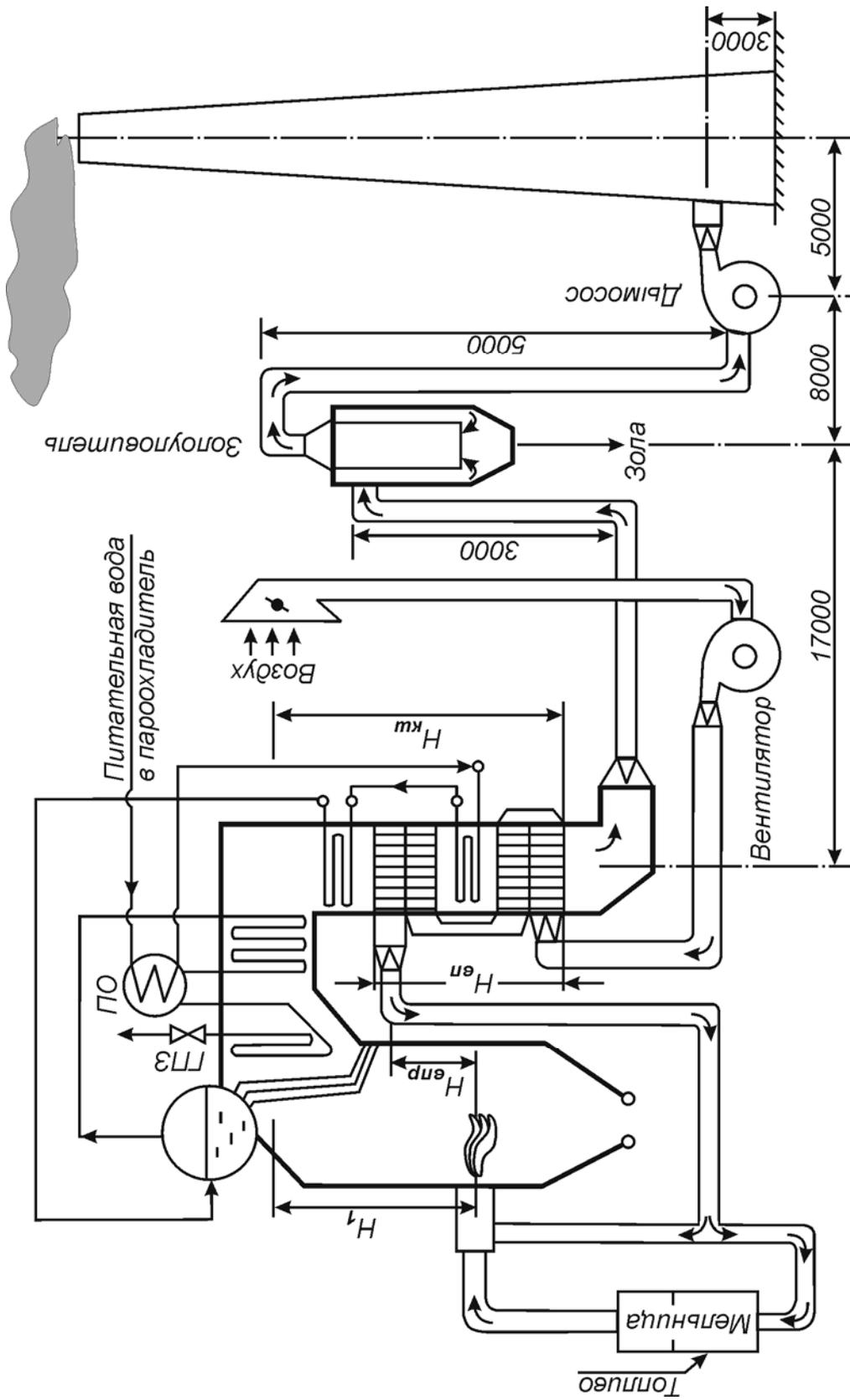


Рис. П1-1. Компоновка котельной установки

## Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания

*Коэффициенты избытка воздуха по газоходам котлоагрегата (величина присосов  $\Delta\alpha$  выбирается по табл. 7, с.155)*

Топка на выходе (табл. 8, с.156)	$\alpha_T$
Фестон	$\alpha_\phi = \alpha_T$
Пароперегреватель	$\alpha_{пе} = \alpha_T + \Delta\alpha_{пе}$
2-я ступень водяного экономайзера	$\alpha_{вэ2} = \alpha_{пе} + \Delta\alpha_{вэ}$
2-я ступень воздухоподогревателя	$\alpha_{вп2} = \alpha_{вэ2} + \Delta\alpha_{вп}$
1-я ступень водяного экономайзера	$\alpha_{вэ1} = \alpha_{вп2} + \Delta\alpha_{вэ}$
1-я ступень воздухоподогревателя	$\alpha_{вп1} = \alpha_{вэ1} + \Delta\alpha_{вп}$

### *Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания*

1. Теоретически необходимое количество воздуха

$$V_B^0 = 0,0889(C^r + 0,375S_{p+o}^r) + 0,265H^r - 0,0333O^r, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2. Теоретический объем азота

$$V_{N_2}^0 = 0,79 V_B^0 + 0,008 N^r, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

3. Объем трехатомных газов

$$V_{RO_2} = 0,01866(C^r + 0,375S_{p+o}^r), \text{ м}^3/\text{кг}.$$

4. Теоретический объем водяных паров

$$V_{H_2O}^0 = 0,111H^r + 0,0124W_t^r + 0,0161V_B^0, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

5. Теоретический объем газов

$$V_\Gamma^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0.$$

6. Действительный объем водяных паров  $V_{H_2O}$  и дымовых газов  $V_\Gamma$ ; объемные доли: водяных паров -  $\Gamma_{H_2O}$ , трехатомных газов -  $\Gamma_{RO_2}$ , сумма водяных паров и трехатомных газов -  $\Gamma_\Pi$ ; концентрация золы в дымовых газах  $\mu_{зл}$  по газоходам котельного агрегата (топка, пароперегреватель, 2-я ступень водяного экономайзера, 2-я ступень

воздухоподогревателя, 1-я ступень водяного экономайзера, 1-я ступень воздухоподогревателя) рассчитываются по средним значениям коэффициента избытка воздуха  $\alpha_{\text{ср}}$  по формулам, приведенным в табл.1, с.146. Результаты расчетов сводятся в табл. 1.

### ***Расчет энтальпий продуктов сгорания***

Теоретические энтальпии газов и воздуха для сжигаемого топлива выбираем из табл. 4, с.150. Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха  $\alpha > 1$  рассчитывается по формуле

$$I_{\Gamma} = I_{\Gamma}^{\circ} + (\alpha - 1)I_{\text{В}}^{\circ}.$$

Результаты расчетов сводятся в табл. 2, с.147.

### **Тепловой баланс котлоагрегата**

1. Располагаемое тепло топлива. Для большинства видов достаточно сухих и малозольных топлив и газового топлива принимается

$$Q_{\text{p}} = Q_{\text{i}}^{\text{r}}, \text{ кДж/кг}.$$

2. Температура уходящих газов  $\vartheta_{\text{yx}}$ , °С (по заданию).
3. Энтальпия уходящих газов  $I_{\text{yx}}$ , кДж/кг (табл. 2).
4. Температура холодного воздуха (принимаем)  $t_{\text{хв}}=30$  °С .
5. Энтальпия холодного воздуха  $I_{\text{хв}}^{\circ}$ , кДж/кг (табл. 2).
6. Потери тепла от химического недожога  $q_3$ , % (табл. 8, с.156).
7. Потери тепла от механического недожога  $q_4$ , % (табл. 8).
8. Потери тепла с уходящими газами

$$q_2 = \frac{(I_{\text{yx}} - \alpha_{\text{вп}} I_{\text{хв}}^{\circ})(100 - q_4)}{Q_{\text{p}}}, \text{ \%}.$$

9. Потери тепла от наружного охлаждения  $q_5$ , % (рис. 5, с.173).
10. Потери с теплом шлака  $q_6 = 0$   
(учитываются при  $A^{\text{r}} > 2,5 Q_{\text{p}}$ , где  $Q_{\text{p}}$  [МДж/кг]).
11. Сумма тепловых потерь

$$\Sigma q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \text{ \%}.$$

12. КПД котлоагрегата «брутто»  $\eta_{ка} = 100 - \Sigma q$  , % .

13. Коэффициент сохранения тепла

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{ка} + q_5} .$$

14. Температура перегретого пара  $t_{пе}$  , °С (по заданию).

15. Давление перегретого пара  $P_{пе}$  , МПа (по заданию).

16. Теплосодержание перегретого пара  $i_{пе}$  , кДж/кг (табл. 11, с.160).

17. Температура питательной воды  $t_{пв}$  , °С (по заданию).

18. Энтальпия питательной воды  $i_{пв}$  , кДж/кг

(табл. 10, с.158 при  $P_э=1,2P_{пе}$ ).

19. Энтальпия продувочной воды  $i_{кип}$  , кДж/кг

(табл. 9, с.157 при  $P_б=1,1P_{пе}$ ).

20. Непрерывная продувка

$$D_{пр} = 0,01p D_{пе} , \text{ кг/с} ,$$

где  $p$  - процент продувки (по заданию).

21. Полезно использованное тепло

$$Q_{ка} = D_{пе} (i_{пе} - i_{пв}) + D_{пр} (i_{кип} - i_{пв}) , \text{ кВт} .$$

22. Полный расход топлива

$$B = \frac{Q_{ка}}{Q_p \eta_{ка}} 100 , \text{ кг/с} .$$

23. Расчетный расход топлива

$$B_p = \frac{B(100 - q_4)}{100} , \text{ кг/с} .$$

## Тепловой расчет котлоагрегата

### Топка

1. Диаметр экранных труб  $d$ , мм (по чертежу).
2. Шаг экранных труб  $s$ , мм (по чертежу).
3. Суммарная поверхность топочной камеры (рис. П1-2, с.100)

$$F_{ст} = F_{ф} + 2F_{б} + F_{з}, \text{ м}^2.$$

4. Неэкранированная поверхность стен, занятая горелками  $F_{гор}$ ,  $\text{м}^2$  (из чертежа).
5. Поверхность стен топки, занятая экранами,

$$F_{экр} = F_{ст} - F_{фест} - F_{гор}, \text{ м}^2.$$

6. Угловой коэффициент гладкотрубных экранов

$$\chi_{э} = 1 - 0,2 \left( \frac{s}{d} - 1 \right).$$

7. Лучевоспринимающая поверхность экранов

$$H_{лэ} = \chi_{э} F_{экр}, \text{ м}^2.$$

8. Угловой коэффициент фестона, для топки принимается  $\chi_{ф} = 1$ .

9. Лучевоспринимающая поверхность фестона

$$H_{лф} = \chi_{ф} F_{фест}, \text{ м}^2.$$

10. Суммарная лучевоспринимающая поверхность топки

$$H_{лт} = H_{лэ} + H_{лф}, \text{ м}^2.$$

11. Степень экранирования топки

$$\chi = \frac{H_{лт}}{F_{ст}}.$$

12. Объем топочной камеры

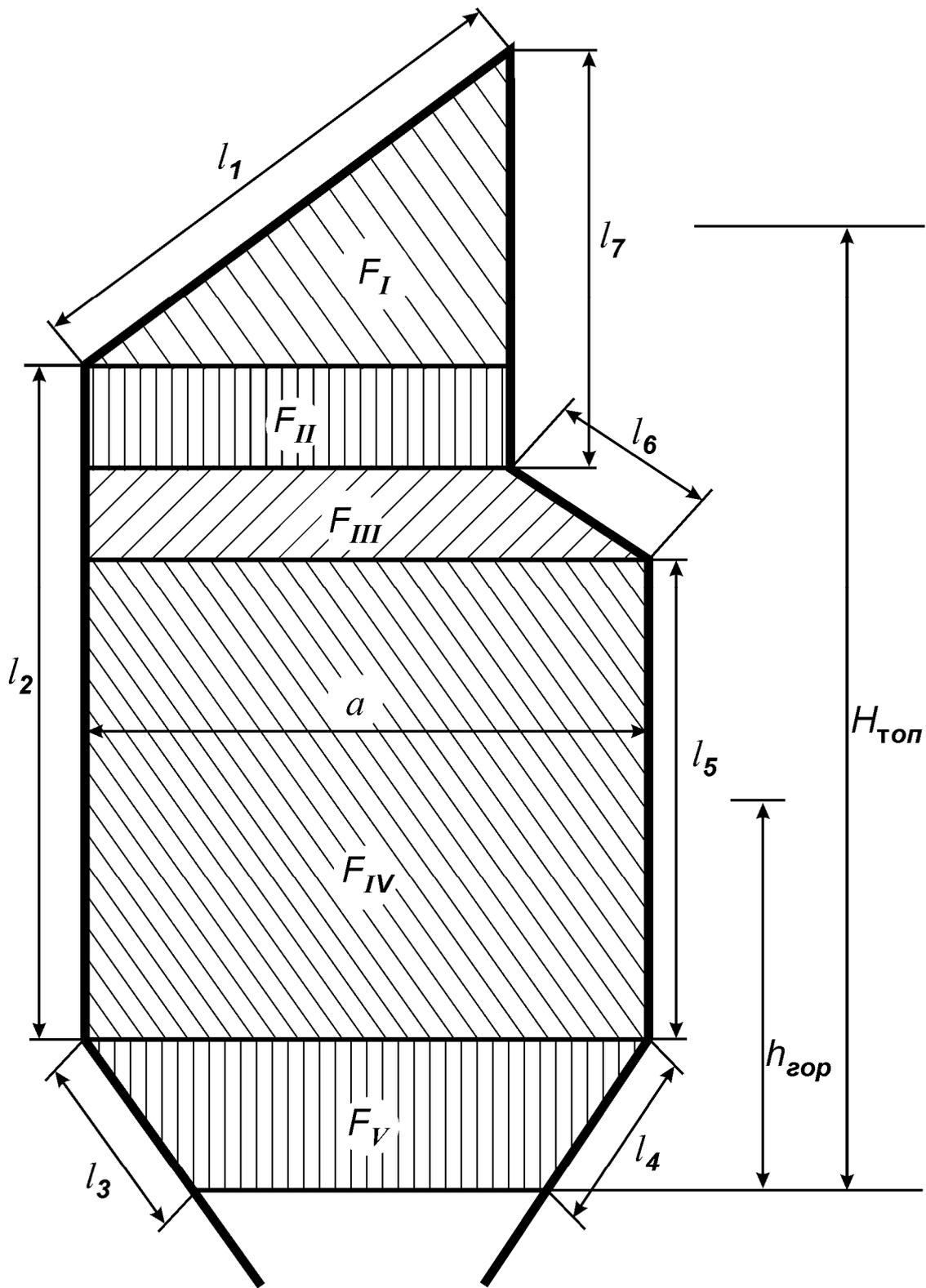
$$V_{т} = F_{б} \cdot b, \text{ м}^3.$$

13. Эффективная толщина излучающего слоя

$$S = \frac{3,6 V_{т}}{F_{ст}}, \text{ м}.$$

14. Присосы воздуха в систему пылеприготовления  $\Delta\alpha_{пл}$  (табл.7, с.155).

15. Температура горячего воздуха  $\vartheta_{гв}$ , °C (по заданию).



$$F_{\phi} = (l_1 + l_2 + l_3) \times b$$

$$F_3 = (l_4 + l_5 + l_6 + l_7) \times b$$

$$F_6 = F_I + F_{II} + F_{III} + F_{IV} + F_V$$

$$F_{\text{фест}} = (l_6 + l_7) \times b$$

*b* - ширина топки

Рис. П1-2. Эскиз топочной камеры

16. Энтальпия горячего воздуха  $I_{ГВ}^0$ , кДж/кг (табл. 2, с.147).

17. Тепло, вносимое воздухом в топку

$$Q_B = (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}) I_{ГВ}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) I_{ХВ}^0, \text{ кДж/кг},$$

где  $\Delta\alpha_T$  – присосы в топке (табл. 7, с.155).

18. Полезное тепловыделение в топке

$$Q_T = \frac{Q_p (100 - q_3 - q_4 - q_6)}{100 - q_4} + Q_B, \text{ кДж/кг}.$$

19. Адиабатная температура горения  $\vartheta_a$ , °С (табл. 2).

20. Относительное положение максимума температур (рис.П1-2, с.100)

$$X_T = \frac{h_T}{H_T}.$$

21. Коэффициент, учитывающий положение максимума температуры

$$M = 0,59 - 0,5 X_T;$$

$$M = 0,56 - 0,5 X_T \text{ (для углей А, ПА, Т)}.$$

22. Температура газов на выходе из топки  $\vartheta_T''$ , °С (принимается по табл. 12, с.163).

23. Энтальпия газов на выходе из топки  $I_T''$ , кДж/кг (табл. 2).

24. Объемная доля трехатомных газов и водяных паров  $r_{п}$  (табл.1, с.146).

25. Концентрация золовых частиц  $\mu_{зл}$  (табл. 1).

26. Суммарная поглощающая способность трехатомных газов

$$P_n S = r_{п} P S, \text{ (м}\cdot\text{МПа)},$$

где  $P = 0,1$  МПа – давление газов в топочной камере;  
 $S$  – эффективная толщина излучающего слоя, м.

27. Коэффициент поглощения лучей трехатомными газами (рис.3, с.172)

$$k_T, 1/(\text{м}\cdot\text{МПа}).$$

28. Коэффициент поглощения лучей золовыми частицами (рис. 3)

$$k_{зл}, 1/(\text{м}\cdot\text{МПа}).$$

29. Коэффициент поглощения лучей частицами кокса  $k_{\text{кокс}}$   
при камерном сжигании топлива:

- для углей марки А, ПА, Т :  $k_{\text{кокс}} = 1,0 [1/(\text{м}\cdot\text{МПа})]$ ;

- для каменных и бурых углей, торфа, сланцев

$$k_{\text{кокс}} = 0,5 [1/(\text{м}\cdot\text{МПа})].$$

30. Оптическая толщина

$$kPS = (k_{\Gamma} r_n + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} + k_{\text{кокс}}) PS .$$

31. Степень черноты факела  $a_{\phi}$  (рис. 2, с.171).

32. Условный коэффициент загрязнения экранов  $\xi$  (табл. 16, с.165).

33. Коэффициент тепловой эффективности экранов  $\psi = \xi \chi$  .

34. Степень черноты топочной камеры  $a_T$  (рис. 4, с.173).

35. Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания

$$(VC)_{\text{ср}} = \frac{Q_T - I_T''}{\vartheta_a - \vartheta_T''} , \quad \text{кДж/(кг} \cdot \text{ } ^\circ\text{C)} .$$

36. Действительная температура газов на выходе из топки

$$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{M \left( \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \psi F_{\text{ст}} a_T T_a^3}{\phi V_p (VC)_{\text{ср}}} \right)^{0,6} + 1} - 273 , \text{ } ^\circ\text{C} .$$

При расхождении температуры  $\vartheta_T''$  с ранее принятой более, чем на  $50 \text{ } ^\circ\text{C}$  необходимо повторить расчет с п.22, с.101, задавшись новым значением температуры.

37. Энтальпия газов на выходе из топки  $I_T''$ , кДж/кг (табл. 2, с.147).

38. Количество тепла, воспринятого в топке,

$$Q_T^{\text{л}} = \phi (Q_T - I_T'') , \quad \text{кДж/кг} .$$

39. Средняя тепловая нагрузка лучевоспринимающей поверхности

$$q_{\text{л}} = \frac{V_p Q_T^{\text{л}}}{H_{\text{лт}}} , \quad \text{кВт/м}^2 .$$

40. Теплонапряжение топочного объема

$$q_v = \frac{V_p Q_p}{V_T} , \quad \text{кВт/м}^3 .$$

## Фестон

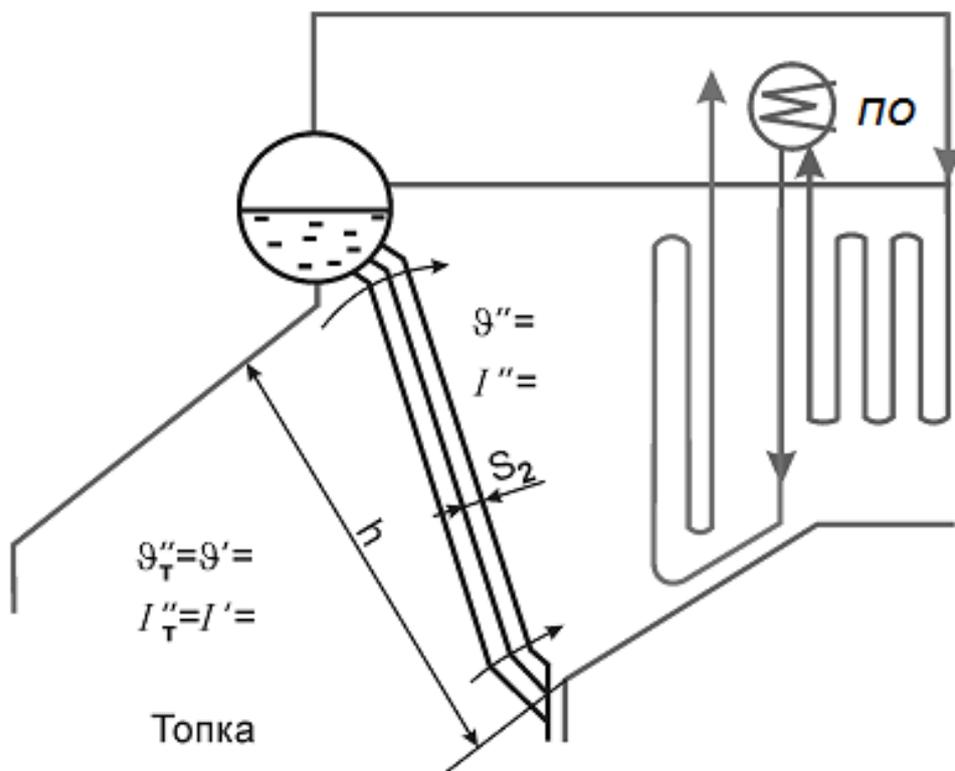


Рис. П1-3. Эскиз фестона

1. Диаметр труб  $d$ , мм (по чертежу).
2. Расположение труб - шахматное.
3. Число рядов труб  $Z$ , шт. (по чертежу).
4. Шаг труб (по чертежу):
  - поперечный  $s_1 = Zs$ , мм ( $s$  – шаг труб заднего экрана топки);
  - продольный  $s_2$ , мм.
5. Число труб в каждом ряду (по чертежу):
  - $n_1$ , шт.;
  - $n_2$ , шт.;
  - .
  - .
  - $n_n$ , шт.

6. Длина каждого ряда (по чертежу):

$$l_1, \text{ м};$$

$$l_2, \text{ м};$$

·

·

$$l_n, \text{ м}.$$

7. Поверхность нагрева фестона

$$H_{\phi} = \pi d (l_1 n_1 + l_2 n_2 + \dots + l_n n_n), \text{ м}^2 .$$

8. Живое сечение для прохода газов (среднее), где  $h$  - высота окна (по чертежу)

$$F_{\text{жс}} = F_{\text{ок}} - F_3 = h (b - n_1 d), \text{ м}^2 .$$

9. Относительные шаги:

$$\text{поперечный} \quad \sigma_1 = s_1/d ;$$

$$\text{продольный} \quad \sigma_2 = s_2/d .$$

10. Эффективная толщина излучающего слоя

$$S = 0,9 d \left( \frac{4 s_1 s_2}{\pi d^2} - 1 \right), \text{ м} .$$

11. Угловой коэффициент фестона  $\chi_{\phi}$  (рис.1, с.171).

12. Лучевоспринимающая поверхность фестона  $H_{\text{лф}}, \text{ м}^2$

$$H_{\text{лф}} = b l_{\text{ср}} \chi_{\phi} .$$

13. Расчетная поверхность нагрева

$$H_p = H_{\phi} - H_{\text{лф}}, \text{ м}^2 .$$

14. Температура газов перед фестоном  $\vartheta', \text{ }^{\circ}\text{C}$  (из расчета топки).

15. Энтальпия газов перед фестоном  $\Gamma', \text{ кДж/кг}$  (из расчета топки).

16. Температура газов за фестоном  $\vartheta'', \text{ }^{\circ}\text{C}$  (принимаем).

17. Энтальпия газов за фестоном  $\Gamma'', \text{ кДж/кг}$  (табл. 2, с.147).

18. Тепловосприятие фестона по балансу

$$Q_{\phi} = \varphi (\Gamma' - \Gamma''), \text{ кДж/кг} .$$

19. Температура кипения в барабане  $t_n, \text{ }^{\circ}\text{C}$  (табл. 9, с.157 при

$$P_{\phi} = 1,1 P_{\text{пе}}).$$

20. Средняя температура газов

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} .$$

21. Объем газов на 1 кг топлива  $V_{\Gamma}$ , м<sup>3</sup>/кг (табл. 1, с.146).

22. Объемная доля водяных паров  $r_{\text{H}_2\text{O}}$  (табл. 1).

23. Объемная доля трехатомных газов и водяных паров  $r_{\text{n}}$  (табл. 1).

24. Концентрация золовых частиц  $\mu_{\text{зл}}$  (табл. 1).

25. Скорость газов в фестоне

$$W_{\Gamma} = \frac{B_{\text{p}} V_{\Gamma} (\vartheta + 273)}{273 F_{\text{жс}}}, \text{ м/с} .$$

26. Коэффициент теплоотдачи конвекцией (рис. 6, с.174)

$$\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{н}} C_{\text{z}} C_{\text{s}} C_{\text{ф}}, \text{ Вт/м}^2\text{К} .$$

27. Суммарная поглощающая способность трехатомных газов

$$P_{\text{n}}S = r_{\text{n}}PS, \text{ м} \cdot \text{МПа} ,$$

где  $P = 0,1 \text{ МПа}$  - давление газа в газоходах.

28. Коэффициент поглощения лучей трехатомными газами (рис.3, с.172)

$$k_{\Gamma}, \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)} .$$

29. Коэффициент поглощения лучей золовыми частицами (рис. 3)

$$k_{\text{зл}}, \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)} .$$

30. Оптическая толщина

$$kPS = (k_{\Gamma} r_{\text{n}} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}})PS .$$

31. Степень черноты продуктов сгорания  $a$  (рис. 2, с.171).

32. Температура загрязненной стенки трубы  
(принимается на 80 °С выше температуры кипения)

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{н}} + 80, \text{ } ^\circ\text{C} .$$

33. Коэффициент теплоотдачи излучением (рис. 9, с.179)

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

34. Коэффициент тепловой эффективности  $\Psi$  (рис. 14, с.183).

35. Коэффициент теплопередачи

$$k = \psi (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}), \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} .$$

36. Средний температурный напор  $\Delta t = \vartheta - t_{\text{н}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

37. Тепловосприятие фесто́на

$$Q_{\text{T}} = \frac{k N_{\text{p}} \Delta t \cdot 10^{-3}}{B_{\text{p}}}, \text{ кДж/кг}.$$

38. Невязка

$$\left| \frac{Q_{\text{б}} - Q_{\text{T}}}{Q_{\text{б}}} \right| 100, \text{ \%}.$$

**Если невязка баланса  $> 5\%$ , необходимо уточнить температуру газов за фесто́ном.**

39. Энтальпия газов за фесто́ном

$$I'' = I' - \frac{Q_{\text{T}}}{\varphi}, \text{ кДж/кг}.$$

40. Температура газов за фесто́ном  $\vartheta''$ ,  $^{\circ}\text{C}$  (табл. 2, с.147).

По уточненному значению температуры газов за фесто́ном  $\vartheta''$  необходимо провести расчет заново, начиная с п.16, с.104.

### ***Пароперегреватель***

1. Температура газов на входе в пароперегреватель  $\vartheta'$ ,  $^{\circ}\text{C}$   
(из расчета фесто́на).

2. Теплосодержание газов на входе  $I'$ , кДж/кг (из расчета фесто́на).

3. Температура насыщенного пара на входе в пароперегреватель  
 $t' = t_{\text{н}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$  (табл. 9, с.157 при  $P_{\text{б}} = 1,1P_{\text{пе}}$ ).

4. Теплосодержание насыщенного пара на входе в пароперегреватель  
 $i' = i_{\text{нп}}, \text{ кДж/кг}$  (табл. 9).

5. Температура пара за пароперегревателем  $t'' = t_{\text{пе}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$  (по заданию).

6. Теплосодержание перегретого пара на выходе из пароперегревателя  $i'' = i_{\text{пе}}, \text{ кДж/кг}$  (табл. 11, с.160 по давлению  $P_{\text{пе}}$  и температуре  $t_{\text{пе}}$  перегретого пара).

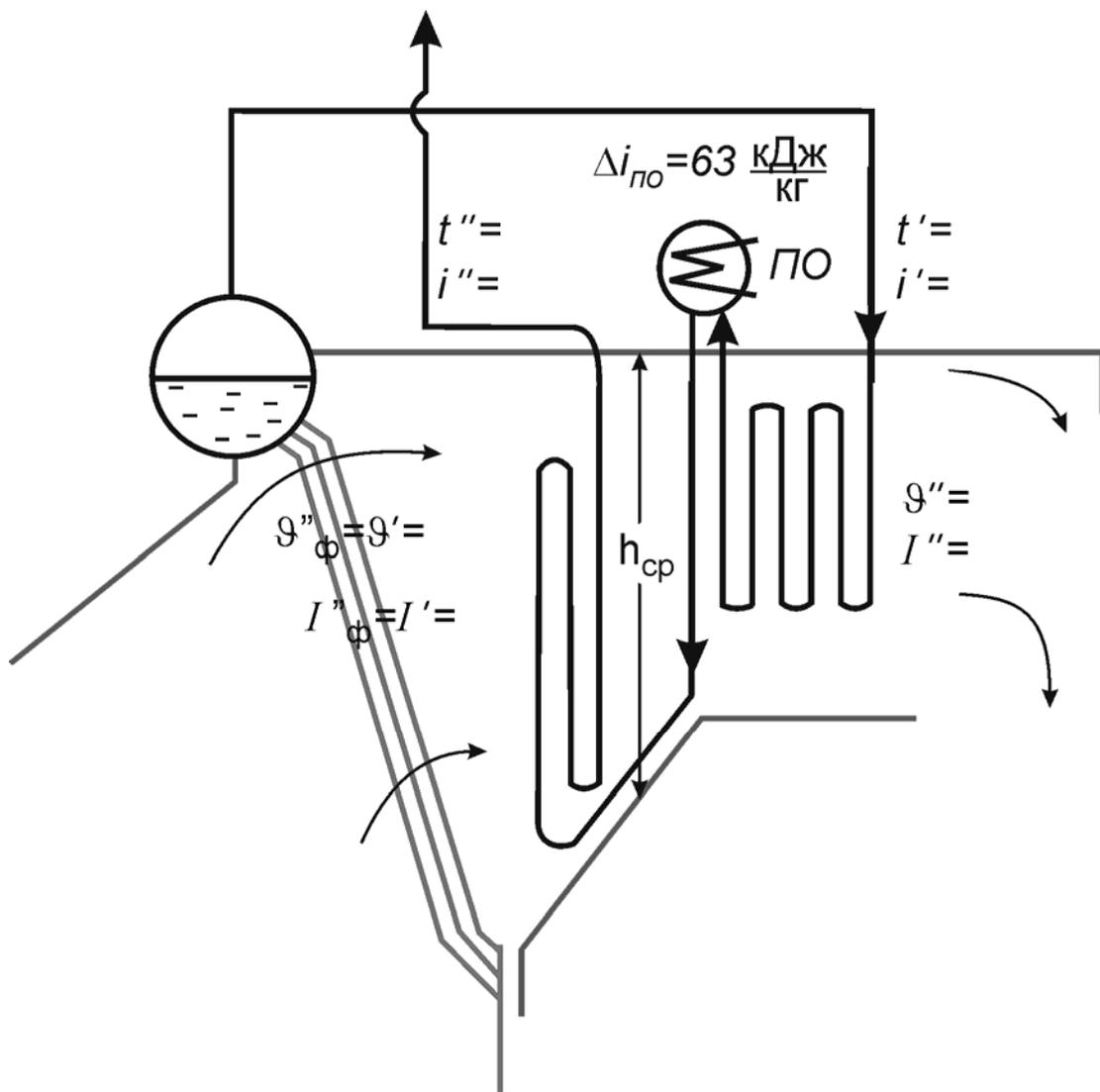


Рис. П1-4. Эскиз пароперегревателя

7. Тепловосприятие пароперегревателя по балансу ( $\Delta i_{по} = 63$  кДж/кг – тепловосприятие в пароохладителе)

$$Q_{\delta} = \frac{D_{пе} (i'' - i' + \Delta i_{по})}{B_p}, \text{ кДж/кг.}$$

8. Теплосодержание газов за пароперегревателем

$$I'' = I' - \frac{Q_{\delta}}{\phi} + \Delta \alpha_{пе} I_{хв}^o, \text{ кДж/кг.}$$

9. Температура газов на выходе  $\vartheta''$ , °С (табл. 2, с.147).

10. Средняя температура газов

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

11. Средняя температура пара

$$t = \frac{t' + t''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

12. Диаметр труб  $d$ , мм принимаем  $28 \div 42$  мм с толщиной стенки  $\delta = 4-7$  мм по сортаменту.

13. Расположение труб принимаем коридорное.

14. Относительные шаги труб пароперегревателя принимаем:

поперечный  $\sigma_1 = 1,8 \div 3,5$  ;

продольный  $\sigma_2 = 2,0$  .

15. Шаги труб:

поперечный  $s_1 = d \sigma_1$ , мм ;

продольный  $s_2 = d \sigma_2$ , мм .

16. Количество параллельно включенных в коллектор змеевиков

$$Z_1 = \frac{b - s_1}{s_1}, \text{ шт.}$$

17. Площадь, занятая трубами ( $h_{\text{ср}}$  – высота газохода в среднем сечении, по чертежу),

$$F_3 = Z_1 d h_{\text{ср}}, \text{ м}^2.$$

18. Площадь поперечного сечения газохода (окна)

$$F_{\text{ок}} = h_{\text{ср}} b, \text{ м}^2.$$

19. Площадь живого сечения для прохода газов

$$F_{\text{жс}} = F_{\text{ок}} - F_3, \text{ м}^2.$$

20. Объем газов на 1 кг топлива  $V_{\text{г}}$ ,  $\text{м}^3/\text{кг}$  (табл. 1, с.146).

21. Объемная доля водяных паров  $r_{\text{H}_2\text{O}}$  (табл. 1).

22. Объемная доля трехатомных газов и водяных паров  $r_{\text{п}}$  (табл. 1).

23. Концентрация золовых частиц  $\mu_{\text{зл}}$  (табл. 1).

24. Средняя скорость газов

$$W_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (9 + 273)}{273 F_{\text{жс}}}, \text{ м/с} .$$

Полученная скорость  $W_{\Gamma}$  должна быть не выше предельно допустимой (табл. 13, с.163), но не ниже 6 м/с. Для увеличения (снижения) скорости газов надо изменить шаг труб  $\sigma_1$  .

25. Коэффициент теплоотдачи конвекцией (рис. 7, с.176)

$$\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{н}} C_z C_s C_{\phi} , \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} .$$

26. Живое сечение для прохода пара параллельно включенных змеевиков ( $m$  - число труб в змеевике, принимаем  $m = 1$ )

$$f_{\text{жс}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2 Z_1 m}{4} , \text{ м}^2 .$$

27. Удельный объем пара, при средних значениях давления и температуры пара в пароперегревателе  $v$  , м<sup>3</sup>/кг (табл. 11, с.160).

28. Средняя скорость пара

$$W_{\Pi} = \frac{D_{\text{пе}} v}{f_{\text{жс}}} , \text{ м/с} .$$

(при скорости пара  $> 30$  м/с принять  $m = 2$  и уточнить скорость пара).

29. Коэффициент теплоотдачи от стенки к пару (рис. 10, с.180)

$$\alpha_2 = C_d \alpha_{\text{н}} , \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} .$$

30. Коэффициент загрязнения

для коридорных пучков труб  $\varepsilon = 0,0043$  , (м<sup>2</sup> · К)/Вт .

31. Температура загрязненной стенки (предварительно задаем

значением  $\frac{B_p Q_6 \cdot 10^3}{H} = (20 \div 30) 10^3 \text{ Вт/м}^2$ )

$$t_{\text{ст}} = t + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{B_p Q_6 \cdot 10^3}{H} , \text{ }^{\circ}\text{C} .$$

32. Эффективная толщина излучающего слоя

$$S = 0,9 d \left( \frac{4 s_1 s_2}{\pi d^2} - 1 \right) , \text{ м} .$$

33. Суммарная поглощающая способность трехатомных газов  
 $P_n S = r_n P S$  , м·МПа .
34. Коэффициент поглощения лучей трехатомными газами  $k_{\Gamma}$  , 1/(м·МПа)  
(рис. 3, с.172).
35. Коэффициент поглощения лучей золовыми частицами  $k_{зл}$  , 1/(м·МПа)  
(рис. 3).
36. Оптическая толщина  
 $kPS = (k_{\Gamma} r_n + k_{зл} \mu_{зл})PS$  .
37. Степень черноты продуктов сгорания  $a$  (рис. 2, с.171).
38. Коэффициент теплоотдачи излучением (рис. 9, с.179)  
 $\alpha_{л} = \alpha_{н} a$  , Вт/(м<sup>2</sup> ·К) .
39. Коэффициент тепловой эффективности  $\psi$  (рис. 14, с.183).
40. Коэффициент теплопередачи  
*для коридорных пучков:*  

$$k = \frac{(\alpha_{к} + \alpha_{л}) \psi}{1 + \frac{\alpha_{к} + \alpha_{л}}{\alpha_2}}$$
 , Вт/(м<sup>2</sup> ·К) ;
41. Температурный напор на входе газов (противоток)  
 $\Delta t_1 = \vartheta' - t''$  , °С .
42. Температурный напор на выходе газов (противоток)  
 $\Delta t_2 = \vartheta'' - t'$  , °С .
43. Средний температурный напор при противотоке  

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}$$
 , °С ,  
где  $\Delta t_{\text{б}}$  ,  $\Delta t_{\text{м}}$  - соответственно больший и меньший температурный напор.
44. Величина  $\tau_1 = \vartheta' - \vartheta''$  , °С .
45. Величина  $\tau_2 = t'' - t'$  , °С .
46. Параметр  $P = \frac{\tau_2}{\vartheta' - t'}$  .

47. Параметр  $R = \frac{\tau_1}{\tau_2}$  .

48. Отношение прямоточного участка к полной поверхности нагрева  $A=0,3$  (принимается).

49. Коэффициент пересчета от противоточной схемы  $\psi$  (рис. 11, с.181).

50. Средний температурный напор  $\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}}$  , °С .

51. Необходимая поверхность нагрева

$$H = \frac{Q_6 B_p \cdot 10^3}{k \Delta t} , \text{ м}^2 .$$

52. Поверхность нагрева одного змеевика

$$H_{\text{зм}} = \frac{H}{Z_1 m} , \text{ м}^2 .$$

53. Длина одного змеевика

$$l = \frac{H_{\text{зм}}}{\pi d} , \text{ м} .$$

54. Число рядов по ходу потока (округлить до целого числа кратного 2)

$$Z_2 = \frac{l}{h_{\text{ср}}} , \text{ шт} .$$

55. Число петель  $Z = \frac{Z_2}{2}$  .

56. Прямоточная часть  $Z_{\text{прм}} = AZ$  , шт .

57. Противоточная часть  $Z_{\text{прт}} = Z - Z_{\text{прм}}$  , шт .

### ***Первая ступень воздухоподогревателя***

1. Температура газов на выходе из воздухоподогревателя (по заданию)

$$t'' = t_{\text{ух}} , \text{ °С} .$$

2. Энтальпия газов  $I''$  , кДж/кг (табл. 2, с.147).

3. Температура воздуха на входе в 1-ю ступень воздухоподогревателя  $t'_в$  , °С (см. Исходные данные для расчета, с. 94).

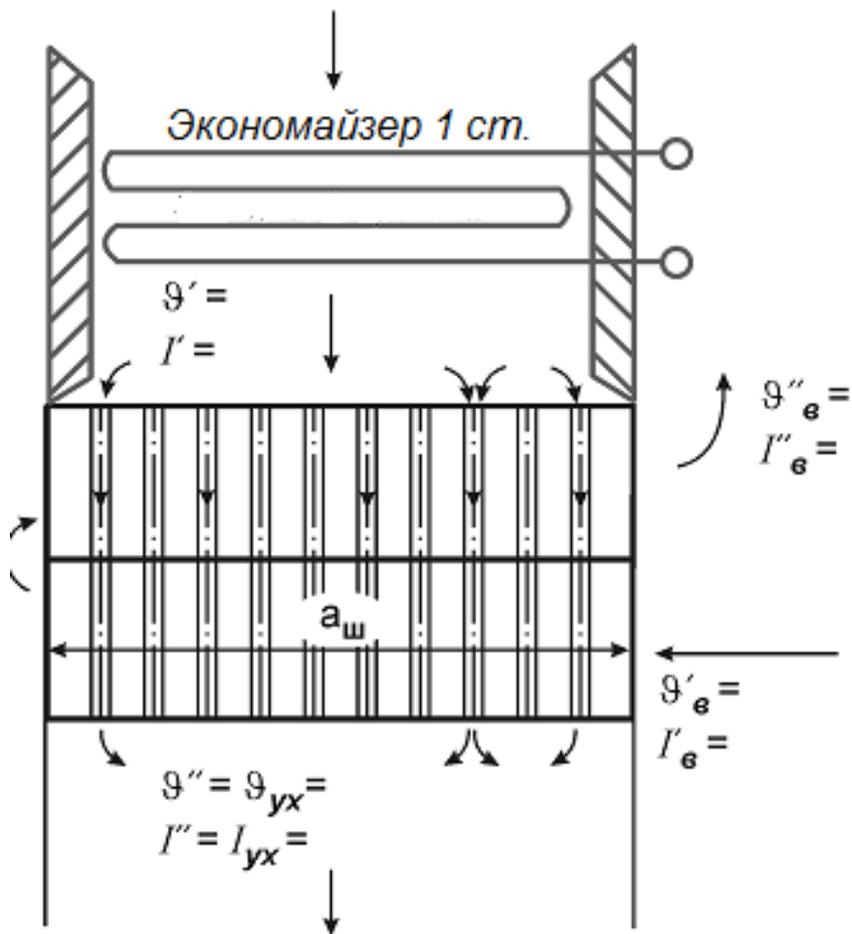


Рис. П1-5. Эскиз первой ступени воздухоподогревателя

4. Энтальпия воздуха на входе в 1-ю ступень воздухоподогревателя  $I'_B$ , кДж/кг (табл. 2).

5. Отношение количества воздуха за 1-й ступенью воздухоподогревателя к теоретически необходимому

$$\beta'' = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{вп} .$$

6. Доля воздуха рециркуляции

$$\beta_{рц} = \frac{I'_B - I_{XB}^0}{I_{GB}^0 - I'_B} .$$

7. Температура воздуха на выходе из 1-й ступени воздухоподогревателя  $\vartheta''_в$  (принимая из следующих соотношений):

а) отношение водяных эквивалентов

$$m = \frac{(\beta'' + 0,5 \Delta\alpha_{вп} + \beta_{рц}) m_0}{1 + (\alpha_{вп1} - 0,5 \Delta\alpha_{вп} - 1) m_0},$$

где  $m_0 = 0,86$  для топлив с  $W_{пр}^r \leq 1$  ;

$m_0 = 0,75$  для топлив с  $W_{пр}^r > 3$  ;

б) минимальная температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя 1-й ступени

$$\vartheta''_{в\min} = \vartheta'_в + \frac{t_{пв} + 40 - \vartheta_{ух}}{m}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

в) целесообразно принять температуру  $\vartheta''_в$  примерно равной половине температуры горячего воздуха (по заданию). При этом  $\vartheta''_в$  должна быть не ниже  $\vartheta''_{в\min}$ , а дополнительный нагрев воздуха во 2-й ступени должен быть не менее  $100^\circ\text{C}$

$$\vartheta''_в = \dots \text{ } ^\circ\text{C}.$$

8. Энтальпия воздуха  $I''_в$ , кДж/кг (табл. 2, с.147).

9. Тепловосприятие ступени по балансу

$$Q_6 = \left( \beta'' + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2} + \beta_{рц} \right) \left( I''_в - I'_{в} \right), \text{ кДж/кг}.$$

10. Средняя температура воздуха

$$\vartheta_в = \frac{\vartheta'_в + \vartheta''_в}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

11. Энтальпия газов на входе в 1-ю ступень воздухоподогревателя

$$I' = I'' + \frac{Q_6}{\varphi} - \Delta\alpha_{вп} I''_{прс}, \text{ кДж/кг},$$

где  $I''_{прс}$  – энтальпия присосов при средней температуре воздуха, кДж/кг (табл. 2).

12. Температура газов на входе в 1-ю ступень воздухоподогревателя  $\vartheta'$ , °С (табл. 2).

13. Средняя температура газов

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}, \text{ °С}.$$

14. Объем газов на 1 кг топлива  $V_{\Gamma}$ , м<sup>3</sup>/кг (табл. 1, с.146).

15. Объемная доля водяных паров  $\gamma_{\text{H}_2\text{O}}$  (табл. 1).

16. Скорость газов  $W_{\Gamma}$  принимаем 9÷10 м/с.

17. Коэффициент теплоотдачи с газовой стороны (рис. 8, с.178)

$$\alpha_1 = \alpha_{\text{к}} = C_{\text{ф}} C_1 \alpha_{\text{н}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

18. Площадь живого сечения для прохода газов

$$F_{\text{жс}} = \frac{V_{\text{р}} V_{\Gamma} (\vartheta + 273)}{273 W_{\Gamma}}, \text{ м}^2.$$

19. Диаметр трубок воздухоподогревателя  $d$ , мм (по чертежу).

20. Площадь живого сечения одной трубы

$$f_{\text{жс}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4}, \text{ м}^2.$$

21. Число всех труб в 1-й ступени  $Z = \frac{F_{\text{жс}}}{f_{\text{жс}}}$ .

22. Относительный поперечный шаг труб принимаем  $\sigma_1 = 1,5 \div 1,2$ .

23. Поперечный шаг труб  $s_1 = \sigma_1 d$ , мм.

24. Число труб в 1-м ряду

$$Z_1 = \frac{b_{\text{ш}} - s_1}{s_1}, \text{ шт},$$

где  $b_{\text{ш}}$  - ширина конвективного газотока по чертежу.

25. Число рядов труб  $Z_2 = \frac{Z}{Z_1}$ .

26. Уточняем суммарное число труб  $Z = Z_1 \cdot Z_2$ .

27. Продольный шаг труб

( $a_{\text{ш}}$  - глубина конвективного газохода по чертежу)

$$s_2 = \frac{a_{\text{ш}}}{Z_2 + 1} .$$

28. Относительный продольный шаг труб

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} .$$

29. Секундный расход воздуха

$$V_{\text{всек}} = \left( \beta'' + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} + \beta_{\text{рц}} \right) V_{\text{в}}^{\circ} B_{\text{р}} \frac{\vartheta_{\text{в}} + 273}{273} , \text{ м}^3/\text{с} .$$

30. Высота одного хода – принимаем  $h_1 = 1,5 \div 4,0$  м.

31. Живое сечение для прохода воздуха

$$F_{\text{жс}} = h_1 (b_{\text{ш}} - Z_1 d), \text{ м}^2 .$$

32. Скорость воздуха  $W = \frac{V_{\text{всек}}}{F_{\text{жс}}}$ , м/с.

При скорости воздуха  $> 7$  м/с принять другие значения  $\sigma_1$  и  $h_1$ .

33. Коэффициент теплоотдачи с воздушной стороны (рис. 6, с.174)

$$\alpha_2 = C_{\text{ф}} C_{\text{с}} C_{\text{z}} \alpha_{\text{н}} , \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

34. Коэффициент использования поверхности нагрева  $\xi$  (табл. 15, с.164).

35. Коэффициент теплопередачи

$$k = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} , \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) .$$

36. Температурный напор на входе газов

$$\Delta t_1 = \vartheta' - \vartheta''_{\text{в}} , \text{ } ^{\circ}\text{С} .$$

37. Температурный напор на выходе газов

$$\Delta t_2 = \vartheta'' - \vartheta'_{\text{в}} , \text{ } ^{\circ}\text{С} .$$

38. Средний температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2} , \text{ } ^{\circ}\text{С} .$$

39. Необходимая поверхность нагрева

$$H = \frac{Q_6 B_p \cdot 10^3}{k \Delta t}, \text{ м}^2.$$

40. Высота первой ступени воздухоподогревателя

$$h = \frac{H}{\pi Z d_{cp}}, \text{ м}.$$

41. Число ходов воздухоподогревателя по воздуху (округлить до целого числа)

$$Z_{\text{ход}} = \frac{h}{h_1}, \text{ шт}.$$

### *Первая ступень водяного экономайзера*

1. Температура газов на выходе из водяного экономайзера  $\vartheta''$ , °С (из расчета ВП 1-й ступени).

2. Энтальпия газов  $I''$ , кДж/кг (из расчета ВП 1-й ступени).

3. Температура питательной воды  $t_{\text{пв}}$ , °С (по заданию).

4. Энтальпия питательной воды  $i'_{\text{пв}}$ , кДж/кг (табл. 10 при  $P_э = 1,2 P_{\text{пе}}$ , с.158).

5. Тепловосприятие ступени по балансу

$$Q_6 = \frac{Q_p \frac{\eta}{100 - q_4} - (Q_T + Q_{\text{ф}} + Q_{\text{пп}})}{2}, \text{ кДж/кг}.$$

6. Энтальпия воды на входе в 1-ю ступень водяного экономайзера

$$i'_B = i'_{\text{пв}} + \frac{\Delta i_{\text{по}} D_{\text{пе}}}{D_{\text{вэ}}}, \text{ кДж/кг},$$

где  $D_{\text{вэ}} = D_{\text{пе}} + D_{\text{пр}}$ , кг/с.

7. Температура воды на входе в 1-ю ступень водяного экономайзера  $t'_B$ , °С (табл. 10).

8. Энтальпия воды на выходе из 1-й ступени водяного экономайзера

$$i''_B = i'_B + \frac{B_P Q_6}{D_{BЭ}} , \text{ кДж/кг} .$$

9. Температура воды на выходе  $t''_B$  , °С (табл. 10, с.158).

10. Энтальпия газов на входе в 1-ю ступень экономайзера

$$I' = I'' + \frac{Q_6}{\phi} - \Delta\alpha_{BЭ} I_{XB}^0 , \text{ кДж/кг} .$$

11. Температура газов на входе в 1-ю ступень экономайзера  $\vartheta'$  , °С (табл. 2, с.147).

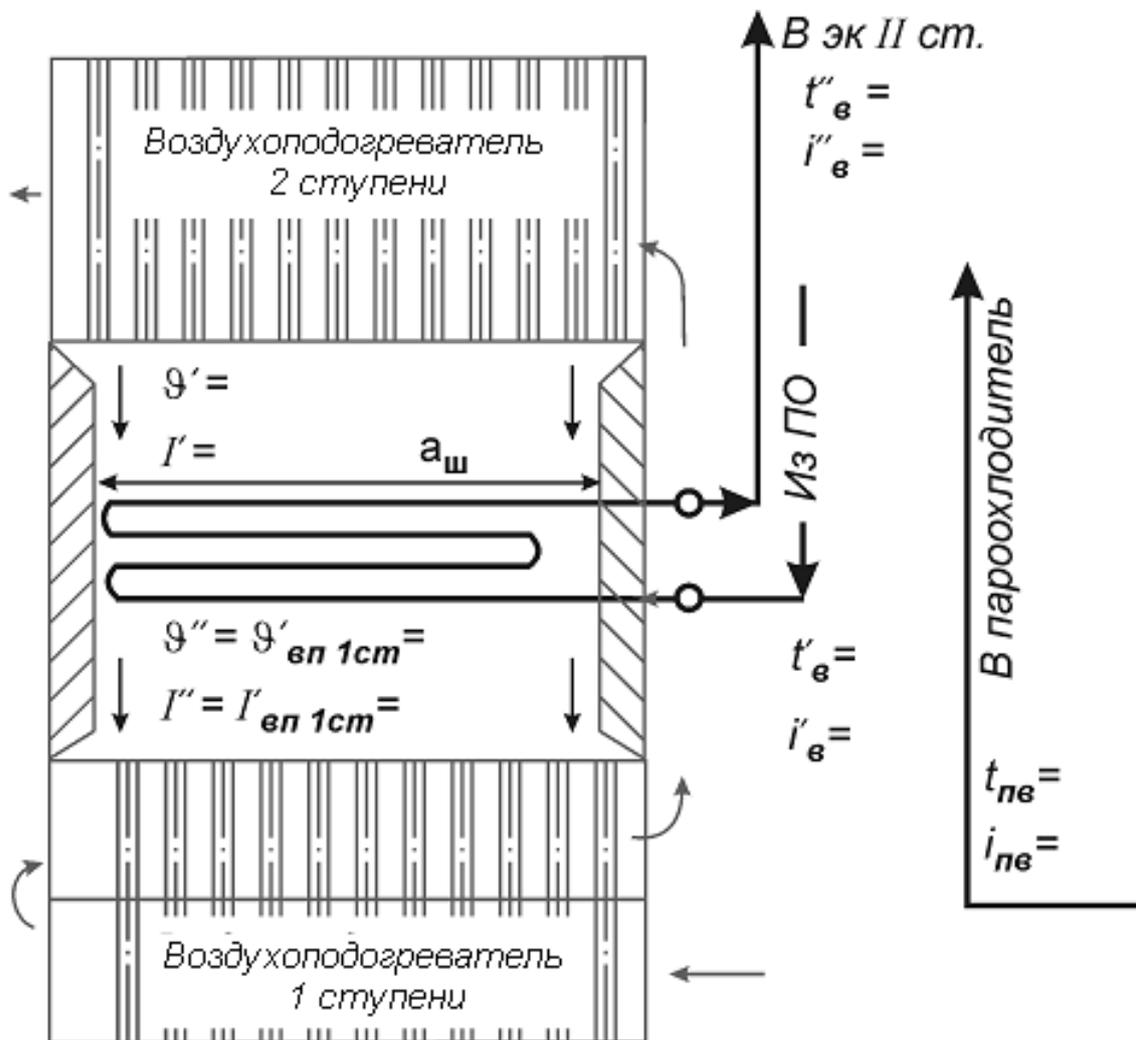


Рис. П1-6. Эскиз первой ступени водяного экономайзера

12. Средняя температура газов

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} .$$

13. Средняя температура воды

$$t_{\text{в}} = \frac{t'_{\text{в}} + t''_{\text{в}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} .$$

14. Диаметр труб  $d$ , мм (по чертежу).

15. Относительные шаги труб принимаем:

$$\text{поперечный } \sigma_1 = 2,0 \div 3,0 ;$$

$$\text{продольный } \sigma_2 = 1,5 \div 2,5 .$$

16. Шаги труб:

$$\text{поперечный } s_1 = d \sigma_1, \text{ мм ;}$$

$$\text{продольный } s_2 = d \sigma_2, \text{ мм .}$$

17. Число труб в одном ряду

$$Z_1 = \frac{a_{\text{ш}} - s_1}{s_1}, \text{ шт} .$$

18. Площадь живого сечения для прохода газов ( $a_{\text{ш}}$  и  $b_{\text{ш}}$  - глубина и ширина конвективной шахты)

$$F_{\text{жс}} = a_{\text{ш}} b_{\text{ш}} - Z_1 d l_{\text{тр}}, \text{ м}^2 ,$$

$$\text{где } l_{\text{тр}} = b_{\text{ш}} - 0,1, \text{ м} .$$

19. Объем газов на 1 кг топлива  $V_{\text{г}}$ , м<sup>3</sup>/кг (табл. 1, с.146).

20. Скорость газов

$$W_{\text{г}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{г}} (\vartheta + 273)}{273 F_{\text{жс}}}, \text{ м/с} .$$

Полученная скорость газов не должна быть выше предельно допустимой (табл. 13, с.163), но не ниже 6 м/с.

21. Объемная доля водяных паров  $\gamma_{\text{H}_2\text{O}}$  (табл. 1).

22. Объемная доля трехатомных газов и водяных паров  $\gamma_{\text{п}}$  (табл.1).

23. Концентрация золовых частиц  $\mu_{\text{зл}}$  (табл. 1).

24. Коэффициент теплоотдачи конвекцией (рис. 6, с.174)

$$\alpha_k = \alpha_n C_z C_s C_\phi, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

25. Эффективная толщина излучающего слоя

$$S = 0,9 d \left( \frac{4s_1 s_2}{\pi d^2} - 1 \right), \text{ м}.$$

26. Суммарная поглощающая способность трехатомных газов

$$P_n S = r_n P S, \text{ м} \cdot \text{МПа},$$

где  $P = 0,1 \text{ МПа}$  – давление в газоходах котельного агрегата.

27. Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами (рис. 3, с.172)

$$k_\Gamma, 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}).$$

28. Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами (рис. 3)

$$k_{зл}, 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}).$$

29. Оптическая толщина

$$kPS = (k_\Gamma r_n + k_{зл} \mu_{зл}) PS.$$

30. Степень черноты  $a$  (рис. 2, с.171).

31. Температура загрязненной стенки

$$t_3 = t_B + 25, \text{ }^\circ\text{C}.$$

32. Коэффициент теплоотдачи излучением (рис. 9, с.179)

$$\alpha_l = \alpha_n a, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

33. Температурный напор на входе газов

$$\Delta t_\delta = \vartheta' - t''_B, \text{ }^\circ\text{C}.$$

34. Температурный напор на выходе газов

$$\Delta t_M = \vartheta'' - t'_B, \text{ }^\circ\text{C}.$$

35. Средний температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_M}}, \text{ }^\circ\text{C}.$$

36. Коэффициент использования поверхности нагрева  $\xi = 1$ .

37. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке

$$\alpha_1 = \xi (\alpha_k + \alpha_d) , \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

38. Коэффициент тепловой эффективности  $\psi$  (рис. 14, с.183).

39. Коэффициент теплопередачи

$$k = \psi \alpha_1 , \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

40. Необходимая поверхность нагрева

$$H = \frac{Q_6 B_p \cdot 10^3}{k \Delta t} , \text{ м}^2 .$$

41. Длина одного змеевика

$$l_{3M} = \frac{H}{\pi d Z_1} , \text{ м} .$$

42. Число рядов по ходу потока

$$Z_2 = \frac{l_{3M}}{l_{тр}} , \text{ шт} .$$

43. Число петель

$$Z_{пет} = \frac{Z_2}{2} , \text{ шт} .$$

44. Шаг одной петли

$$S_{пет} = 2 S_2 , \text{ мм} .$$

45. Высота пакета экономайзера

$$h_{эк} = Z_{пет} S_{пет} \cdot 10^{-3} , \text{ м} .$$

### ***Вторая ступень воздухоподогревателя***

1. Температура газов на выходе из 2-й ступени воздухоподогревателя  $\vartheta''$  , °С (из расчета В.Э 1-й ступени).

2. Энтальпия газов  $I''$  , кДж/кг (из расчета В.Э 1-й ступени).

3. Температура воздуха на входе во 2-ю ступень воздухоподогревателя  $\vartheta'_в$  , °С (из расчета ВП 1-й ступени).

4. Энтальпия воздуха  $I_B^{0'}$ , кДж/кг (из расчета ВП 1-й ступени).
5. Температура горячего воздуха (по заданию)  $\vartheta_B'' = \vartheta_{ГВ}$ , °С.
6. Энтальпия воздуха  $I_B^{0''}$ , кДж/кг (табл. 2, с.147).
7. Отношение количества воздуха за 2-й ступенью воздухоподогревателя к теоретически необходимому

$$\beta'' = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} .$$

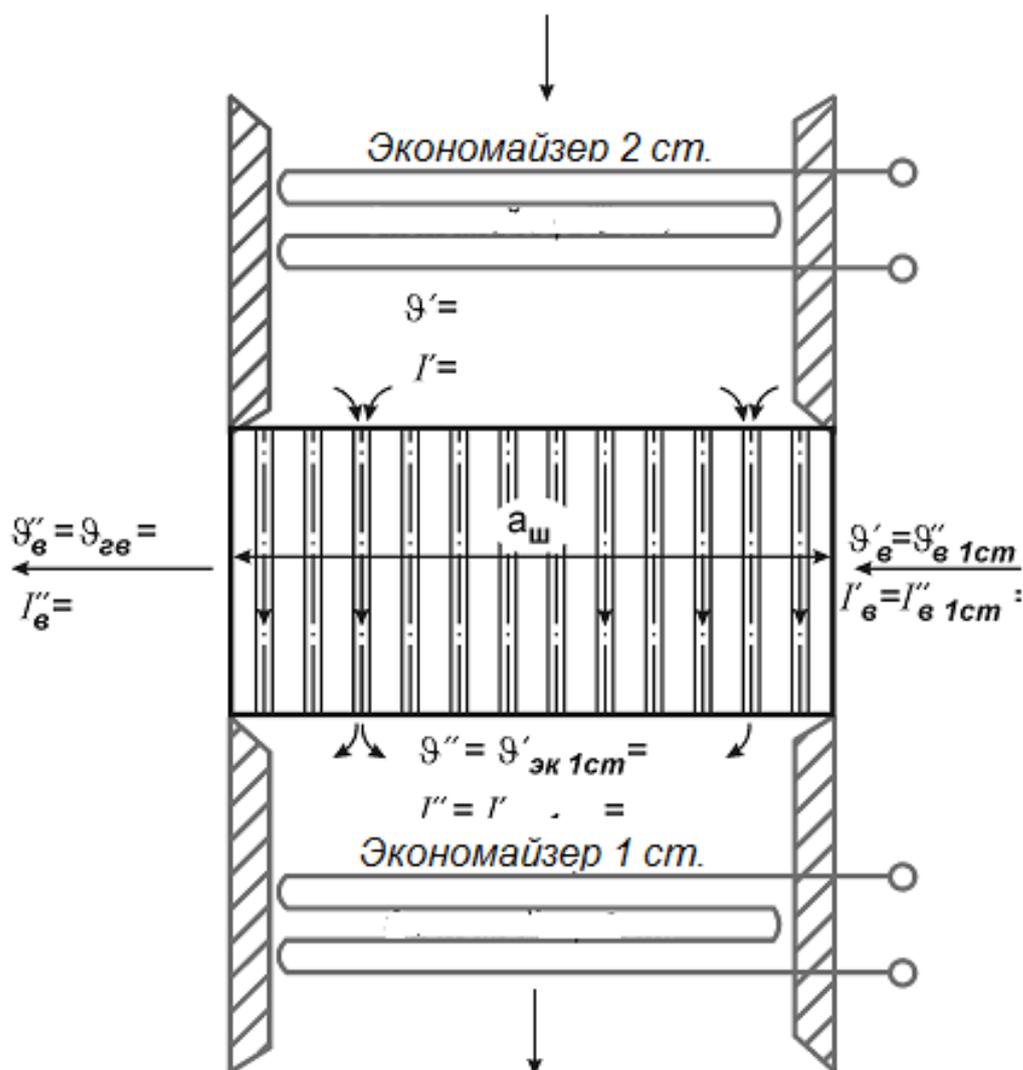


Рис. П1-7. Эскиз второй ступени воздухоподогревателя

8. Тепловосприятие ступени по балансу

$$Q_6 = \left( \beta'' + \frac{\Delta\alpha_{\text{ВП}}}{2} + \beta_{\text{рц}} \right) (I_{\text{В}}^{\circ''} - I_{\text{В}}^{\circ'}) , \text{ кДж/кг} .$$

9. Средняя температура воздуха

$$\vartheta_{\text{В}} = \frac{\vartheta_{\text{В}}' + \vartheta_{\text{В}}''}{2} , \text{ }^{\circ}\text{C} .$$

10. Энтальпия газов на входе во 2-ю ступень воздухоподогревателя

$$I' = I'' + \frac{Q_6}{\varphi} - \Delta\alpha_{\text{ВП}} I_{\text{прс}}^{\circ} , \text{ кДж/кг} ,$$

где  $I_{\text{прс}}^{\circ}$  – энтальпия присосов при средней температуре воздуха (табл. 2, с.147).

11. Температура газов на входе во 2-ю ступень воздухоподогревателя

$$\vartheta' , \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (табл. 2).}$$

12. Средняя температура газов

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2} , \text{ }^{\circ}\text{C} .$$

13. Объем газов на 1 кг топлива  $V_{\text{Г}}$  , м<sup>3</sup>/кг (табл. 1, с.146).

14. Скорость газов  $W_{\text{Г}}$  принимаем 11÷13 м/с .

15. Коэффициент теплоотдачи конвекцией с газовой стороны (рис.8,с.178)

$$\alpha_{\text{к}} = C_{\text{ф}} C_1 \alpha_{\text{н}} , \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} .$$

16. Площадь живого сечения для прохода газов

$$F_{\text{жс}} = \frac{V_{\text{р}} V_{\text{Г}} (\vartheta + 273)}{273 W_{\text{Г}}} , \text{ м}^2 .$$

17. Диаметр труб  $d$  , мм (из расчета ВП 1-й ступени).

18. Площадь живого сечения одной трубы

$$f_{\text{жс}} = \frac{\pi d_{\text{ВН}}^2}{4} , \text{ м}^2 .$$

19. Число всех труб во второй ступени

$$Z = \frac{F_{\text{жс}}}{f_{\text{жс}}}, \text{ шт.}$$

20. Относительный поперечный шаг труб  $\sigma_1$  принимаем  $1,5 \div 1,2$ .

21. Поперечный шаг труб  $s_1 = \sigma_1 d$ , мм.

22. Количество труб в одном ряду

$$Z_1 = \frac{b_{\text{ш}} - s_1}{s_1}, \text{ шт.}$$

23. Количество рядов труб

$$Z_2 = \frac{Z}{Z_1}, \text{ шт.}$$

24. Уточняем суммарное число труб  $Z = Z_1 \cdot Z_2$ .

25. Продольный шаг труб

$$s_2 = \frac{a_{\text{ш}}}{Z_2 + 1}, \text{ мм.}$$

26. Относительный продольный шаг труб

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d}.$$

27. Секундный расход воздуха

$$V_{\text{всек}} = \left( \beta'' + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} \right) V_{\text{в}}^0 V_{\text{р}} \frac{\vartheta_{\text{в}} + 273}{273}, \text{ м}^3/\text{с.}$$

28. Высота одного хода – принимаем  $h_1 = 1,5 \div 4,0$  м.

29. Живое сечение для прохода воздуха

$$F_{\text{жс}} = h_1 (b_{\text{ш}} - Z_1 d), \text{ м}^2.$$

30. Скорость воздуха  $W = \frac{V_{\text{всек}}}{F_{\text{жс}}}$ , м/с.

31. Коэффициент теплоотдачи с воздушной стороны (рис. 6, с.174)

$$\alpha_2 = C_z C_s C_{\text{ф}} \alpha_{\text{н}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

32. Объемная доля водяных паров  $\gamma_{\text{H}_2\text{O}}$  (табл. 1, с.146).

33. Объемная доля трехатомных газов и водяных паров  $r_{\text{П}}$  (табл. 1).
34. Концентрация золовых частиц  $\mu_{\text{ЗЛ}}$  (табл. 1).
35. Эффективная толщина излучающего слоя  

$$S = 0,9 d_{\text{ВН}} , \text{ м} .$$
36. Суммарная поглощающая способность трехатомных газов  

$$P_{\text{н}} S = r_{\text{н}} P S , \text{ м} \cdot \text{МПа} .$$
37. Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами (рис. 3, с.172)  
 $k_{\text{Г}} , 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}) .$
38. Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами (рис. 3)  
 $k_{\text{ЗЛ}} , 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}) .$
39. Оптическая толщина  

$$k P S = (k_{\text{Г}} r_{\text{н}} + k_{\text{ЗЛ}} \mu_{\text{ЗЛ}}) P S .$$
40. Степень черноты  $a$  (рис. 2, с.171).
41. Температура стенки труб воздухоподогревателя 2-й ступени  

$$t_{\text{ст}} = \frac{\vartheta + \vartheta_{\text{В}}}{2} , \text{ } ^{\circ}\text{C} .$$
42. Коэффициент теплоотдачи излучением (рис. 9, с.179)  

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{н}} a , \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$
43. Коэффициент теплоотдачи с газовой стороны  

$$\alpha_1 = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}} , \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$
44. Коэффициент использования поверхности нагрева  $\xi$  (табл. 15, с.164).
45. Коэффициент теплопередачи  

$$k = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} , \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$
46. Температурный напор на входе газов  

$$\Delta t_{\text{ВХ}} = \vartheta' - \vartheta_{\text{В}}'' , \text{ } ^{\circ}\text{C} .$$
47. Температурный напор на выходе газов  

$$\Delta t_{\text{ВЫХ}} = \vartheta'' - \vartheta_{\text{В}}' , \text{ } ^{\circ}\text{C} .$$

48. Средний температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{вх}} + \Delta t_{\text{вых}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

49. Необходимая поверхность нагрева

$$H = \frac{Q_{\text{б}} B_p \cdot 10^3}{k \Delta t}, \text{ } \text{м}^2.$$

50. Высота 2-й ступени воздухоподогревателя

$$h = \frac{H}{\pi Z d_{\text{ср}}}, \text{ } \text{м}.$$

51. Число ходов воздухоподогревателя по воздуху

$$Z_{\text{ход}} = \frac{h}{h_1}.$$

### ***Вторая ступень водяного экономайзера***

1. Температура газов на выходе из 2-й ступени водяного экономайзера  $\vartheta''$ ,  $^\circ\text{C}$  (из расчета ВП 2-й ступени).

2. Энтальпия газов  $I''$ , кДж/кг (из расчета ВП 2-й ступени).

3. Температура воды на входе во 2-ю ступень водяного экономайзера  $t_{\text{в}}'$ ,  $^\circ\text{C}$  (из расчета В.Э 1-й ступени).

4. Энтальпия воды  $i_{\text{в}}'$ , кДж/кг (из расчета В.Э 1-й ступени).

5. Температура газов на входе во 2-ю ступень водяного экономайзера  $\vartheta'$ ,  $^\circ\text{C}$  (из расчета пароперегревателя).

6. Энтальпия газов на входе  $I'$ , кДж/кг (из расчета пароперегревателя).

7. Тепловосприятие ступени

$$Q_{\text{б}} = \varphi (I' - I'' + \Delta\alpha_{\text{в.э}} I_{\text{ХВ}}^0), \text{ } \text{кДж/кг}.$$

8. Энтальпия воды на выходе из 2-й ступени водяного экономайзера

$$i_{\text{в}}'' = i_{\text{в}}' + \frac{B_p Q_{\text{б}}}{D_{\text{в.э}}}, \text{ } \text{кДж/кг}.$$

9. Температура воды на выходе  $t_{\text{в}}''$ ,  $^\circ\text{C}$  (табл. 10, с.158).

10. Средняя температура газов

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

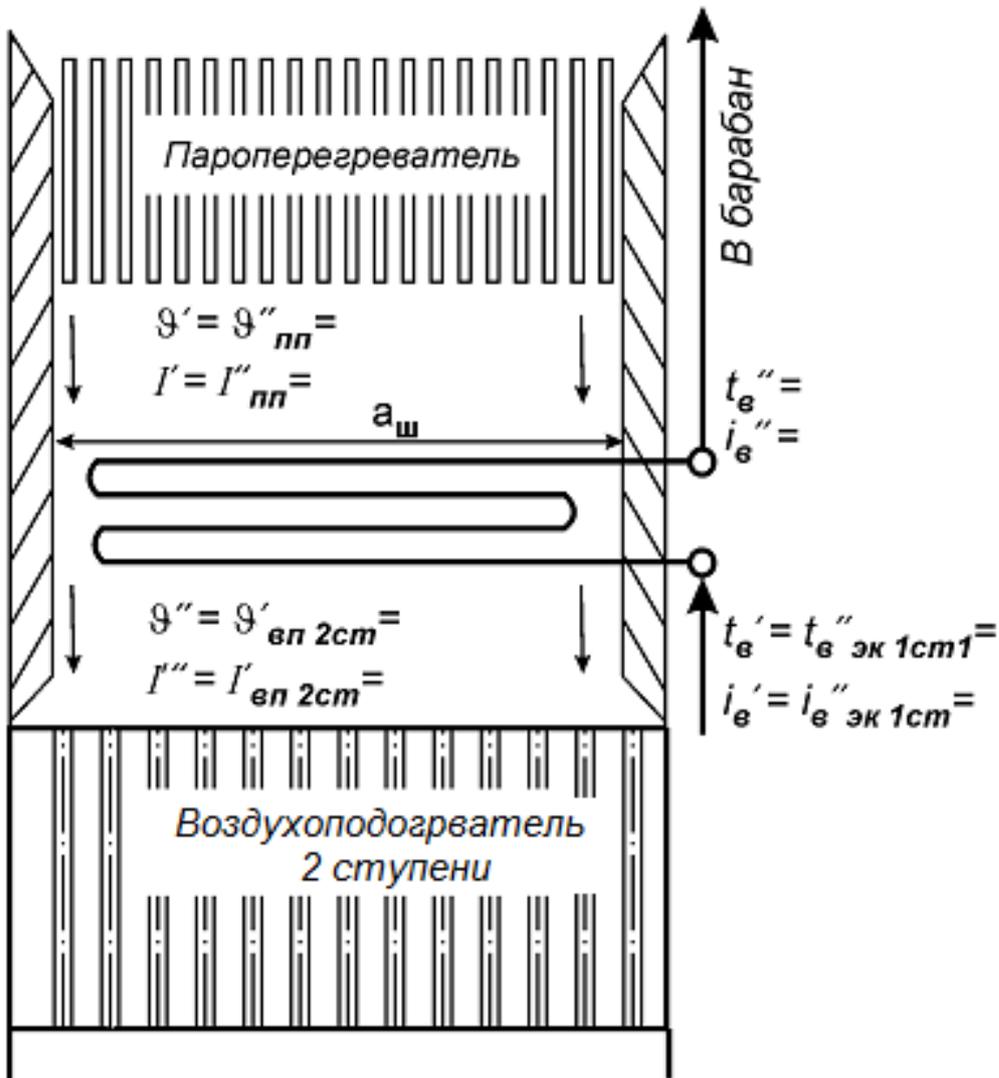


Рис. П1-8. Эскиз второй ступени водяного экономайзера

11. Средняя температура воды

$$t_{\text{в}} = \frac{t_{\text{в}}' + t_{\text{в}}''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} .$$

12. Диаметр труб (из расчета В.Э 1-й ступени)  $d$ , мм .

13. Число труб в одном ряду

$$z_1 = \frac{a_{\text{ш}} - s_1}{s_1}, \text{ шт} .$$

14. Шаги труб (из расчета В.Э 1-й ступени):

поперечный  $s_1$ , мм;  
 продольный  $s_2$ , мм .

15. Относительные шаги (из расчета В.Э 1-й ступени)  
поперечный  $\sigma_1$  ;  
продольный  $\sigma_2$  .

16. Объем газов на 1 кг топлива  $V_{\Gamma}$  , м<sup>3</sup>/кг (табл. 1, с.146).

17. Площадь, занятая трубами,

$$F_3 = Z_1 l_{\text{тр}} d \quad , \quad \text{м}^2 .$$

18. Площадь живого сечения прохода газов

$$F_{\text{жс}} = a_{\text{ш}} b_{\text{ш}} - F_3 \quad , \quad \text{м}^2 .$$

19. Скорость газов

$$W_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (9 + 273)}{273 F_{\text{жс}}} \quad , \quad \text{м/с} .$$

Скорость газов не должна превышать предельно допустимой (табл. 13, с.163), но не ниже 6 м/с.

20. Объемная доля водяных паров  $r_{\text{H}_2\text{O}}$  (табл. 1).

21. Объемная доля трехатомных газов и водяных паров  $r_{\text{п}}$  (табл. 1).

22. Концентрация золовых частиц  $\mu_{\text{зл}}$  (табл. 1).

23. Коэффициент теплоотдачи конвекцией (рис. 6, с.174)

$$\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{н}} C_{\text{ф}} C_z C_s \quad , \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

24. Эффективная толщина излучающего слоя

$$S = 0,9d \left( \frac{4s_1 s_2}{\pi d^2} - 1 \right) \quad , \quad \text{м} .$$

25. Суммарная поглощающая способность трехатомных газов

$$P_{\text{н}} S = r_{\text{п}} S P \quad , \quad \text{м} \cdot \text{МПа} .$$

26. Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами (рис. 3, с.172)

$$k_{\Gamma} \quad , \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}).$$

27. Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами (рис. 3)

$$k_{\text{зл}} \quad , \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}).$$

28. Оптическая толщина

$$k_{PS} = (k_{\Gamma} r_{\Pi} + k_{3Л} \mu_{3Л}) PS .$$

29. Степень черноты  $a$  (рис. 2, с.171).

30. Температура загрязненной стенки

$$t_{CT} = t_B + 60 , \text{ } ^\circ\text{C} .$$

31. Коэффициент теплоотдачи излучением (рис. 9, с.179)

$$\alpha_L = a \alpha_H , \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

32. Температурный напор на входе газов

$$\Delta t_{ВХ} = \vartheta' - t_B'' , \text{ } ^\circ\text{C} .$$

33. Температурный напор на выходе газов

$$\Delta t_{ВЫХ} = \vartheta'' - t_B' , \text{ } ^\circ\text{C} .$$

34. Средний температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{ВХ} + \Delta t_{ВЫХ}}{2} , \text{ } ^\circ\text{C} .$$

35. Коэффициент использования поверхности нагрева  $\xi=1$  .

36. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке

$$\alpha_1 = \xi (\alpha_K + \alpha_L) , \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

37. Коэффициент тепловой эффективности  $\psi$  (рис. 14, с.183).

38. Коэффициент теплопередачи

$$k = \psi \alpha_1 , \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

39. Необходимая поверхность нагрева

$$H = \frac{Q_6 B_p \cdot 10^3}{k \Delta t} , \text{ м}^2 .$$

40. Длина одного змеевика

$$l_{3М} = \frac{H}{\pi d Z_1} , \text{ м} .$$

41. Число рядов по ходу потока

$$Z_2 = \frac{l_{3M}}{l_{тр}} , \text{ шт} .$$

42. Число петель

$$Z_{пет} = \frac{Z_2}{2} , \text{ шт} .$$

43. Шаг одной петли

$$S_{пет} = 2 S_2 , \text{ мм} .$$

44. Высота пакета экономайзера

$$h_{эк} = Z_{пет} S_{пет} \cdot 10^{-3} , \text{ м} .$$

### ***Невязка баланса***

1. Невязка баланса

$$\Delta Q = Q_p \frac{\eta_{ка}}{100 - q_4} - (Q_T^л + Q_{ф} + Q_{пп} + Q_{вэ1} + Q_{вэ2}) , \text{ кДж/кг} .$$

2. Относительная невязка

$$\frac{\Delta Q}{Q_p} \cdot 100 , \% .$$

После выполнения теплового расчета необходимо заполнить табл. 18, с.166 для выполнения аэродинамического расчета.

# АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

## *Расчет тяги (газовый тракт)*

### 1. Газовый тракт котлоагрегата

#### *Топка*

Разрежение в конце топки  $h_T'' = 20 \text{ Па}$  .

#### *Фестон*

Сопротивление пучка (рис. 17, с. 186)

$$h_1 = C_s C_d \Delta h_{гр} (Z_2 + 1) , \text{ Па} .$$

#### *Пароперегреватель*

Сопротивление пучка

*коридорный пучок*

$$\Delta h_1 = \xi h_d , \text{ Па} ,$$

где  $\xi$  – коэффициент сопротивления пучка (рис. 18, с. 188);

$h_d$  - динамический напор, Па (рис. 16, с. 185).

$$\xi = C_\sigma C_{Re} \xi_{гр} Z_2 .$$

Поворот за пароперегревателем

$$h_d = \frac{h_{дпп} + h_{дв.э2}}{2} , \text{ Па} ,$$

где  $h_{дпп}$ ,  $h_{дв.э2}$  - средний динамический напор, который определяется по скорости газов в пароперегревателе и водяном экономайзере 2-й ступени.

Коэффициент сопротивления поворота  $\xi$  (с. 70).

Сопротивления поворота

$$\Delta h_2 = \xi h_d , \text{ Па} .$$

Общее сопротивление пароперегревателя с учетом поправочного коэффициента  $k$  (с.73)

$$h_2 = k (\Delta h_1 + \Delta h_2) , \text{ Па} .$$

*Водяной экономайзер (2-я ступень)*

Сопротивление пучка (рис. 17, с. 186)

$$\Delta h_3 = C_s C_d \Delta h_{гр} (Z_2 + 1) , \text{ Па} .$$

Сопротивление ступени с учетом поправочного коэффициента  $k$  (с.73)

$$h_3 = k \Delta h_3 , \text{ Па} .$$

*Воздухоподогреватель (2-я ступень)*

Сопротивление трения (рис. 19, с. 190)

$$\Delta h_{тр} = \Delta h'_{гр} C_{ш} h_{вп2} , \text{ Па} ,$$

где  $C_{ш}$  - коэффициент, учитывающий шероховатость труб, определяется по абсолютной шероховатости труб  $K = 0,2$  мм.

Соотношение живого сечения труб к площади газохода

$$\frac{F_M}{F_6} = \frac{0,785 d_{вн}^2}{s_1 s_2} .$$

Коэффициент сопротивления входа и выхода (рис. 20, с. 191)

$$\xi = \xi_{вых} + \xi_{вх} .$$

Динамический напор  $h_d$  , Па (рис. 16, с. 185).

Сопротивление ступени с учетом поправочного коэффициента  $k$  (с.74)

$$h_4 = k (\Delta h_{тр} + \xi h_d) , \text{ Па} .$$

*Водяной экономайзер (1-я ступень)*

Сопротивление пучка (рис. 17)

$$\Delta h_5 = C_s C_d (Z_2 + 1) \Delta h_{гр} , \text{ Па} .$$

Сопротивление ступени с учетом поправочного коэффициента  $k$  (с.73)

$$h_5 = k \Delta h_5 , \text{ Па} .$$

*Воздухоподогреватель (1-я ступень)*

Сопротивление трения (рис. 19)

$$\Delta h_{тр} = \Delta h'_{гр} C_{ш} h_{вп1} , \text{ Па} .$$

Отношение живого сечения к площади газохода

$$\frac{F_M}{F_6} = \frac{0,785 d_{вн}^2}{s_1 s_2} .$$

Коэффициент сопротивления входа и выхода (рис. 20, с. 191)

$$\xi = \xi_{\text{ВЫХ}} + \xi_{\text{ВХ}} .$$

Динамический напор  $h_d$ , Па (рис. 16, с. 185).

Сопротивление ступени с учетом поправочного коэффициента  $k$  (с.74)

$$h_6 = k (\Delta h_{\text{ТР}} + \xi h_d) , \text{ Па} .$$

*Общее сопротивление газового тракта котельного агрегата*

$$H_1 = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 , \text{ Па} .$$

## **2. Газовый тракт от 1-й ступени воздухоподогревателя до золоуловителя**

Сечение конвективной шахты

$$F_1 = a_{\text{Ш}} b_{\text{Ш}} , \text{ м}^2 .$$

где  $a_{\text{Ш}}$  и  $b_{\text{Ш}}$  - глубина и ширина конвективной шахты.

Принимаем скорость газа в газоходе равной  $W_{\Gamma} = 12$  м/с .

Сечение газохода

$$F_2 = \frac{V_{\Gamma} B_p (\vartheta_{\text{УХ}} + 273)}{W_{\Gamma} \cdot 273} , \text{ м}^2 .$$

Отношение сечений  $F_2/F_1$  .

Коэффициент сопротивления поворота-конфузора на  $90^\circ$  (рис. 29,30, с. 196 при  $a/b = b_{\text{Ш}}/a_{\text{Ш}}$ )

$$\xi = K_{\Delta} \xi_0 BC .$$

Коэффициент  $B$  - см. с. 69.

*Сопротивление поворота-конфузора*

$$h_1 = \xi h_d , \text{ Па} .$$

*Сопротивление участка двух поворотов (по рис. П1-1, с. 95)*

$$h_2 = \xi_{\text{ПОВ}} 2 h_d , \text{ Па} ,$$

где  $\xi_{\text{ПОВ}}$  - коэффициент сопротивления колена с закругленными кромками (с. 76).

*Золоуловитель*

Выбираем золоуловитель - батарейный циклон БЦ (табл. 19, с. 167).

Количество элементов батарейного циклона  $n$ , шт. (табл. 19).

Коэффициент сопротивления батарейного циклона с элементами, имеющими лопаточный закручивающий аппарат типа “розетка”  $\xi^L$  (с. 77).

Суммарная площадь сечений всех циклонных элементов

$$F_{\text{ц}} = 0,785 n d^2, \text{ м}^2.$$

где  $d = 250 \text{ мм}$  - диаметр элемента циклона.

Присосы воздуха в циклоне  $\Delta\alpha_{\text{ц}}$  (с. 74).

Присосы воздуха в газоходах (стальные газоходы  $\Delta\alpha$ , табл. 7, с. 155).

При длине участка  $L_1 = 17 + 3 = 20 \text{ м}$  (рис. П1-1, с. 95)

$$\Delta\alpha_{\text{газ}} = \Delta\alpha L_1.$$

Температура газов в циклоне

$$t_{\text{ц}} = \frac{\alpha_{\text{вп1}} t_{\text{ух}} + (\Delta\alpha_{\text{газ}} + \Delta\alpha_{\text{ц}}) t_{\text{хв}}}{\alpha_{\text{вп1}} + \Delta\alpha_{\text{газ}} + \Delta\alpha_{\text{ц}}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

Объем дымовых газов в циклоне

$$V_{\text{ц}} = V_{\text{г}}^0 + 1,0161(\alpha_{\text{ц}} - 1) V_{\text{в}}^0, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

где  $\alpha_{\text{ц}} = \alpha_{\text{вп1}} + \Delta\alpha_{\text{газ}} + \Delta\alpha_{\text{ц}}$ .

Теоретический объем дымовых газов  $V_{\text{г}}^0$  берется из теплового расчета (табл. 1, с. 146).

Расчетная скорость газов в циклоне

$$W_{\text{ц}} = \frac{V_{\text{р}} V_{\text{ц}} (t_{\text{ц}} + 273)}{273 F_{\text{ц}}}, \text{ м/с}.$$

Сопротивление батарейного циклона

$$h_3 = \xi^L h_{\text{д}}, \text{ Па},$$

где  $h_{\text{д}}$  определяется по скорости газов в циклоне.

*Общее сопротивление тракта*

$$H_2 = h_1 + h_2 + h_3, \text{ Па}.$$

3. Участок от золоуловителя до выхода из дымовой трубы

Коэффициент сопротивления колена  $90^\circ$  с закругленными кромками  $\xi_{\text{пов}}$  (с. 76).

Сопротивление участка с учетом трех поворотов (рис. П1-1, с. 95)

$$h_1 = 3 \xi_{\text{пов}} h_d, \text{ Па} .$$

Динамическое давление определяется при  $\vartheta_{\text{ц}}$ ,  $^\circ\text{C}$  и скорости газа 12 м/с.

*Дымосос*

Величина присосов в газоходах на участке котел-дымосос

$L_2 = 17 + 3 + 5 + 8 = 33$  м (рис. П1-1)

$$\Delta\alpha_{\text{газ}} = \Delta\alpha L_2 + \Delta\alpha_{\text{ц}} .$$

Температура газов

$$\vartheta_d = \frac{\alpha_{\text{вп1}} \vartheta_{\text{yx}} + \Delta\alpha_{\text{газ}} t_{\text{хв}}}{\alpha_{\text{вп1}} + \Delta\alpha_{\text{газ}}}, \text{ }^\circ\text{C} .$$

Расход газов у дымососа

$$V_d = V_p \left[ V_{\text{г}}^0 + 1,0161 (\alpha_d - 1) V_{\text{в}}^0 \right] \frac{\vartheta_d + 273}{273}, \text{ м}^3/\text{с} ,$$

где  $\alpha_d = \alpha_{\text{вп1}} + \Delta\alpha_{\text{газ}}$  .

По расходу газов у дымососа выбираем предварительно дымосос (рис. 24, 25, с. 193, 194).

Сечение диффузора за дымососом  $F_1 = u' \cdot z'$  ,  $\text{м}^2$  (табл. 21, 22, с. 168, 169) .

Для определения сопротивления за дымососом принимаем:

отношение выходного сечения к входному  $F_2/F_1 = 2 \div 3,5$ ;

относительная длина диффузора  $l/b = 1,5 \div 3$  .

Коэффициент сопротивления диффузора  $\xi$  (рис. 21, с. 191).

Скорость газов во входном сечении

$$W = \frac{V_d}{F_1}, \text{ м/с} .$$

Сопротивление диффузора  $h_2 = \xi h_d$  , Па .

Скорость газов в выходном сечении

$$W = \frac{V_d}{F_2}, \text{ м/с} .$$

Коэффициент сопротивления при входе в дымовую трубу  $\xi_{\text{вх}}$  (с. 76).

*Сопротивление входа в дымовую трубу*

$$h_3 = \xi_{\text{вх}} h_{\text{д}} , \text{ Па} .$$

Динамическое давление определяется по скорости газов в выходном сечении диффузора.

*Дымовая труба*

Высота дымовой трубы  $H_{\text{тр}}$  , м (табл. 20, с. 168).

Экономическая скорость в устье трубы  $W_{\text{ЭК}}$  , м/с (рис. 22, с. 192).

Внутренний диаметр устья трубы

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 V_{\text{д}}}{\pi W_{\text{ЭК}}}} , \text{ м} .$$

Выбираем внутренний диаметр устья трубы  $d_{\text{вн}}$  , м (рис. 28, с. 195).

Скорость газов в устье трубы

$$W_{\text{у}} = \frac{V_{\text{д}}}{F_{\text{у}}} , \text{ м/с} ,$$

где  $F_{\text{у}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4}$  .

*Потери на сопротивление трения в дымовой трубе и на выходе из нее*

$$h_4 = h_{\text{д}} \left( \frac{0,004}{i} + \xi_{\text{вых}} \right) , \text{ Па} ,$$

где  $i$  - средний уклон внутренних стенок трубы (с. 78);

$\xi_{\text{вых}}$  - коэффициент сопротивления выхода (с. 78).

Динамическое давление определяется по скорости газа в устье трубы  $W_{\text{у}}$  , м/с и температуре газов  $\vartheta_{\text{д}}$  , °С .

*Суммарное сопротивление тракта*

$$H_3 = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 , \text{ Па} .$$

#### **4. Самотяга**

Расчетная высота опускной шахты  $H_{\text{ш}}$  , м (рис. П1-1, с. 95).

Средняя температура в шахте

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta_{\text{ш}}'' + \vartheta_{\text{ух}}}{2} , \text{ °С} .$$

Величина самотяги на 1 м высоты  $h'_{\text{сш}}$  , Па/м (рис. 23, с. 192).

*Самотяга опускающей шахты*

$$h_{c_{ш}} = H_{ш} h'_{c_{ш}} , \text{ Па} .$$

Самотяга на 1 м высоты дымовой трубы  $h'_{c_{т}}$  , Па/м при  $\vartheta_{д}$  (рис. 23, с.192).

Расчетная высота дымовой трубы (рис. П1-1, с. 95)

$$H^p_{тр} = H_{тр} - 3 , \text{ м} .$$

*Самотяга дымовой трубы*

$$h_{c_{тр}} = h'_{c_{т}} H^p_{тр} , \text{ Па} .$$

5. Перепад полных давлений по газовому тракту

Суммарное сопротивление всего газового тракта

$$\Sigma h_i = H_1 + H_2 + H_3 , \text{ Па} .$$

Суммарное сопротивление с учетом поправки на плотность дымовых газов

$$\Delta H = \Sigma h_i M_p , \text{ Па} ,$$

где  $M_p$  - поправка на плотность дымовых газов (рис. 23).

*Перепад полных давлений*

$$\Delta H_{п} = h''_{т} + \Delta H + h_{c_{ш}} - h_{c_{тр}} , \text{ Па} .$$

6. Выбор дымососа

Расчетная производительность дымососа

$$Q_p = \beta_1 V_{д} , \text{ м}^3/\text{с} ,$$

где  $\beta_1$  - коэффициент запаса по производительности (с. 87).

Расчетное сопротивление

$$H_p = \beta_2 \Delta H_{п} , \text{ Па} ,$$

где  $\beta_2$  - коэффициент запаса по напору (с. 87).

Поправочный коэффициент

$$K_p = \frac{1,293}{\rho_0} \frac{T_{д}}{T_{зав}} = \frac{1,293}{\rho_0} \frac{(\vartheta_{д} + 273)}{(t_{зав} + 273)} ,$$

где  $\rho_0$  - определяется по рис. 23;

$t_{зав}$  определяется по табл. 21, 22, с. 168, 169.

Приведенный напор

$$H_p^{пр} = K_p H_p, \text{ Па}.$$

Тип дымососа (рис. 24,25, с. 193, 194 ; табл. 21, 22, с. 168, 169).

Число оборотов  $n$ , об/мин (табл. 21,22).

Производительность на исходном режиме  $Q_{исх}$ , м<sup>3</sup>/с (табл. 21,22).

Относительная глубина регулирования  $Q_p/Q_{исх}$ .

КПД регулирован  $\eta_{рег}$  (рис. 27, с. 195).

Эксплуатационный КПД машины

$$\eta_{э} = \eta_{рег} \eta_{исх},$$

где  $\eta_{исх}$  - КПД машины на исходном режиме определяется по графикам аэродинамических характеристик  $Q$ - $H$  тягодутьевых установок (Аэродинамический расчет котельных установок. Нормативный метод). При выполнении курсового проекта исходный КПД  $\eta_{исх}$  принять по табл. 21, 22.

Необходимая мощность электродвигателя

$$N_{эл} = \beta_3 \frac{1}{K_p} \frac{Q_p H_p^{пр}}{\eta_{э}}, \text{ Вт},$$

где  $\beta_3$  - коэффициент запаса мощности электродвигателя, с. 91.

### ***Расчет дутья***

*Коэффициент избытка воздуха по воздушному тракту*

$$\alpha_{ХВ} = \alpha_T - \Delta \alpha_T - \Delta \alpha_{пл} + 2\Delta \alpha_{ВП};$$

$$\alpha_B = \alpha_T - \Delta \alpha_T - \Delta \alpha_{пл} + 2\Delta \alpha_{ВП} + \beta_{рц};$$

$$\alpha_{ВП1} = \alpha_T - \Delta \alpha_T - \Delta \alpha_{пл} + \frac{3\Delta \alpha_{ВП}}{2} + \beta_{рц};$$

$$\alpha_{короб} = \alpha_T - \Delta \alpha_T - \Delta \alpha_{пл} + \Delta \alpha_{ВП} + \beta_{рц};$$

$$\alpha_{ВП2} = \alpha_T - \Delta \alpha_T - \Delta \alpha_{пл} + \frac{\Delta \alpha_{ВП}}{2} + \beta_{рц};$$

$$\alpha_{ГВ} = \alpha_T - \Delta \alpha_T - \Delta \alpha_{пл}.$$

Основные данные для расчета сводятся в табл.23, с. 170.

### *Тракт холодного воздуха*

Расход холодного воздуха  $V_B$ , м/с (табл.23, с. 170).

Скорость воздуха в шахте (принимается)  $W_B = 9$  м/с .

Сечение всасывающей шахты

$$F_{\text{вш}} = \frac{V_B}{W_B}, \text{ м}^2 .$$

Коэффициент сопротивления патрубка для забора воздуха с заслонкой  $\xi_1 = 0,3$ .

Коэффициент сопротивления поворота на  $90^\circ$  (рис. П1-1, с. 95)

$$\xi_2 = K_{\Delta} \xi_0 BC ,$$

где  $K_{\Delta} \xi_0$  - коэффициент сопротивления поворота с учетом шероховатости стенок (рис. 29, с. 196);  $B$  – коэффициент, зависящий от угла поворота, (с. 69);  $C$  – коэффициент, зависящий от формы сечения (рис. 30, с. 196). Принимаем отношение  $r/b = 0,1$  ;  $a/b = 1,3$ .

*Сопротивление участка воздухопровода до вентилятора*

$$h_1 = (\xi_1 + \xi_2) h_d , \text{ Па} .$$

По расходу воздуха за вентилятором (табл. 23) предварительно выбираем вентилятор (рис. 26, с. 194).

Сечение диффузора за вентилятором (табл. 22, с. 169)

$$F_1 = u' z' , \text{ м}^2 .$$

Скорость воздуха во входном сечении  $W = \frac{V_B}{F_1}$  , м/с .

Для определения сопротивления диффузора за вентилятором принимаем:

отношение выходного сечения к входному  $F_2/F_1 = 2 \div 3,5$ ;

относительная длина диффузора  $l/b = 1,5 \div 3$  .

Коэффициент сопротивления диффузора  $\xi$  (рис. 21, с. 191).

*Сопротивление диффузора*

$$h_2 = \xi h_d , \text{ Па} .$$

Скорость воздуха в выходном сечении  $W = \frac{V_B}{F_2}$  , м/с .

Коэффициент сопротивления поворота на  $90^\circ$  (рис. П1-1, с. 95) за диффузором (рис.29, 30, с. 196).

$$\xi = K_{\Delta} \xi_0 BC .$$

*Сопротивление поворота*

$$h_3 = \xi h_d , \text{ Па} .$$

*Сопротивление поворота – диффузора на  $90^\circ$  (рис. П1-1).*

Отношение сечений  $F_2/F_1$  ,

где  $F_1$  - сечение воздуховода за диффузором,  $\text{м}^2$ ;  $F_2 = h_1 b_{\text{ш}}$  ;

$h_1$  - высота одного хода воздухоподогревателя 1-й ступени (из теплового расчета), м;  $b_{\text{ш}}$  - ширина конвективной шахты, м.

Коэффициент сопротивления поворота при отсутствии стабилизационного участка (рис. 29,30)

$$\xi = 1,8 K_{\Delta} \xi_0 BC .$$

Сопротивление поворота-диффузора

$$h_4 = \xi h_d , \text{ Па} .$$

Динамический напор  $h_d$  определяется по скорости в выходном сечении диффузора за вентилятором.

Суммарное сопротивление тракта до воздухоподогревателя

$$H_1 = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 , \text{ Па} .$$

## ***Воздухоподогреватель***

### **1-я ступень**

*Сопротивление пучка (рис. 17, с. 186)*

$$h_1 = C_s C_d \Delta h_{\text{гр}} Z_{\text{ход}} (Z_2 + 1) , \text{ Па} .$$

Поворот на  $180^\circ$  (рассчитывается, если  $Z_{\text{ход}} \geq 2$ ).

Площадь сечений

$$F_1 = h_1 b_{\text{ш}} ; \quad F_2 = a_{\text{в}} b_{\text{ш}} , \text{ м}^2 ,$$

где  $h_1$  - высота одного хода ( из теплового расчета );  $b_{\text{ш}}$  - ширина конвективной шахты;  $a_{\text{в}}$  - глубина воздуховода между пакетами воздухоподогревателя (по чертежу).

Среднее сечение воздуховода

$$F_{\text{ср}} = \frac{2 F_1 F_2}{F_1 + F_2} .$$

Скорость в среднем сечении ( $V_B$  - табл. 23, с. 170)

$$W = \frac{V_B}{F_{\text{ср}}} , \text{ м/с} .$$

Коэффициент сопротивления поворота  $\xi$  (см. с. 83).

*Сопротивление поворота*

$$h_2 = \xi h_d (Z_{\text{ход}} - 1) , \text{ Па} .$$

### **Перепускной канал между 1-й и 2-й ступенью**

Два поворота на  $90^\circ$  во втором перепускном канале (рис. П1-1, с. 95).

Площадь сечений

$$F_1 = h_1 b_{\text{ш}} , \text{ м}^2 ; F_2 = a_{\text{в1}} b_{\text{ш}} , \text{ м}^2 ,$$

где  $a_{\text{в1}}$  - глубина перепускного канала между 1-й и 2-й ступенью воздухоподогревателя (по чертежу).

Среднее сечение воздуховода

$$F_{\text{ср}} = \frac{2 F_1 F_2}{F_1 + F_2} .$$

Скорость в среднем сечении ( $V_B$  - табл. 23)

$$W = \frac{V_B}{F_{\text{ср}}} , \text{ м/с} .$$

Коэффициент сопротивления поворота на  $90^\circ$   $\xi$  (с. 83) .

*Сопротивление двух поворотов*

$$h_3 = 2 \xi h_d , \text{ Па} .$$

### **2-я ступень**

*Сопротивление пучка* (рис. 17, с. 186)

$$h_4 = C_s C_d \Delta h_{\text{гр}} Z_{\text{ход}} (Z_2 + 1) , \text{ Па} .$$

Поворот на  $180^\circ$  (рассчитывается, если  $Z_{\text{ход}} \geq 2$ ).

Площадь сечений

$$F_1 = h_1 b_{\text{ш}} ; F_2 = a_{\text{в}} b_{\text{ш}} , \text{ м}^2 ,$$

где  $h_1$  – высота одного хода воздухоподогревателя 2-й ступени.

Среднее значение воздуховода

$$F_{\text{ср}} = \frac{2F_1 F_2}{F_1 + F_2} .$$

Скорость в среднем сечении ( $V_B$  – табл. 23, с. 170)

$$W = \frac{V_B}{F_{\text{ср}}} , \text{ м/с} .$$

Коэффициент сопротивления поворота на  $\xi$  (с. 83).

*Сопротивление поворота*

$$h_5 = \xi h_{\text{д}} (Z_{\text{ход}} - 1) , \text{ Па} .$$

Общее сопротивление воздухоподогревателя с учетом поправочного коэффициента  $k$  (с. 83)

$$H_2 = k (h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5) , \text{ Па} .$$

### ***Тракт горячего воздуха***

Сопротивление конфузора - поворота на  $90^\circ$  на выходе из воздухоподогревателя (рис. П1-1, с. 95).

Скорость воздуха в воздухопроводе принимаем  $W=12$  м/с.

Сечение воздухопровода горячего воздуха ( $V_B$  - табл. 23)

$$F_2 = \frac{V_B}{W} , \text{ м}^2 .$$

Отношение выходного сечения к входному  $F_2/F_1$  , где  $F_1 = h_1 b_{\text{ш}}$  .

Коэффициент сопротивления конфузора-поворота на  $90^\circ$  (рис. 29, 30, с. 196)

$$\xi_1 = K_{\Delta} \xi_0 BC .$$

Коэффициент сопротивления поворота на  $90^\circ$  (рис. П1-1) без изменения сечения (с. 69)

$$\xi_2 = K_{\Delta} \xi_0 BC .$$

*Сопротивление участка до разветвления коробов*

$$h_1 = (\xi_1 + \xi_2) h_{\text{д}} , \text{ Па} .$$

Динамическое давление определяется по температуре горячего воздуха  $\vartheta_{\text{гв}}$  и  $W_B=12$  м/с .

*Сопротивление раздающего тройника*

Отношение скоростей в основном канале и воздухопроводе вторичного воздуха принимаем  $W_6/W_c = 1$ .

Коэффициент сопротивления тройника  $\xi_6$  (рис. 31, с. 197).

Сопротивление тройника

$$h_2 = \xi_6 h_d, \text{ Па} .$$

*Сопротивление раздающего короба вторичного воздуха на горелки*

Сечение подводящего канала

$$F_{\text{ПОДВ}} = \frac{V_B}{W_B}, \text{ м}^2 ,$$

где  $W_B$  – скорость воздуха в воздухопроводе вторичного воздуха, м/с.

Суммарное сечение в отводах на горелки, при скорости воздуха в отводах  $W_{\text{ОТВ}} = 16$  м/с

$$F_{\text{ОТВ}} = \frac{V_B}{W_{\text{ОТВ}}}, \text{ м}^2 .$$

Коэффициент сопротивления раздающего короба

$$\xi = 1,1 + 0,7 \left( \frac{F_{\text{ПОДВ}}}{F_{\text{ОТВ}}} \right)^2 .$$

Сопротивление раздающего короба

$$h_3 = \xi h_d, \text{ Па} ,$$

где  $h_d$  - динамический напор определяется по скорости воздуха в отводах.

*Сопротивление короба, идущего на мельницу, учитывается при расчете системы пылеприготовления согласно «Нормам расчета и проектирования пылеприготовительных установок»*

Коэффициент сопротивления горелок  $\xi_{\text{гор}}$  (с. 85).

Скорость вторичного воздуха принимаем  $W_2 = 24$  м/с.

*Сопротивление горелок*

$$h_4 = \xi_{\text{гор}} h_d, \text{ Па} .$$

Сопротивление тракта горячего воздуха

$$H_3 = h_1 + h_2 + h_3 + h_4, \text{ Па} .$$

Общее сопротивление воздушного тракта

$$\Delta H = H_1 + H_2 + H_3, \text{ Па} .$$

### ***Расчет самотяги***

Высота воздухоподогревателей  $H_{ВП}$ , м (рис. П1-1, с. 95).

Средняя температура воздуха в воздухоподогревателе

$$t_{ср} = \frac{t_{ХВ} + \vartheta_{ГВ}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} .$$

Самотяга на 1 м высоты воздухоподогревателя  $h'_c$ , Па/м (рис. 23, с.192).

*Самотяга в воздухоподогревателях*

$$h_{сВП} = H_{ВП} h'_c, \text{ Па} .$$

Расчетная высота воздухопровода горячего воздуха  $H_{ВПР}$ , м (рис. П1-1).

Самотяга на 1 м высоты воздухопровода горячего воздуха  $h'_c$ , Па/м (рис. 23).

*Самотяга в воздухопроводе горячего воздуха*

$$h_{сВПР} = H_{ВПР} h'_c, \text{ Па} .$$

### ***Перепад полных давлений***

Расстояние между сечениями ввода воздуха в топку и выхода газов из топки  $H_1$ , м (рис. П1-1).

Разрежение в топке на уровне ввода воздуха

$$h'_T = h''_T + 9,5 H_1, \text{ Па} .$$

Перепад полных давлений

$$\Delta H_{П} = \Delta H - h_{сВП} + h_{сВПР} - h'_T, \text{ Па} .$$

## **Выбор вентилятора**

Расчетная производительность

$$Q_p = \beta_1 V_B, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $V_B$  - расход воздуха за вентилятором,  $\text{м}^3/\text{с}$  (табл. 23, с. 170);  $\beta_1$  - поправочный коэффициент по производительности (с. 87).

Расчетный напор

$$H_p = \beta_2 \Delta H, \text{ Па},$$

где  $\beta_2$  - коэффициент запаса по напору (с. 87).

Поправочный коэффициент

$$K_p = \frac{\vartheta'_B + 273}{t_{\text{зав}} + 273}.$$

Приведенный напор

$$H_p^{\text{пр}} = K_p H_p, \text{ Па}.$$

Тип вентилятора (рис. 26, с. 194; табл. 22, с. 169).

Число оборотов  $n$ , об/мин (табл. 22).

Производительность на исходном режиме  $Q_{\text{исх}}$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$  (табл. 22).

Относительная глубина регулирования  $Q_p/Q_{\text{исх}}$ .

КПД регулирования  $\eta_{\text{рег}}$  (рис. 27, с. 195).

Эксплуатационный КПД машины

$$\eta_{\text{э}} = \eta_{\text{рег}} \eta_{\text{исх}},$$

где  $\eta_{\text{исх}}$  - КПД машины в исходном режиме.

Необходимая мощность электродвигателя

$$N_{\text{эд}} = \beta_3 \frac{1}{K_p} \cdot \frac{Q_p H_p^{\text{пр}}}{\eta_{\text{э}}}, \text{ Вт},$$

где  $\beta_3$  - коэффициент запаса по мощности (с. 91).

# **ПРИЛОЖЕНИЕ 2**

**Таблицы и рисунки**

Таблица 1

## Объемы продуктов сгорания по газоходам котлоагрегата

$V_B^0 =$ , м <sup>3</sup> /кг;	$V_{H_2O}^0 =$ , м <sup>3</sup> /кг;	$V_{RO_2} =$ , м <sup>3</sup> /кг;	$V_{N_2}^0 =$ , м <sup>3</sup> /кг;	$V_{\Gamma}^0 =$ , м <sup>3</sup> /кг		
Наименование	Топка, фестон	ПП	2-й В.Э	2-й ВП	1-й В.Э	1-й ВП
Коэффициент избытка воздуха за газоходом, $\alpha$						
Среднее значение коэффициента избытка воздуха в газоходе, $\alpha_{cp}$						
Объем водяных паров в газоходе $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 (\alpha_{cp} - 1) V_B^0$ , м <sup>3</sup> /кг						
Объем дымовых газов $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,0161 (\alpha_{cp} - 1) V_B^0$ , м <sup>3</sup> /кг						
Объемная доля трехатомных газов $\Gamma_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}}$						
Объемная доля водяных паров $\Gamma_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Gamma}}$						
Объемная доля трехатомных газов и водяных паров $\Gamma_{\Pi} = \Gamma_{H_2O} + \Gamma_{RO_2}$						
Концентрация золовых частиц $\mu_{зл} = \frac{A^{\Gamma} \cdot a_{yh}}{100 \cdot G_{\Gamma}}$ , где						
масса дымовых газов $G_{\Gamma} = 1 - \frac{A^{\Gamma}}{100} + 1,306 \cdot \alpha_{cp} \cdot V_B^0$ , кг/кг						
$a_{yh} =$ (см. табл. 8 Приложения 1).						

## Энтальпии продуктов сгорания по газходам котлоагрегата

θ	I <sup>o</sup> <sub>Г</sub>	I <sup>o</sup> <sub>В</sub>	I <sub>Г</sub> = I <sup>o</sup> <sub>Г</sub> + (α - 1) I <sup>o</sup> <sub>В</sub> ;						ΔI = I <sub>(θ+100)</sub> - I <sub>θ</sub>					
			топка		ПП		2-й В.Э		2-й ВП		1-й В.Э		1-й ВП	
			I	Δ I	I	Δ I	I	Δ I	I	Δ I	I	Δ I	I	Δ I
100			×		×		×		×		×			
200			×	×	×	×	×			×		×		
300			×	×	×	×							×	×
400			×	×									×	×
500			×	×							×		×	×
600			×	×					×	×	×	×	×	×
700			×	×			×	×	×	×	×	×	×	×
800							×	×	×	×	×	×	×	×
900							×	×	×	×	×	×	×	×
1000						×	×	×	×	×	×	×	×	×
1100					×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
1200					×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
1300					×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
1400					×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
1500					×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
1600					×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
1700					×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
1800					×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
1900					×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
2000					×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
2100					×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
2200					×	×	×	×	×	×	×	×	×	×

## Примечание

Определение энтальпии газов  $I_{\theta} = I_{\theta_0} + \frac{\Delta I}{100} (\theta - \theta_0)$ , кДж/кг;

определение температуры газов  $\theta = \frac{I_{\theta} - I_{\theta_0}}{\Delta I} 100 + \theta_0$ , °С,

где  $I_{\theta}$  - энтальпия газов при температуре  $\theta$ ;  $I_{\theta_0}$  - энтальпия газов при температуре ближайшей меньшей по данной таблице;  $\theta_0$  - ближайшее меньшее значение температуры газов.

## Теплотехнические характеристики

№ п/п	Бассейн, месторождение	Марка топлива	Класс или продукт обогащения	Состав рабочей массы топлива, %							
				$W_t^r$	$A^r$	$S_p^r$	$S_o^r$	$C^r$	$H^r$	$N^r$	$O^r$
<b>Твердое топливо</b>											
1	Кузнецкий	Д	Р	12,0	13,2	0,4		58,6	4,2	1,9	9,7
2	"	Г	Р	8,0	14,3	0,5		63,3	4,4	2,1	7,4
3	"	ОС	Р	6,0	14,1	0,6		72,5	3,4	1,7	1,7
4	"	1СС	Р	9,0	18,2	0,3		61,5	3,6	1,5	5,9
5	"	Т	Р	7,0	14,6	0,5		70,2	3,0	1,7	3,0
6	"	Ж	Пром.	7,0	36,3	0,7		47,9	3,4	1,4	3,3
7	"	КЖ	То же	7,0	32,6	0,3		51,9	3,3	1,6	3,3
8	Аркагалинское	Д	Р	19,0	12,2	0,2		51,3	3,6	0,8	12,90
9	Березовское	Б2	Р	33,0	4,7	0,2		44,2	3,1	0,4	14,4
10	Челябинский	Б3	Р	17,0	32,4	0,9		35,9	2,6	1,0	10,2
11	Подмосковный	Б2	Р	32,1	30,6	1,6	0,9	24,3	1,9	0,4	8,2
12	Печорский	Ж	Р	5,5	28,4	0,9		55,5	3,6	1,7	4,4
13	Интинский	Д	Р	11,5	27,4	1,6	0,9	45,8	3,1	1,5	8,2
14	Кизеловский	Г	Р	6,0	34,8	3,5	1,8	45,5	3,4	0,8	4,2
15	Минусинский	Д	Р	14,0	17,2	0,5		52,9	3,5	1,4	10,5
16	Черемховское	Д	Р	13,0	27,0	1,0		46,2	3,4	0,7	8,7
17	Букачачинское	Г	Р	8,0	10,1	0,6		67,2	4,7	0,8	8,6
18	Никольское	Д	ДГ	6,0	18,2	0,4		59,6	4,2	1,1	10,5
19	Партизанский	Г6	Р	5,5	34,0	0,4		49,8	3,2	0,8	6,3
20	Нерюнгри	СС	Р	10,0	19,8	0,2		60,0	3,1	0,6	6,3
<b>Жидкое топливо (мазут)</b>											
21	Малосернистый			3,0	0,05	0,3		84,65	11,7	0,3	
22	Сернистый			3,0	0,1	1,4		83,8	11,2	0,5	
23	Высокосернистый			3,0	0,1	2,8		83,0	10,4	0,7	

## Энергетических топлив

Низшая теплота сгорания $Q_i$ , МДж/кг	Приведенные характеристики		Коэффициент размо­лоспо­собности $K_{\text{ло}}$	Выход летучих на горючую массу $V_{\text{daf}}$ , %	Температуры плавок­сти зо­лы, °С			Температура нача­ла нор­мального жидкого шлакоудаления $t_{\text{нж}}$ , °С	№ п/п
	влаж­ность $W_{\text{пр}}$ , %·кг / МДж	зо­ль­ность $A_{\text{пр}}$ , %·кг / МДж			$t_A$	$t_B$	$t_C$		
<b>Твердое топливо</b>									
22,86	0,52	0,58	1,10	42,0	1110	1230	1310	1550	1
25,25	0,32	0,57	1,20	40,5	1150	1270	1340	1450	2
27,42	0,22	0,51	1,50	14,5	1130	1300	1395	1700	3
23,57	0,38	0,77	1,10	30,0	1180	1380	1410	1500	4
25,12	0,28	0,74	1,40	12,5	1220	1350	1410	—	5
18,76	0,37	1,93	1,35	37,0	1090	1250	1300	—	6
19,85	0,35	1,64	1,60	25,0	1190	1290	1330	1500	7
19,09	1,00	0,64	1,00	41,0	1120	1220	1360	1400	8
15,66	2,11	0,30	1,30	48,0	1270	1290	1310	1400	9
13,44	1,26	2,41	1,20	44,0	1170	1280	1350	1390	10
8,67	3,69	3,53	1,80	48,0	1350	1500	1500	1700	11
22,02	0,25	1,29	1,50	33,0	1060	1250	1360	1550	12
17,54	0,66	1,56	1,40	40,0	1050	1220	1300	1450	13
18,38	0,33	1,89	1,00	44,0	1100	1320	1350	1500	14
20,10	0,33	0,41	1,05	42,0	1180	1210	1420	1450	15
17,88	0,73	1,51	1,30	47,0	1130	1320	1395	1600	16
26,04	0,31	0,39	1,20	42,0	1170	1300	1330	1450	17
22,99	0,26	0,79	1,09	45,0	1260	1370	1440	1550	18
19,47	0,28	1,75	1,50	36,0	1220	1500	1500	1630	19
22,48	0,44	0,88	2,00	20,0	1240	1340	1400	1650	20
<b>Жидкое топливо (мазут)</b>									
40,28	—	—	—	—	—	—	—	—	21
39,73	—	—	—	—	—	—	—	—	22
38,77	—	—	—	—	—	—	—	—	23

### Объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания

№ п/п	Бассейн, месторождение	Марка топлива	Класс или продукт обогащения	Объемы, м <sup>3</sup> /кг, при 0°С и 0,1 МПа				
				$V_{\text{В}}^{\circ}$	$V_{\text{RO}_2}$	$V_{\text{N}_2}^{\circ}$	$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\circ}$	$V_{\text{Г}}^{\circ}$
<i>Твердое топливо</i>								
1	Кузнецкий	Д	Р	6,01	1,10	4,77	0,71	6,58
2	"	Г	Р	6,56	1,19	5,20	0,69	7,08
3	"	ОС	Р	7,31	1,36	5,79	0,57	7,72
4	"	1СС	Р	6,23	1,15	4,94	0,61	6,70
5	"	Т	Р	6,95	1,31	5,51	0,53	7,37
6	"	Ж	Пром.	5,07	0,90	4,02	0,55	5,47
7	"	КЖ	То же	5,39	0,97	4,27	0,54	5,78
8	Аркагалинское	Д	Р	5,09	0,96	4,03	0,72	5,71
9	Березовское	Б2	Р	4,28	0,83	3,38	0,82	5,03
10	Челябинский	Б3	Р	3,57	0,68	2,83	0,56	4,07
11	Подмосковный	Б2	Р	2,47	0,47	1,96	0,65	3,08
12	Печорский	Ж	Р	5,77	1,04	4,57	0,56	6,17
13	Интинский	Д	Р	4,70	0,87	3,73	0,56	5,16
14	Кизеловский	Г	Р	4,98	0,89	3,94	0,53	5,36

Твердых и жидких топлив (при  $\alpha = 1$ )

Энтальпия, кДж/кг (при 0,1 МПа)												№ п/п
Температура, °С												
Энтальпия	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	
<i>Твердое топливо</i>												
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1847	3801	5864	8030	10274	12583	14945	17345	19779	22234	24712	1
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1602	3258	4989	6789	8642	10543	12484	14448	16426	18433	20453	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1987	4088	6306	8634	11045	13525	16061	18638	21250	23884	26543	2
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1748	3556	5446	7411	9434	11509	13627	15772	17931	20121	22327	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	2163	4452	6868	9404	12027	14724	17480	20278	23113	25971	28855	3
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1947	3960	6065	8253	10506	12817	15176	17564	19969	22508	24865	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1881	3870	5971	8176	10459	12807	15207	17646	20117	22610	25125	4
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1661	3378	5173	7040	8961	10932	12945	14982	17033	19114	21210	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	2074	4264	6578	8999	11520	14085	16682	19340	22038	24772	27537	5
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1854	3770	5772	7859	10013	12197	14438	16709	18979	21308	23636	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1532	3151	4861	6655	8514	10426	12380	14367	16381	18412	20462	6
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1351	2738	4209	5728	7291	8895	10532	12189	13858	15551	17256	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1621	3335	5145	7044	9011	11034	13102	15203	17333	19481	21648	7
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1435	2919	4471	6084	7745	9448	11186	12948	14721	16519	18330	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1608	3310	5109	6997	8955	10971	13033	15131	17258	19405	21572	8
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1356	2758	4225	5749	7318	8929	10571	12235	13910	15609	17320	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1426	2935	4531	6208	7949	9744	11581	13452	15351	17268	19206	9
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1140	2318	3550	4830	6149	7501	8882	10280	11687	13115	14552	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1147	2360	3643	4990	6387	7826	9298	10796	12316	13850	15398	10
$I_{\text{B}}^{\circ}$	951	1935	2963	4032	5132	6261	7414	8580	9755	10947	12147	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	878	1806	2787	3819	4896	5996	7117	8267	9438	10627	11829	11
$I_{\text{B}}^{\circ}$	660	1341	2054	2797	3563	4340	5138	5946	6754	7582	8411	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1732	3563	5497	7526	9626	11787	13996	16240	18514	20808	23122	12
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1537	3127	4789	6517	8295	10120	11983	13868	15767	17693	19632	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1452	2988	4610	6314	8079	9895	11752	13640	15554	17485	19434	13
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1253	2548	3903	5311	6760	8247	9765	11302	12849	14419	15999	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1504	3093	4771	6532	8356	10233	12152	14105	16078	18074	20083	14
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1327	2699	4134	5626	7162	8737	10345	11973	13612	15275	16949	

№ п/п	Бассейн, месторождение	Марка топлива	Класс или продукт обогащения	Объемы, м <sup>3</sup> /кг, при 0°С и 0,1 МПа				
				V <sub>В</sub> <sup>0</sup>	V <sub>RO<sub>2</sub></sub>	V <sub>N<sub>2</sub></sub> <sup>0</sup>	V <sub>H<sub>2</sub>O</sub> <sup>0</sup>	V <sub>Г</sub> <sup>0</sup>
<b><i>Твердое топливо</i></b>								
15	Минусинский	Д	Р	5,30	0,99	4,20	0,65	5,84
16	Черемховское	Д	Р	4,75	0,87	3,75	0,62	5,24
17	Букачачинское	Г	Р	6,95	1,26	5,50	0,73	7,49
18	Никольское	Д	ДГ	6,08	1,11	4,81	0,64	6,56
19	Партизанский	Г6	Р	5,08	0,93	4,01	0,51	5,45
20	Нерюнгри	СС	Р	5,95	1,12	4,71	0,56	6,39
<b><i>Жидкое топливо (мазут)</i></b>								
21	Малосернистый			10,62	1,58	8,39	1,51	11,48
22	Сернистый			10,45	1,57	8,25	1,45	11,27
23	Высокосернистый			10,20	1,57	8,06	1,36	10,99

Энтальпия, кДж/кг (при 0,1 МПа)												№ п/п
Температура, °С												
Энтальпия	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	
<i>Твердое топливо</i>												
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1642	3379	5215	7142	9138	11193	13294	15430	17596	19782	21987	15
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1411	2870	4395	5981	7614	9289	10998	12729	14472	16239	18020	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1475	3035	4683	6414	8207	10053	11941	13861	15807	17772	19754	16
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1266	2574	3943	5365	6830	8332	9866	11418	12981	14567	16164	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	2102	4326	6673	9137	11689	14314	16998	19725	22489	25277	28091	17
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1852	3767	5769	7851	9994	12192	14436	16708	18995	21316	23652	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1843	3792	5850	8011	10248	12550	14903	17295	19718	22163	24631	18
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1618	3291	5041	6860	8732	10652	12613	14598	16596	18624	20665	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1532	3152	4862	6658	8517	10429	12384	14370	16383	18413	20462	19
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1353	2751	4214	5735	7300	8905	10545	12204	13874	15569	17276	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	1796	3697	5704	7811	9993	12237	14530	16859	19220	21601	24003	20
$I_{\text{B}}^{\circ}$	1585	3225	4939	6721	8555	10437	12358	14303	16261	18248	20248	
<i>Жидкое топливо (мазут)</i>												
$I_{\Gamma}^{\circ}$	3207	6586	10136	13879	17786	21742	25849	29990	34198	38464	42781	21
$I_{\text{B}}^{\circ}$	2830	5757	8817	12012	15261	18640	22064	25535	29006	32565	36124	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	3148	6469	9960	13636	17472	21357	25389	29458	33587	37777	42015	22
$I_{\text{B}}^{\circ}$	2780	5656	8671	11811	15005	18330	21696	25108	28520	32021	35521	
$I_{\Gamma}^{\circ}$	3069	6305	9709	13293	17032	20821	24752	28713	32737	36819	40947	23
$I_{\text{B}}^{\circ}$	2717	5527	8470	11535	14654	17903	21194	24526	27859	31275	34692	



Таблица 7

**Расчетные присосы холодного воздуха  
в негазоплотных топках и газоходах паровых котлов**

Поверхность нагрева	Присос, $\Delta\alpha$
Топочные камеры пылеугольных и газомазутных котлов:	
газоплотные	0,02
с металлической обшивкой труб экрана	0,05
с обмуровкой и металлической обшивкой	0,07
с обмуровкой и без обшивки	0,10
Фестон, ширмовый перегреватель на выходе из топки	0
Поверхность пароперегревателя в горизонтальном газоходе	0,03
Поверхность пароперегревателя в опускной конвективной шахте (отдельно основного и промежуточного пароперегревателей)	0,03
Экономайзер котлов $D > 13$ кг/с (каждая ступень)	0,02
Экономайзер котлов $D < 13$ кг/с:	
стальной	0,08
чугунный с обшивкой	0,1
чугунный без обшивки	0,2
<b><u>Воздухоподогреватели</u></b>	
Трубчатые:	
для котлов $D > 13$ кг/с (каждая ступень)	0,03
для котлов $D < 13$ кг/с (каждая ступень)	0,05
Регенеративные (вместе горячая и холодная набивки):	
для котлов $D > 13$ кг/с	0,20
для котлов $D < 13$ кг/с	0,25
Пластинчатые (каждая ступень)	0,1
<b><u>Золоуловители</u></b>	
Электрофильтры:	
для котлов $D > 13$ кг/с	0,1
для котлов $D < 13$ кг/с	0,15
Циклонные золоуловители, батарейные золоуловители, скрубберы	0,05
<b><u>Газоходы за котельным агрегатом</u></b>	
Стальные (на 1 м длины)	0,001
Кирпичные боровы (на 1 м длины)	0,005
<b><u>Системы пылеприготовления</u></b>	
С молотковыми мельницами	0,04
Со среднеходными мельницами	0,04
С мельницами-вентиляторами и устройством нисходящей сушки	0,2-0,25

### Расчетные характеристики камерных топок котельных агрегатов

а) производительностью  $D > 21$  кг/с, топливо - твердое ( $q_3 = 0$ )

Вид топочного устройства	Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_T$	Допустимое тепловое напряжение топочного объема $q_v$ , кВт/м <sup>3</sup>	Потери теплоты $q_4$ , %	Доля уноса золы из топки $a_{ун}$
Камерная топка с твердым шлакоудалением	Антрациты	1,2 – 1,25	140	6	0,95
	Полуантрациты	— " —	160	4	0,95
	Тощие угли	— " —	160	2	0,95
	Каменные угли	1,15 – 1,2	175	1 – 1,5	0,95
	Отходы углеобогащения	— " —	160	2 - 3	0,95
	Бурые угли	— " —	185	0,5 - 1	0,95
	Фрезерный торф	— " —	160	0,5 – 1	0,95
	Сланцы	— " —	115	0,5 – 1	0,95
Камерная топка с жидким шлакоудалением	Антрациты и полуантрациты	1,2 – 1,25	145	3 – 4	0,85
	Тощие угли	— " —	185	1,5	0,8
	Каменные угли	1,15 – 1,2	185	0,5	0,8
	Бурые угли	— " —	210	0,5	0,7 – 0,8

б) производительностью  $D > 21$  кг/с, топливо- горючие газы и мазут

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_T$	Допустимое тепловое напряжение топочного объема $q_v$ , кВт/м <sup>3</sup>	Потери теплоты $q_3 + q_4$ , %
Мазут	1,02 – 1,05	290	0,1 – 0,5
Природный, попутный и коксовый газы	1,05 – 1,1	350	0,1 – 0,5

в) производительностью  $D = 7-13$  кг/с при сжигании пылевидного топлива с твердым шлакоудалением

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_T$	Допустимое тепловое напряжение топочного объема $q_v$ , кВт/м <sup>3</sup>			Потери теплоты			Доля уноса золы из топки $a_{ун}$	
					$q_4$ , %				$q_3$ , %
		$D$ , кг/с			$D$ , кг/с				
		7	10	13	7	10	13		
Каменные угли	1,2	250	210	190	5	3	2-3	0,5	0,95
Бурые угли	1,2	290	240	210	3	1,5-2	1-2	0,5	0,95
Фрезерный торф	1,2	250	210	190	3	1,5-2	1-2	0,5	0,95

Таблица 9

## Теплосодержание воды и пара на линии насыщения

P, МПа	t <sub>н</sub> , °С	i' (i <sub>кип</sub> ), кДж кг	i'' (i <sub>нп</sub> ), кДж кг	P, МПа	t <sub>н</sub> , °С	i' (i <sub>кип</sub> ), кДж кг	i'' (i <sub>нп</sub> ), кДж кг	P, МПа	t <sub>н</sub> , °С	i' (i <sub>кип</sub> ), кДж кг	i'' (i <sub>нп</sub> ), кДж кг
<b>1,0</b>	179,9	763	2778	4,4	256,1	1115	2799	10,7	316,1	1437	2711
1,1	184,1	781	2782	4,5	257,5	1122	2798	10,8	316,8	1442	2710
1,2	188,0	799	2785	4,6	258,8	1129	2798	10,9	317,5	1446	2708
1,3	191,6	815	2788	4,7	260,1	1135	2797	<b>11,0</b>	318,1	1450	2706
1,4	195,1	830	2790	4,8	261,5	1142	2796	11,1	318,8	1454	2704
1,5	198,3	845	2792	4,9	262,7	1148	2795	11,2	319,5	1458	2702
1,6	201,4	859	2794	<b>5,0</b>	264,0	1154	2794	11,3	320,2	1463	2700
1,7	204,3	872	2796	5,1	265,2	1160	2793	11,4	320,8	1467	2698
1,8	207,1	885	2797	5,2	266,5	1167	2793	11,5	321,5	1471	2695
1,9	209,8	897	2798	5,3	267,7	1173	2792	11,6	322,2	1475	2693
<b>2,0</b>	212,4	909	2800	5,4	268,8	1179	2791	11,7	322,8	1479	2691
2,1	214,9	920	2800	5,5	270,0	1185	2790	11,8	323,5	1483	2689
2,2	217,3	931	2801	5,6	271,2	1190	2789	11,9	324,1	1487	2687
2,3	219,6	942	2802	5,7	272,3	1196	2788	<b>12,0</b>	324,7	1491	2685
2,4	221,8	952	2803	5,8	273,4	1202	2787	12,1	325,4	1495	2683
2,5	224,0	962	2803	5,9	274,5	1208	2785	12,2	326,0	1499	2680
2,6	226,1	972	2803	<b>6,0</b>	275,6	1213	2784	12,3	326,6	1503	2676
2,7	228,1	981	2804	<b>9,0</b>	303,4	1363	2742	12,4	327,3	1507	2674
2,8	230,1	991	2804	9,1	304,2	1368	2740	12,5	327,9	1511	2671
2,9	232,0	1000	2804	9,2	305,0	1372	2739	12,6	328,5	1515	2669
<b>3,0</b>	233,9	1008	2804	9,3	305,8	1377	2737	12,7	329,1	1519	2667
3,1	235,7	1017	2804	9,4	306,5	1381	2735	12,8	329,7	1523	2665
3,2	237,5	1025	2804	9,5	307,3	1386	2734	12,9	330,3	1527	2662
3,3	239,2	1034	2804	9,6	308,1	1390	2732	<b>13,0</b>	330,9	1531	2660
3,4	240,9	1042	2804	9,7	308,8	1394	2730	13,1	331,5	1535	2657
3,5	242,6	1050	2803	9,8	309,6	1399	2728	13,2	332,1	1539	2655
3,6	244,2	1058	2803	9,9	310,3	1403	2726	13,3	332,7	1543	2653
3,7	245,8	1065	2803	<b>10,0</b>	311,1	1408	2725	13,4	333,3	1547	2650
3,8	247,4	1073	2802	10,1	311,8	1412	2723	13,5	333,9	1551	2648
3,9	248,9	1080	2802	10,2	312,5	1416	2721	13,6	334,5	1555	2645
<b>4,0</b>	250,4	1087	2801	10,3	313,2	1420	2719	13,7	335,0	1559	2643
4,1	251,9	1094	2801	10,4	314,0	1425	2717	13,8	335,6	1563	2645
4,2	253,3	1101	2800	10,5	314,7	1429	2715	13,9	336,2	1567	2640
4,3	254,7	1108	2800	10,6	315,4	1433	2713	<b>14,0</b>	336,7	1571	2638

Таблица 10

## Теплосодержание питательной воды, кДж/кг

t, °C	Давление P, МПа															
	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0
90	377,6	377,8	377,9	378,1	378,2	378,4	378,5	378,7								
100	419,7	419,8	420,0	420,1	420,3	420,4	420,6	420,7	420,9	421,1	421,2	421,4	421,5	421,7	421,8	422,0
110	461,9	462,0	462,2	462,3	462,5	462,6	462,8	462,9	463,1	463,2	463,4	463,5	463,6	463,8	463,9	464,1
120	504,3	504,4	504,5	504,7	504,8	505,0	505,1	505,2	505,4	505,5	505,7	505,8	505,9	506,1	506,2	506,4
130	546,8	546,9	547,1	547,2	547,3	547,5	547,6	547,7	547,9	548,0	548,1	548,3	548,4	548,5	548,7	548,8
140	589,5	589,7	589,8	589,9	590,0	590,2	590,3	590,4	590,6	590,7	590,8	591,0	591,1	591,2	591,3	591,5
150	632,5	632,6	632,8	632,9	633,0	633,1	633,2	633,4	633,5	633,6	633,7	633,9	634,0	634,1	634,2	634,4
160	675,8	675,9	676,0	676,1	676,2	676,3	676,5	676,6	676,7	676,8	676,9	677,0	677,2	677,3	677,4	677,5
170	719,3	719,4	719,5	719,6	719,7	719,9	720,0	720,1	720,2	720,3	720,4	720,5	720,6	720,7	720,8	721,0
180		763,3	763,4	763,5	763,6	763,7	763,8	763,9	764,0	764,1	764,2	764,3	764,4	764,5	764,6	764,7
190			807,7	807,8	807,9	807,9	808,0	808,1	808,2	808,3	808,4	808,5	808,6	808,7	808,8	808,9
200				852,5	852,5	852,6	852,7	852,8	852,9	852,9	853,0	853,1	853,2	853,3	853,4	853,4
210						897,8	897,8	897,9	898,0	898,1	898,1	898,2	898,3	898,3	898,4	898,5
220								943,6	943,7	943,7	943,8	943,9	943,9	944,0	944,0	944,1
230										990,1	990,1	990,2	990,2	990,3	990,3	990,3
240														1037,0	1037,0	1037,0

Окончание табл. 10

t, °C	Давление P, МПа															
	4,2	4,4	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4	5,6	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	12,5	13,0
100	422,1	422,3	422,4	422,6	422,7	422,9	423,0	423,2								
110	464,2	464,4	464,5	464,7	464,8	465,0	465,1	465,3								
120	506,5	506,7	506,8	506,9	507,1	507,2	507,4	507,5								
130	549,0	549,1	549,2	549,4	549,5	549,6	549,8	549,9								
140	591,6	591,7	591,9	592,0	592,1	592,3	592,4	592,5								
150	634,5	634,6	634,7	634,9	635,0	635,1	635,2	635,4								
160	677,6	677,7	677,9	678,0	678,1	678,2	678,3	678,5								
170	721,1	721,2	721,3	721,4	721,5	721,6	721,7	721,8	724,0	724,3	724,6	724,9	725,1	725,4	725,7	726,0
180	764,8	764,9	765,0	765,1	765,2	765,3	765,4	765,5	767,6	767,8	768,1	768,4	768,6	768,9	769,2	769,4
190	809,0	809,1	809,1	809,2	809,3	809,4	809,5	809,6	811,5	811,7	812,0	812,2	812,4	812,7	812,9	813,2
200	853,5	853,6	853,7	853,8	853,8	853,9	854,0	854,1	855,8	856,0	856,2	856,4	856,6	856,8	857,1	857,3
210	898,5	898,6	898,7	898,8	898,8	898,9	899,0	899,0	900,5	900,7	900,9	901,1	901,2	901,4	901,6	901,8
220	944,1	944,2	944,2	944,3	944,4	944,4	944,5	944,5	945,7	945,9	946,0	946,2	946,4	946,5	946,7	946,8
230	990,4	990,4	990,5	990,5	990,5	990,6	990,6	990,7	991,5	991,7	991,8	991,9	992,0	992,2	992,3	992,4
240	1037	1037	1037	1037	1037	1037	1038	1038	1038	1038	1038	1038	1038	1038	1039	1039
250	1085	1085	1085	1085	1085	1085	1085	1085	1085	1085	1085	1085	1085	1086	1086	1086
260				1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1133
270									1183	1183	1183	1183	1183	1183	1183	1182
280									1234	1234	1234	1234	1233	1233	1233	1233
290									1287	1287	1287	1286	1286	1286	1285	1285
300									1343	1342	1342	1341	1341	1340	1340	1339
310											1400	1399	1399	1398	1397	1396
320														1460	1458	1457

Таблица 11

## Теплосодержание и удельные объемы перегретого пара

t, °C	$\nu$ ,	$i$ ,														
	м <sup>3</sup> /кг	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$														
	Давление P, МПа															
	1,2		1,3		1,4		1,5		2,2		2,3		2,4		2,5	
200	0,1693	2816	0,1552	2810	0,1430	2803	0,1325	2797								
210	0,1741	2841	0,1597	2835	0,1473	2830	0,1366	2824								
220	0,1788	2865	0,1641	2860	0,1515	2855	0,1406	2850	0,0916	2810	0,0870	2803				
230	0,1834	2889	0,1684	2884	0,1556	2880	0,1445	2875	0,0946	2839	0,0900	2833	0,0857	2828	0,0817	2822
240	0,1879	2912	0,1727	2908	0,1596	2904	0,1482	2899	0,0975	2867	0,0928	2862	0,0884	2857	0,0844	2852
250	0,1923	2935	0,1768	2931	0,1635	2927	0,1520	2923	0,1004	2894	0,0955	2889	0,0911	2885	0,0870	2880
260	0,1967	2958	0,1809	2954	0,1674	2950	0,1556	2947	0,1031	2920	0,0982	2916	0,0937	2912	0,0895	2907
270	0,2011	2980	0,1850	2977	0,1711	2973	0,1592	2970	0,1057	2945	0,1007	2941	0,0962	2938	0,0920	2934
280	0,2053	3002	0,1890	2999	0,1749	2996	0,1627	2993	0,1083	2970	0,1033	2966	0,0986	2963	0,0943	2959
290	0,2096	3024	0,1929	3021	0,1786	3018	0,1662	3015	0,1109	2994	0,1057	2991	0,1010	2988	0,0966	2984
300	0,2138	3046	0,1968	3043	0,1823	3040	0,1697	3038	0,1134	3018	0,1081	3015	0,1033	3012	0,0989	3009
310									0,1159	3041	0,1105	3038	0,1056	3036	0,1011	3033
320									0,1183	3064	0,1129	3062	0,1079	3059	0,1033	3057
330									0,1207	3087	0,1152	3085	0,1102	3082	0,1055	3080
340									0,1231	3110	0,1175	3108	0,1124	3106	0,1076	3103
350									0,1255	3133	0,1198	3131	0,1146	3128	0,1098	3126
360									0,1278	3155	0,1220	3153	0,1167	3151	0,1119	3149
370									0,1302	3178	0,1243	3176	0,1189	3174	0,1139	3172
380									0,1325	3200	0,1265	3198	0,1210	3196	0,1160	3194
390									0,1348	3222	0,1287	3220	0,1232	3219	0,1181	3217
400									0,1371	3244	0,1309	3243	0,1253	3241	0,1201	3239

Продолжение табл. 11

t, °C	$\nu$ , м <sup>3</sup> /кг	$i$ , кДж/кг														
	Давление P, МПа															
	3,5		3,6		3,7		3,8		3,9		4,0		4,1		4,2	
310	0,0702	3004	0,0680	3001	0,0660	2998	0,0640	2995	0,0622	2992	0,0604	2988	0,0588	2985	0,0572	2982
320	0,0719	3030	0,0697	3027	0,0676	3024	0,0656	3021	0,0638	3018	0,0620	3015	0,0603	3012	0,0587	3010
330	0,0735	3055	0,0713	3052	0,0692	3050	0,0672	3047	0,0653	3044	0,0635	3042	0,0618	3039	0,0602	3036
340	0,0752	3080	0,0729	3077	0,0708	3075	0,0687	3072	0,0668	3070	0,0650	3067	0,0633	3065	0,0616	3062
350	0,0768	3104	0,0745	3102	0,0723	3099	0,0703	3097	0,0683	3095	0,0665	3092	0,0647	3090	0,0630	3088
360	0,0784	3128	0,0760	3126	0,0738	3124	0,0717	3122	0,0698	3119	0,0679	3117	0,0661	3225	0,0644	3113
370	0,0799	3152	0,0776	3150	0,0753	3148	0,0732	3146	0,0712	3144	0,0693	3142	0,0675	3140	0,0657	3138
380	0,0815	3176	0,0791	3174	0,0768	3172	0,0747	3170	0,0726	3168	0,0707	3166	0,0688	3164	0,0671	3162
390	0,0830	3199	0,0806	3197	0,0783	3195	0,0761	3193	0,0754	3215	0,0721	3190	0,0702	3188	0,0684	3186
400	0,0845	3222	0,0821	3221	0,0797	3219	0,0775	3217	0,0622	2992	0,0734	3214	0,0715	3212	0,0697	3210
410	0,0860	3245	0,0835	3244	0,0812	3242	0,0789	3240	0,0768	3239	0,0748	3237	0,0728	3235	0,0710	3234
420	0,0875	3268	0,0850	3267	0,0826	3265	0,0803	3264	0,0781	3262	0,0761	3261	0,0741	3259	0,0723	3257
430	0,0890	3291	0,0864	3290	0,0840	3288	0,0817	3287	0,0795	3285	0,0774	3284	0,0754	3282	0,0735	3281
440	0,0905	3314	0,0879	3313	0,0854	3311	0,0831	3310	0,0808	3309	0,0787	3307	0,0767	3306	0,0748	3304
450	0,0902	3337	0,0893	3336	0,0868	3334	0,0844	3333	0,0822	3332	0,0800	3330	0,0780	3329	0,0760	3327
460	0,0934	3360	0,0907	3359	0,0882	3357	0,0858	3356	0,0835	3355	0,0813	3353	0,0793	3352	0,0773	3351
470	0,0949	3383	0,0922	3381	0,0896	3380	0,0871	3379	0,0848	3378	0,0826	3376	0,0805	3375	0,0785	3374

Окончание табл. 11

t, °C	$\nu$ , м <sup>3</sup> /кг	$i$ , кДж/кг														
	Давление P, МПа															
	9,2		9,4		9,6		9,8		10,0		10,5		11,0		11,5	
400	0,0292	3116	0,0284	3111	0,0277	3107	0,0271	3103	0,0264	3099	0,0249	3088	0,0235	3076	0,0222	3065
410	0,0299	3145	0,0292	3141	0,0285	3137	0,0278	3133	0,0271	3129	0,0256	3119	0,0242	3108	0,0229	3098
420	0,0306	3173	0,0299	3169	0,0291	3166	0,0285	3162	0,0278	3158	0,0262	3149	0,0248	3139	0,0235	3129
430	0,0313	3201	0,0306	3197	0,0298	3194	0,0291	3190	0,0285	3187	0,0269	3178	0,0255	3169	0,0242	3160
440	0,0320	3228	0,0312	3225	0,0305	3221	0,0298	3218	0,0291	3215	0,0275	3206	0,0261	3198	0,0248	3189
450	0,0327	3255	0,0319	3252	0,0311	3249	0,0304	3245	0,0297	3242	0,0281	3234	0,0267	3226	0,0253	3218
460	0,0333	3281	0,0325	3278	0,0318	3275	0,0311	3272	0,0304	3269	0,0287	3262	0,0273	3254	0,0259	3246
470	0,0340	3307	0,0332	3305	0,0324	3302	0,0317	3299	0,0310	3296	0,0293	3289	0,0278	3282	0,0265	3274
480	0,0346	3333	0,0338	3330	0,0330	3328	0,0323	3325	0,0316	3322	0,0299	3316	0,0284	3309	0,0270	3302
490	0,0353	3359	0,0344	3356	0,0337	3354	0,0329	3351	0,0322	3348	0,0305	3342	0,0290	3335	0,0276	3327
500	0,0359	3384	0,0351	3382	0,0343	3379	0,0335	3377	0,0328	3374	0,0311	3368	0,0295	3362	0,0281	3355
510	0,0365	3409	0,0357	3407	0,0349	3405	0,0341	3402	0,0334	3400	0,0316	3394	0,0301	3388	0,0286	3382
520	0,0371	3434	0,0363	3432	0,0355	3430	0,0347	3427	0,0339	3425	0,0322	3419	0,0306	3414	0,0291	3408
530	0,0377	3459	0,0369	3457	0,0360	3455	0,0353	3453	0,0345	3450	0,0327	3445	0,0311	3439	0,0296	3434
540	0,0383	3484	0,0375	3482	0,0366	3480	0,0358	3478	0,0351	3475	0,0333	3470	0,0316	3465	0,0301	3460
550	0,0389	3509	0,0380	3507	0,0372	3504	0,0364	3502	0,0356	3500	0,0338	3495	0,0322	3490	0,0306	3485
560	0,0395	3533	0,0386	3531	0,0378	3529	0,0370	3527	0,0362	3525	0,0343	3520	0,0327	3516	0,0311	3511

**Рекомендуемые средние значения температуры газов  
перед ширмовым и конвективным пароперегревателями**

Топливо	Характер первичных отложений	Температура газов, °С		
		перед ширмами (на уровне середины выходного окна)		перед конвективным пароперегревателем в горизонтальном газоходе
		цельно- сварными	гладко- трубными	
Донецкий АШ,Т	рыхлые	1200	1150	1000
Донецкий Г,Д	прочные	1100	1100	950
Кузнецкий Г	рыхлые	1150	1100	950
Кузнецкий СС, Т	рыхлые	1200	1150	1000
Азейский Б	прочные	1200	1200	950
Кизеловский Г	прочные	1100	1100	1000
Экибастузский	прочные	1250	1250	1100
Подмосковный Б	прочные	1100	1100	1000
Назаровский	прочные	1050	1050	900
Ирша-бородинский	прочные	1050	1050	900
Березовский Б	прочные	1050	1050	900
Ангренский Б	прочные	1050	1050	900
Фрезерный торф	прочные	1000	1000	900
Сланцы	прочные	1000	1000	900
Тургайский Б	прочные	1070	1070	930

**Предельно допустимые скорости газов**

Топливо	Скорость $W_{и}$ , м/с	Топливо	Скорость $W_{и}$ , м/с
Экибастузский уголь	7,0	Кизеловский уголь	10,5
Подмосковный уголь	9,0	Антрацитовый штыб	11,5
Челябинский уголь	10,0	Донецкий уголь марки Т	12,0

Таблица 14

### Поправка $\Delta\varepsilon$ , ( $\text{м}^2 \cdot \text{К}$ )/Вт, к коэффициенту загрязнения

Поверхность нагрева	Топливо, дающее сыпучие отложения (в том числе АШ при $\Gamma_{\text{ун}} > 20\%$ )	Антрацитовый штыб		Канско-Ачинские угли, сланцы и фрезерный торф
		с дробеочисткой	без дробеочистки	
Шахматные пучки пароперегревателей	0,0026	0,0026	0,0043	0,0034
Вторые ступени экономайзеров, одноступенчатые экономайзеры при $\nu' > 400\text{ }^\circ\text{C}$	0,0017	0,0017	0,0043	0,0026
Первые ступени экономайзеров, одноступенчатый экономайзер и другие поверхности при $\nu' < 400\text{ }^\circ\text{C}$	0	0	0,0017	0

Таблица 15

### Коэффициент использования воздухоподогревателей $\xi$

Вид топлива	Тип воздухоподогревателя					
	трубчатый без промежуточных трубных досок		регенеративный вращающийся		стеклянный	чугунный (ребристый)
	«холодная» ступень, одноступенчатый	«горячая» ступень	при $\Delta\alpha_{\text{вп}} \geq 0,2$	при $\Delta\alpha_{\text{вп}} < 0,2$		
АШ, фрезерный торф	0,90	0,75	0,80	0,90	0,70	0,75
Мазут, древесное топливо	0,85	0,90	0,80	0,90	0,70	0,70
Остальное топливо	0,90	0,90	0,80	0,90	0,70	0,80

Примечание. При наличии межходовых промежуточных трубных досок в пределах секции, из-за которых имеют место перетоки воздуха между ходами, коэффициент использования снижается на 0,15 в двухходовой ступени с одной и в трехходовой ступени с двумя промежуточными трубными досками.

Таблица 16

**Условный коэффициент загрязнения поверхности**

Тип экрана	Топливо	Коэффициент $\xi$
Настенные гладкотрубные и мембранные цельносварные экраны в камерных топках	Газообразное	0,65
	Мазут	0,55
	Пыль твердых топлив:	
	- антрацитовый штыб и тощий уголь	0,45
	- каменные и бурые угли средней шлакующей способности	0,45
	- каменные и бурые угли высокой шлакующей способности	0,35 - 0,40
	- фрезерный торф	0,45
	- сланцы	0,25

Таблица 17

**Коэффициент тепловой эффективности при сжигании мазута и газа**

Поверхность нагрева	Скорость газов $W_{г}$ , м/с	Коэффициент тепловой эффективности $\psi^*$
<i>При сжигании мазута</i>		
Пароперегреватели в конвективной шахте при очистке дробью; коридорные поверхности в горизонтальном газоходе без очистки; котельные пучки котлов малой мощности, фестоны	4 – 12; 12 – 20	0,65 – 0,6; 0,6
Переходные зоны, первые и вторые ступени экономайзеров с очисткой дробью	4 – 12; 12 - 20	0,7–0,65; 0,65–0,6
Экономайзеры котлов малой мощности (при температуре воды на входе 100 °С и ниже)	4 - 12	0,5 – 0,45
<i>При сжигании газа</i>		
Пароперегреватели, переходные зоны, вторые ступени экономайзеров и другие поверхности нагрева при $v' > 400$ °С (гладкие и плавниковые трубы)	Для любых скоростей	0,85
Первые ступени экономайзеров, одноступенчатые экономайзеры при $v' \leq 400$ °С (гладкие и плавниковые трубы)	То же	0,9

\* Большие значения  $\psi$  соответствуют меньшим скоростям газов.

**Основные данные по газоходам котельного агрегата для аэродинамического расчета**

Показатели	Обозначение	Размерность	Фестон	Пароперегреватель	В.Э 2-й ступени	ВП 2-й ступени		В.Э 1-й ступени	ВП 1-й ступени	
						газ	воздух		газ	воздух
Средняя температура потока	$\vartheta$	°С								
Средняя скорость потока	$w$	м/с								
Диаметр труб со стороны потока	$d$	м								
Расположение труб со стороны потока	—	—	шахм.	корид.	шахм.	прод.	шахм.	шахм.	прод.	шахм.
Число труб по ходу потока	$Z_2$	шт				—			—	
Отношение поперечного шага к диаметру	$\sigma_1$					—			—	
Отношение продольного шага к диаметру	$\sigma_2$					—			—	
Высота воздухоподогревателя	$h$	м	—	—	—		—	—		—
Число ходов по воздуху	$Z_{\text{ход}}$	шт	—	—	—	—		—	—	

**Типоразмеры батарейных циклонов для паровых котлов  
производительностью 5,5 – 61 кг/с**

Производительность котлов D, кг/с	Типоразмеры батарейных циклонов	Общее количество элементов на котел	Расход газа через батарейный циклон, м <sup>3</sup> /с
58; 61	БЦ-4x12x15	720	144 – 153
	БЦ-4x12x15	660	131 – 141
	БЦ-4x10x15	600	116 – 128
	БЦ-4x9x15	540	104 – 116
	БЦ-4x8x15	480	97 – 101
44; 47	БЦ-4x11x12	520	106 – 113
	БЦ-4x10x12	480	93 – 106
	БЦ-4x9x12	432	84 – 94
	БЦ-4x8x12	384	73 – 83
33	БЦ-4x9x10	360	71 – 81
	БЦ-4x8x10	320	59 – 69
	БЦ-4x7x10	280	54 – 60
21	БЦ-4x8x8	256	49 – 54
	БЦ-4x7x8	224	42 – 48
	БЦ-4x6x8	192	34 – 41
	БЦ-3x8x7	168	32 – 36
14	БЦ-3x7x7	147	27 – 31
	БЦ-3x6x7	126	25 – 27,5
	БЦ-2x8x7	112	20 – 26
10	БЦ-2x7x7	98	18 – 21
	БЦ-2x6x7	84	17,5 – 19
5,5 ; 7	БЦ-2x6x5	60	11 – 14
	БЦ-2x5x5	50	10 - 11

### Определение высоты дымовой трубы

Среднесуточный расход топлива, кг/с	Высота трубы, м	
	при приведенной зольности $A_{пр}^r \geq 1,4$ (% · кг)/МДж	при приведенной зольности $A_{пр}^r \leq 1,4$ (% · кг)/МДж
до 1,4	30	30
от 1,4 до 4	45	30
от 4 до 14	60	45
от 14 до 28	80	60
от 28 до 56	100	80
от 56 до 83	120	100
более 83	150	120

### Технические и конструктивные характеристики центробежных дымососов одно- и двустороннего всасывания типа 0,62-40

Марка дымососа	Частота вращения $n$ , об/мин	Производительность, $m^3/c$	Напор, Па при $t_{зав}=100$ °С	КПД, %	Выходное сечение, мм	
					$z'$	$u'$
ДН - 22	740	38,9	3400	83	818	1540
ДН -22×2	740	72,2	3600	83	1540	1638
ДН - 24	740	50	3900	83	898	1680
ДН -24×2	740	100	3900	83	1786	1680
ДН - 26	740	63,89	4500	83	968	1820
ДН -26×2	740	122,2	4600	83	1935	1820

Таблица 22

**Технические и конструктивные характеристики дутьевых вентиляторов и дымососов одностороннего всасывания типа 0,55 – 40 - 1**

Марка вентилятора / дымососа	Частота вращения, об/мин	Производительность, м <sup>3</sup> /с		Напор, Па		КПД, %		Выходное сечение, мм	
		ВДН	ДН	ВДН, t <sub>зав</sub> =30 °С	ДН, t <sub>зав</sub> =100 °С	ВДН	ДН	з'	и'
ВДН - 8	980	1,72	-	1030	-	82	-	300	400
ВДН-9 / ДН - 9	980	2,47	2,78	1280	1030	83	83	338	450
ВДН-10 / ДН-10	980	3,33	3,89	1540	1250	83	83	375	500
ВДН-11,2 / ДН-11,2	980	5,0	5,28	2000	1500	83	83	420	560
ВДН-12,5 / ДН-12,5	980	6,4	7,2	2550	1950	84	83	470	625
ВДН-15 / ДН-15	740	10,6	10,6	2000	1500	84	84	560	750
ВДН-15 / ДН-15	980	13,33	13,9	3500	2800	85	84	560	750
ВДН-17 / ДН-17	740	15,83	16,1	2500	2000	85	84	630	850
ВДН-17 / ДН-17	980	20,83	20,8	4400	3600	85	84	630	850
ВДН-19 / ДН-19	740	21,67	21,4	3200	2600	85	84	670	850
ДН-19	980	-	29,17	-	4600	-	84	670	850
ВДН-21 / ДН-21	740	30,6	29,17	3800	2800	85	85	780	1050
ДН-21	980	-	37,5	-	5400	-	85	780	1050

### Основные данные для расчета воздушного тракта

Наименование участка дутьевого тракта		Коэффициент избытка воздуха, $\alpha$	Средняя температура воздуха $t_{в}, ^\circ\text{C}$	Средний расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$ $V_{в} = \alpha \cdot V_{в}^0 \cdot B_p \cdot \frac{t_{в} + 273}{273}$	Скорость воздуха $W, \text{м/с}$
Тракт холодного воздуха	до вентилятора		30		
	за вентилятором				
Воздухоподогреватель 1-й ступени и перепускные короба					
Перепускной короб между 1-й и 2-й ступенями воздухоподогревателя					
Воздухоподогреватель 2-й ступени					
Тракт горячего воздуха					
Количество горячего воздуха, идущего на вторичное дутье				Принимаем расход воздуха, идущего на вторичное дутье, равным 60 % от общего расхода горячего воздуха	

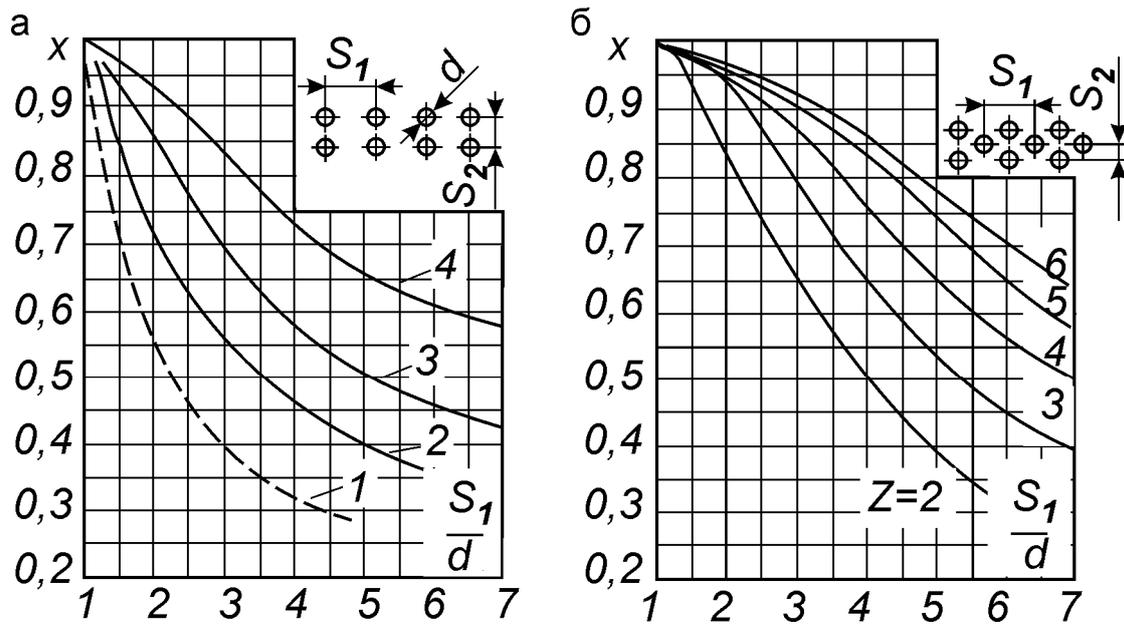


Рис. 1. Угловой коэффициент

а- коридорное расположение:

- 1-для ширм;
- 2-для двухрядного пучка;
- 3-для трехрядного пучка;
- 4-для четырехрядного пучка

б- многорядный шахматный пучок;

$Z$  - число рядов (2, 3, 4, 5, 6)

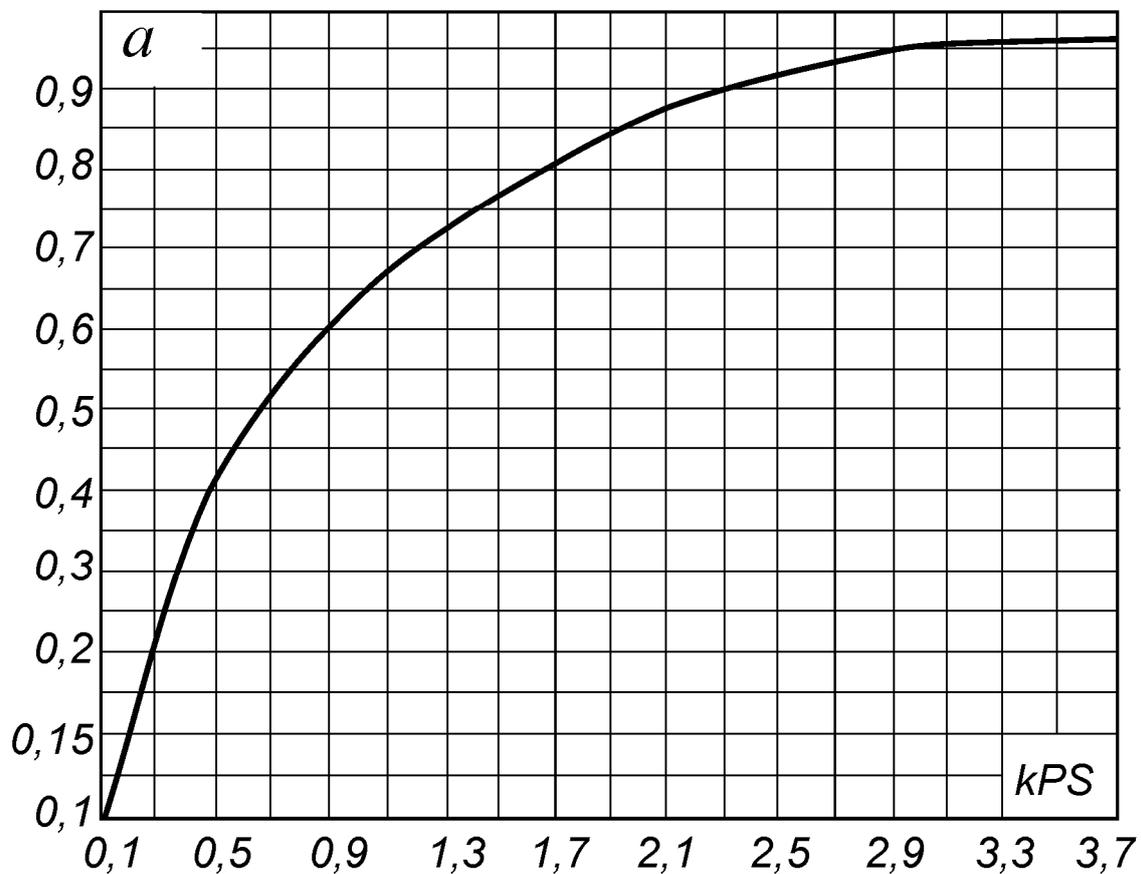


Рис. 2. Степень черноты продуктов сгорания

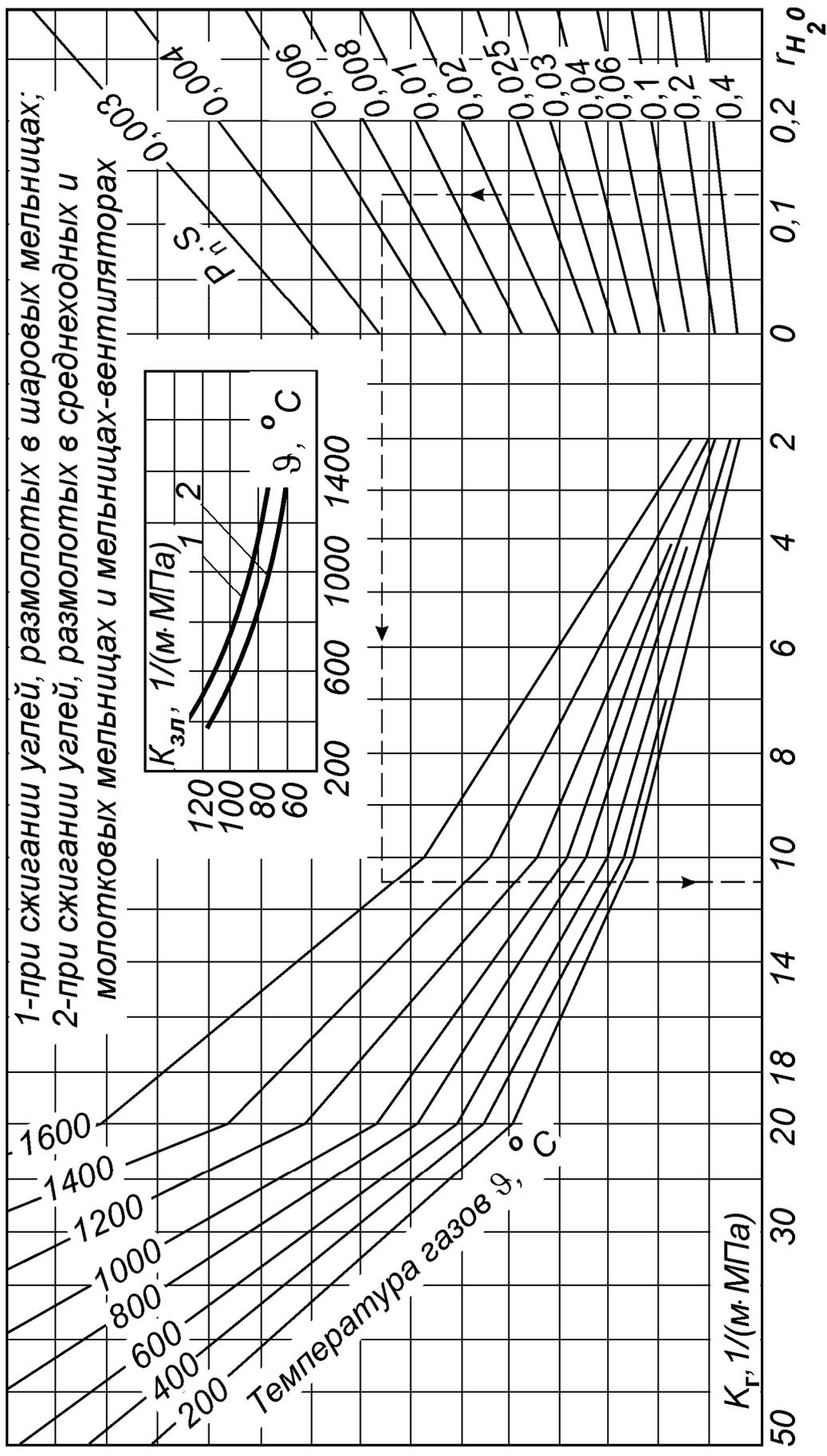


Рис.3. Коэффициент поглощения лучей дымовыми газами  $K_r$  и золовыми частицами  $K_{3\text{пл}}$

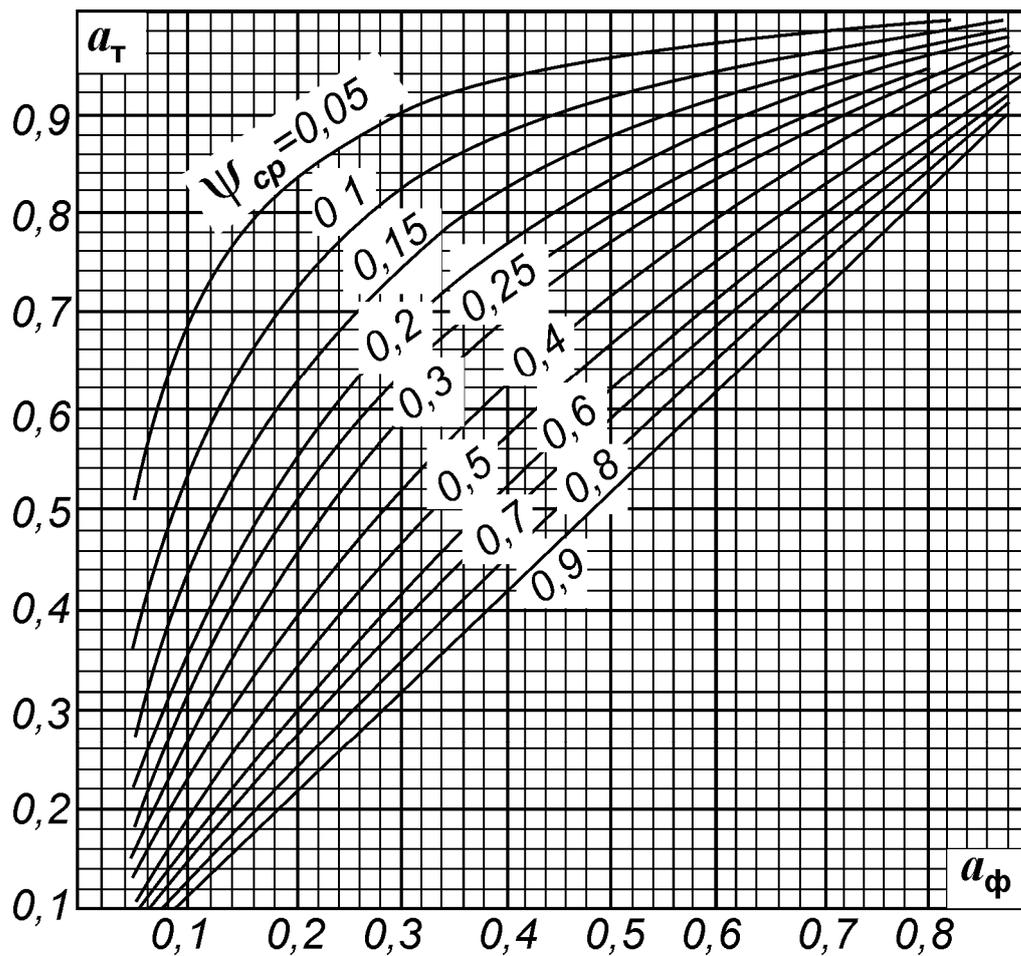


Рис. 4. Степень черноты камерной топки

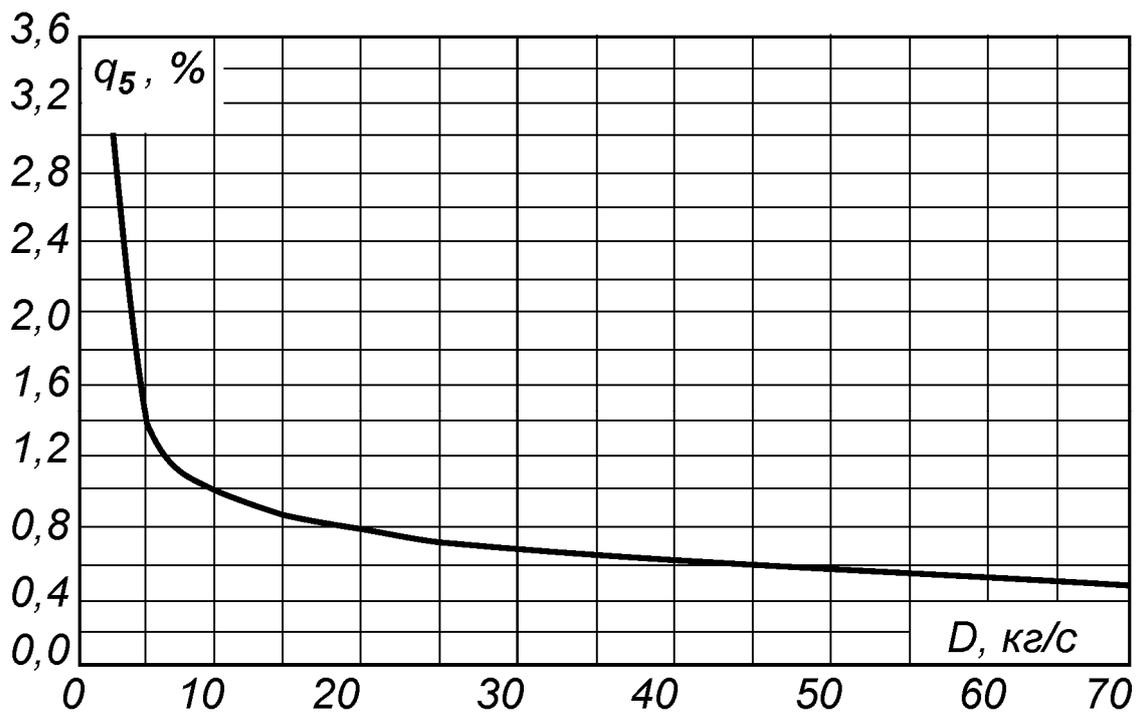


Рис. 5. Потери тепла от наружного охлаждения

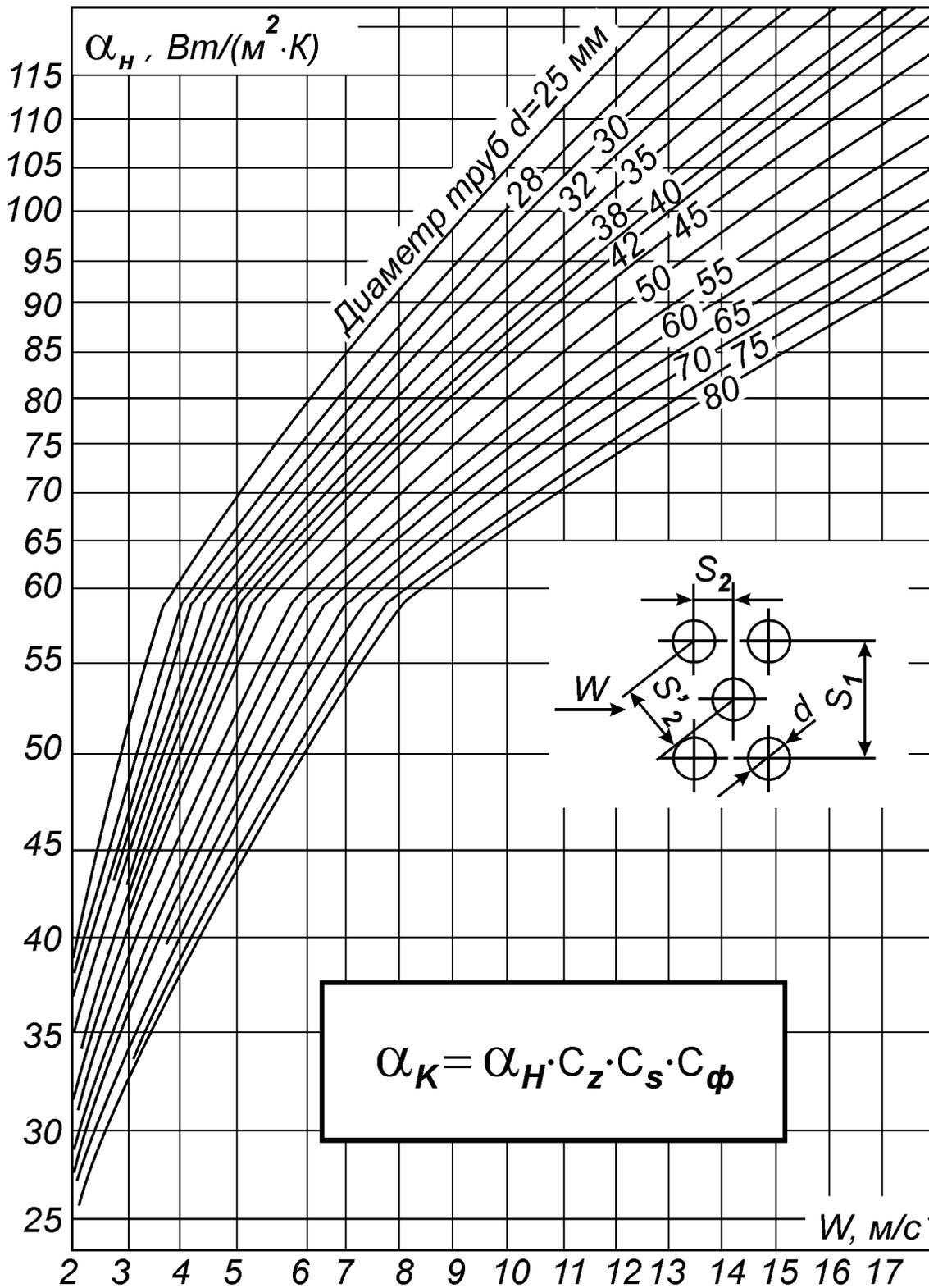
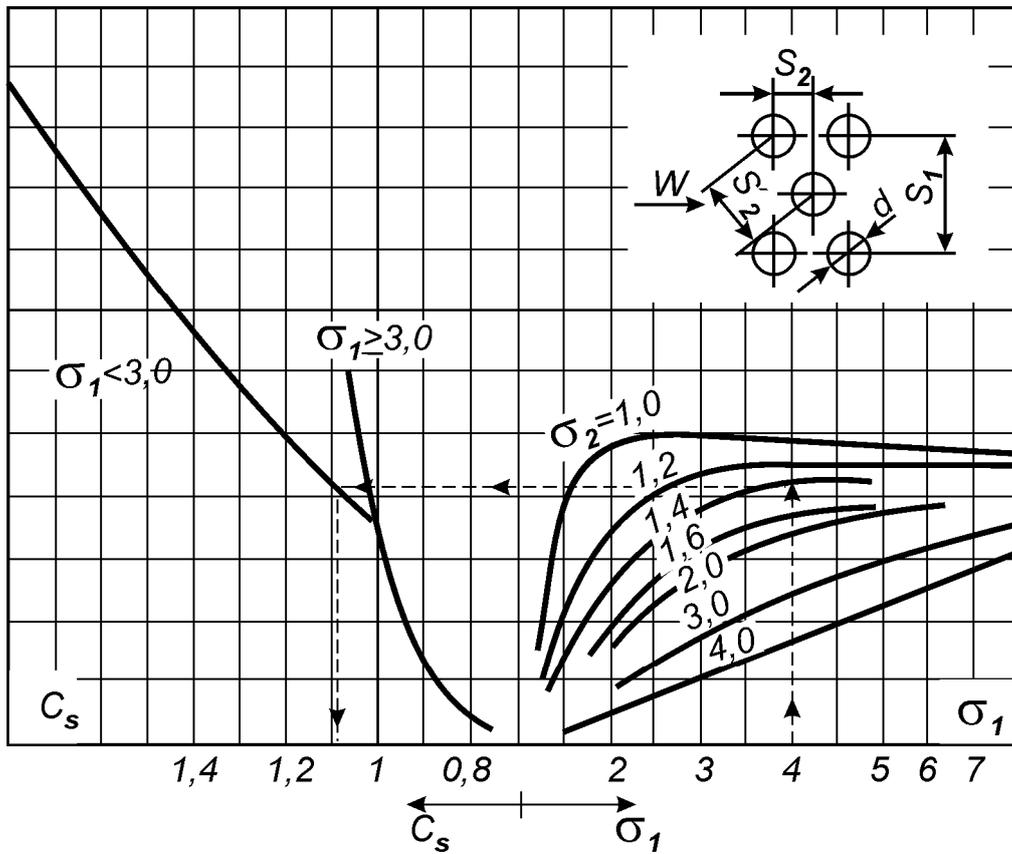
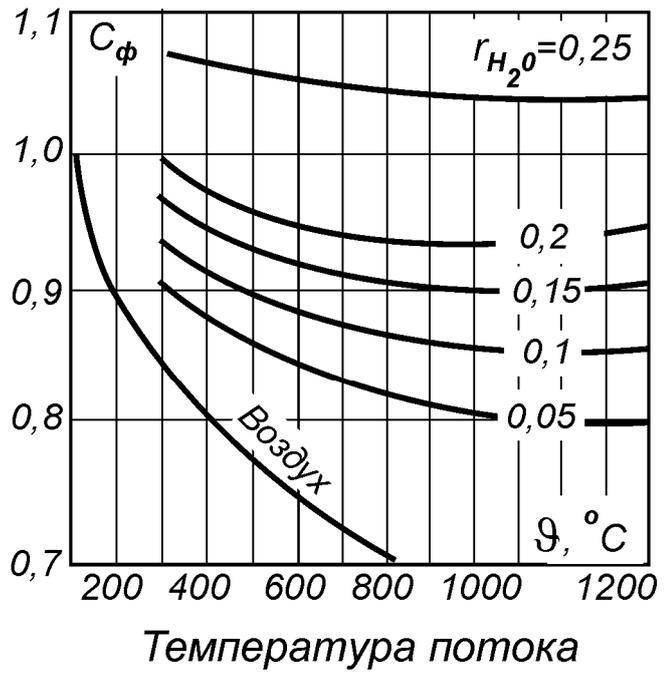
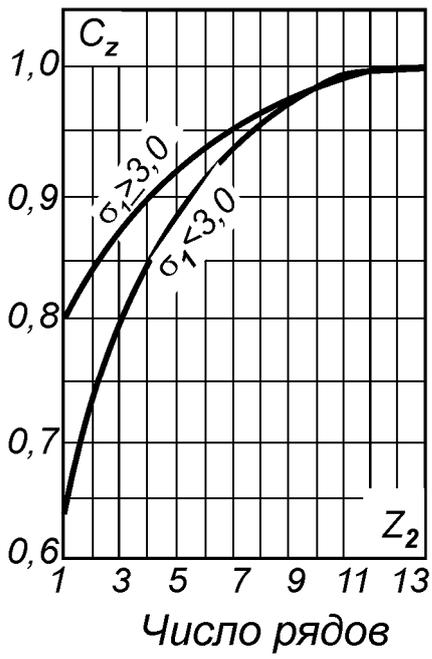


Рис. 6. Коэффициент теплоотдачи конвекцией



при поперечном омывании шахматного пучка

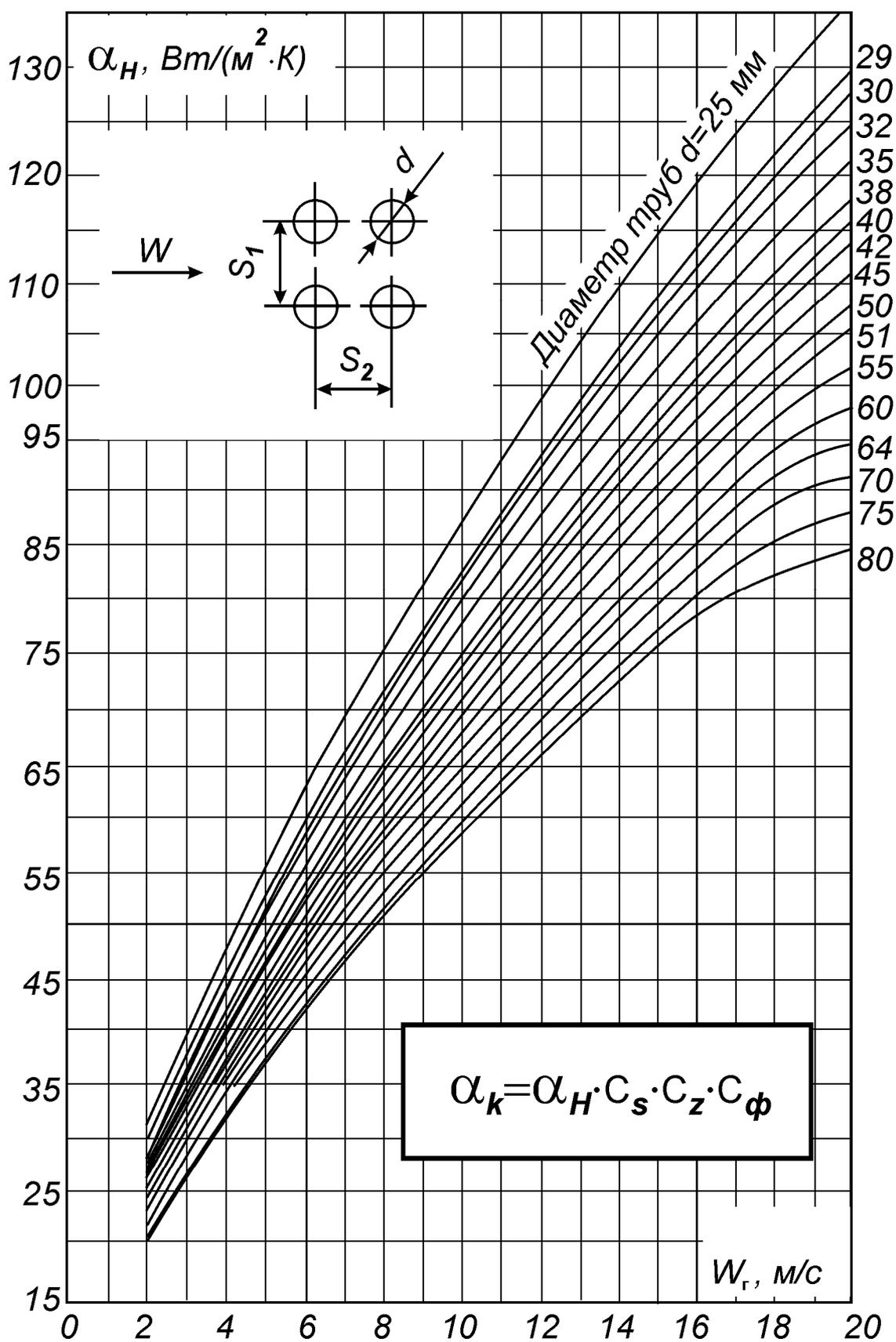
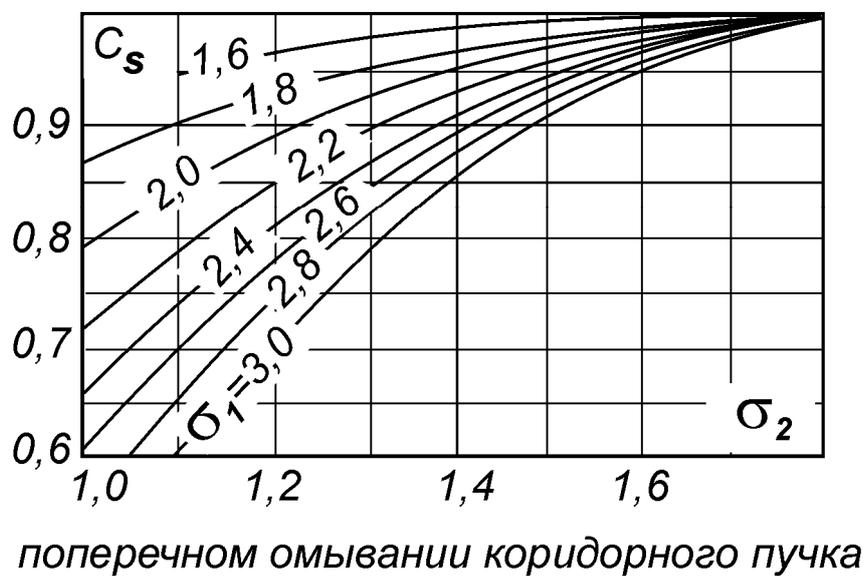
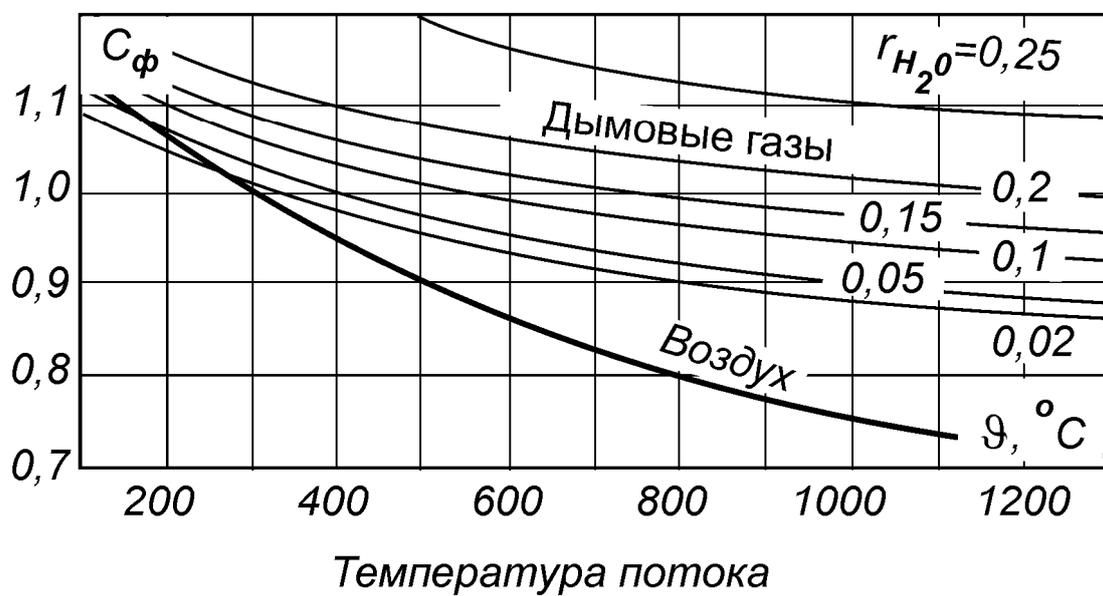
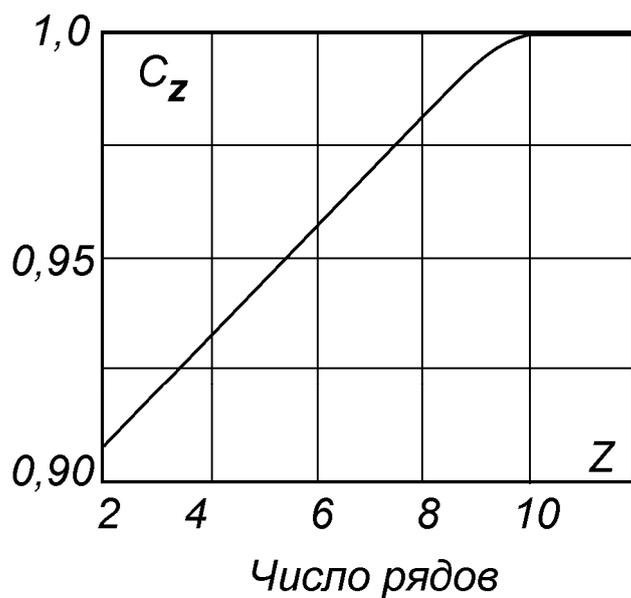


Рис. 7. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при



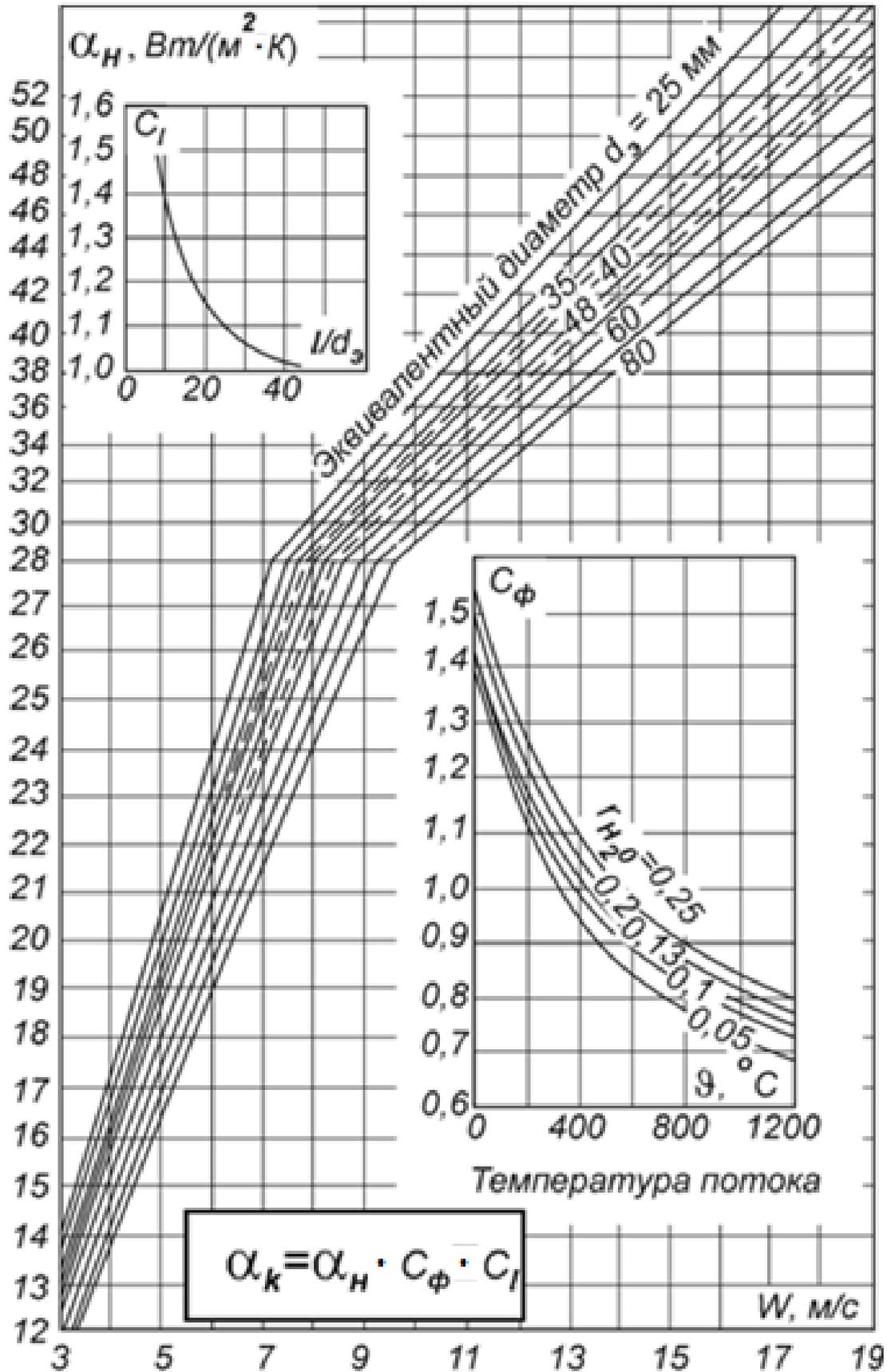


Рис. 8. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для дымовых газов

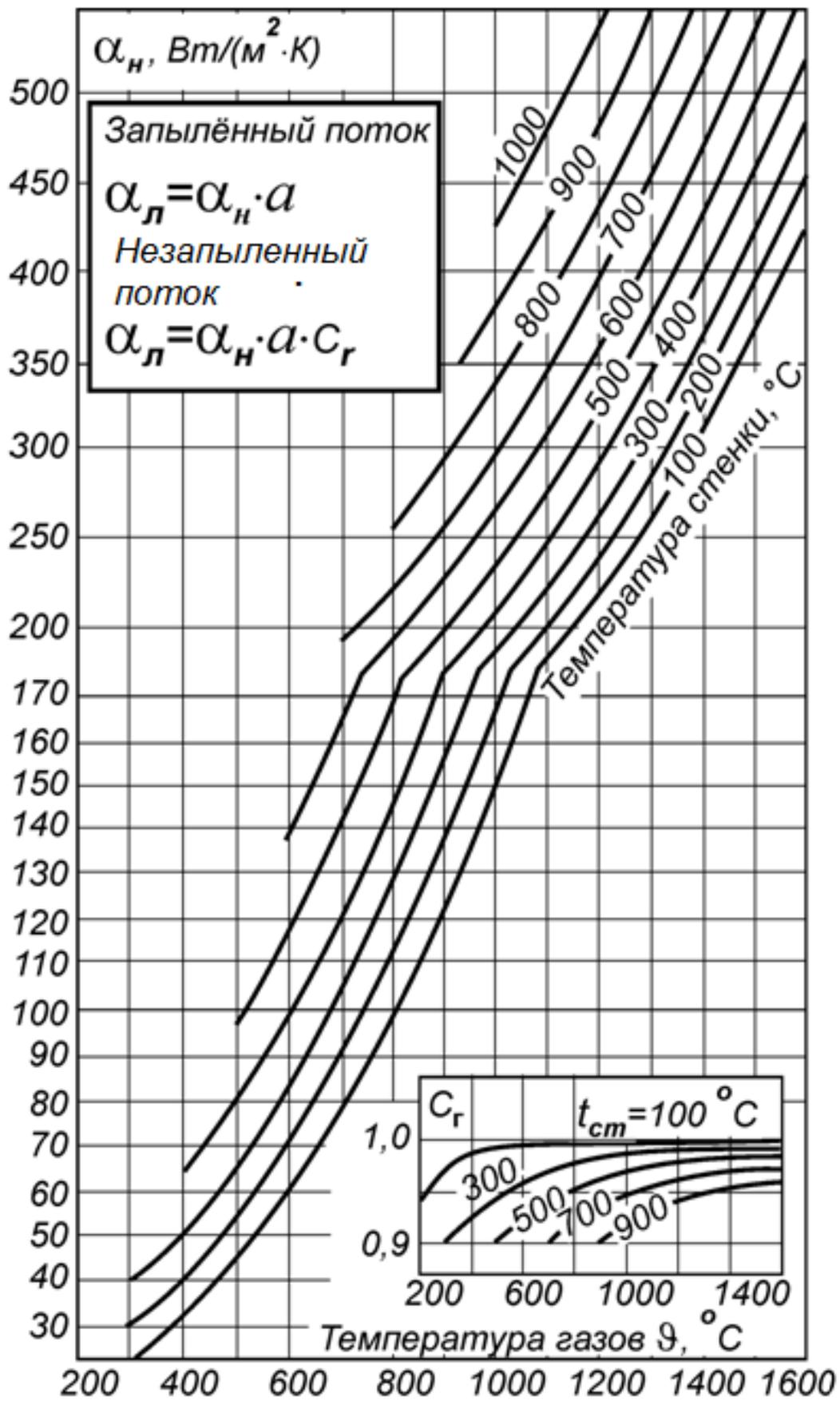
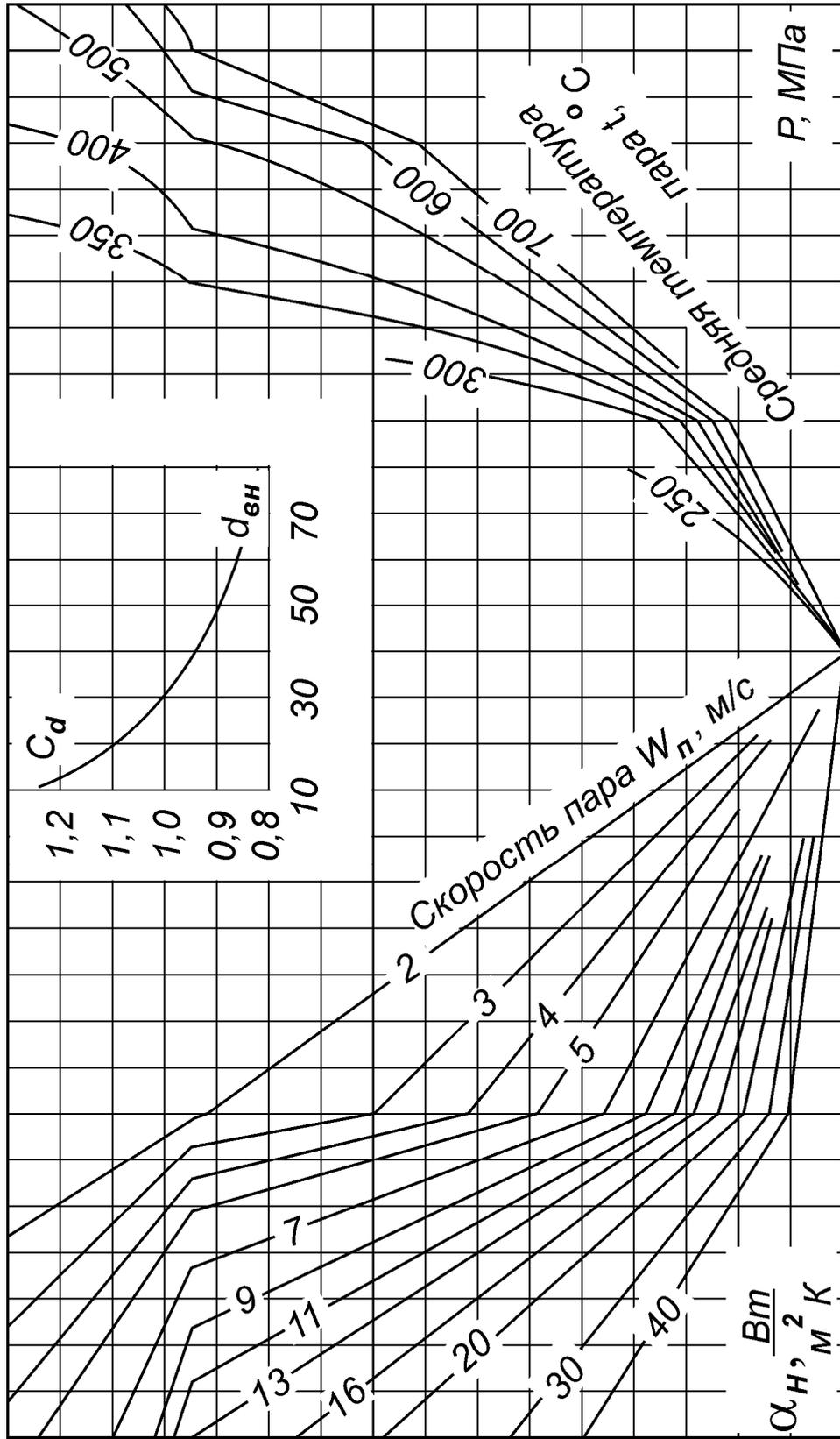


Рис. 9. Коэффициент теплоотдачи излучением



4000 3000 2000 1000 800 600 400 200 0 2 4 7 10 15 20 35

Рис. 10. Теплоотдача конвекцией при продольном омывании для перегретого пара

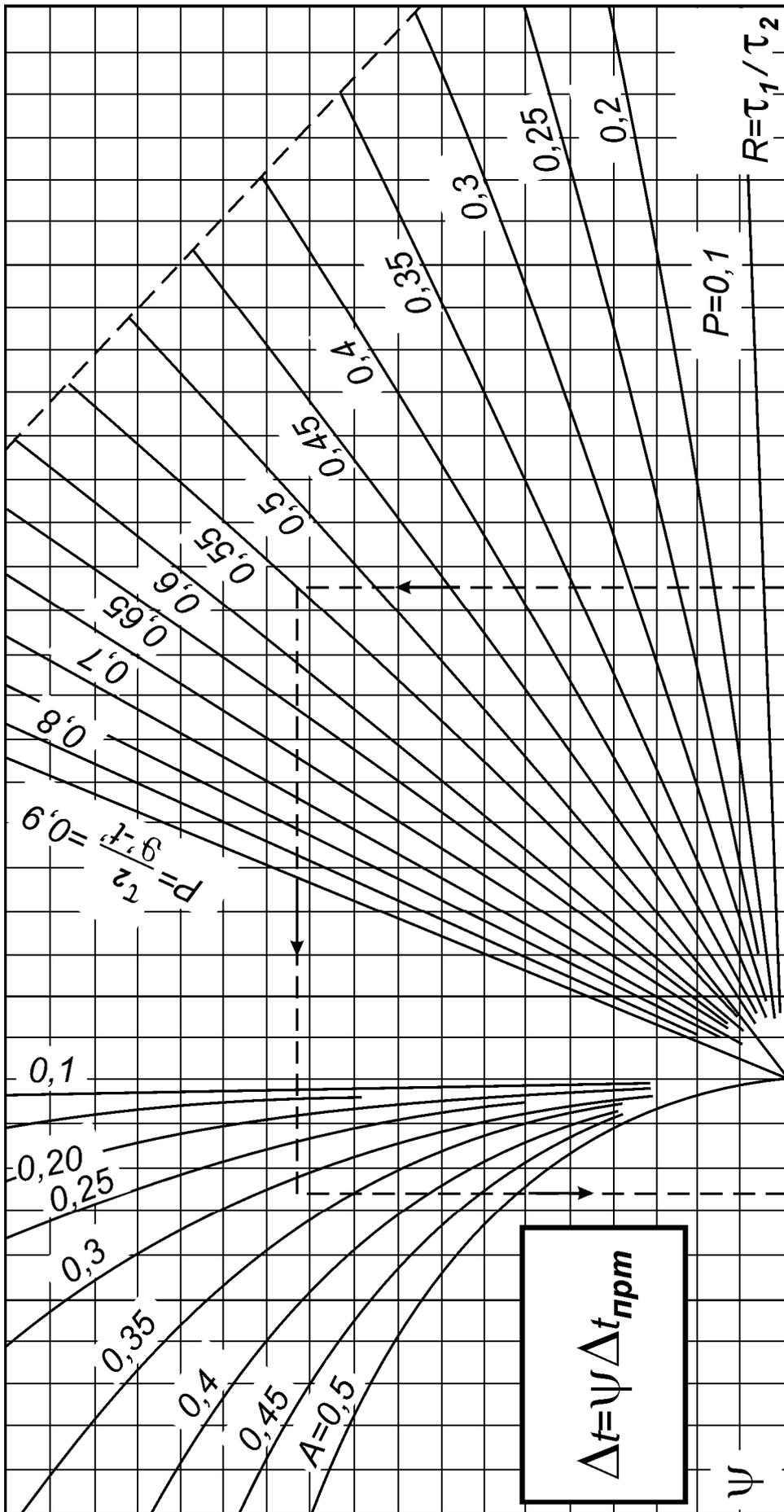


Рис. 11. Поправочный коэффициент для определения температурного напора при схеме последовательно-смешанного тока

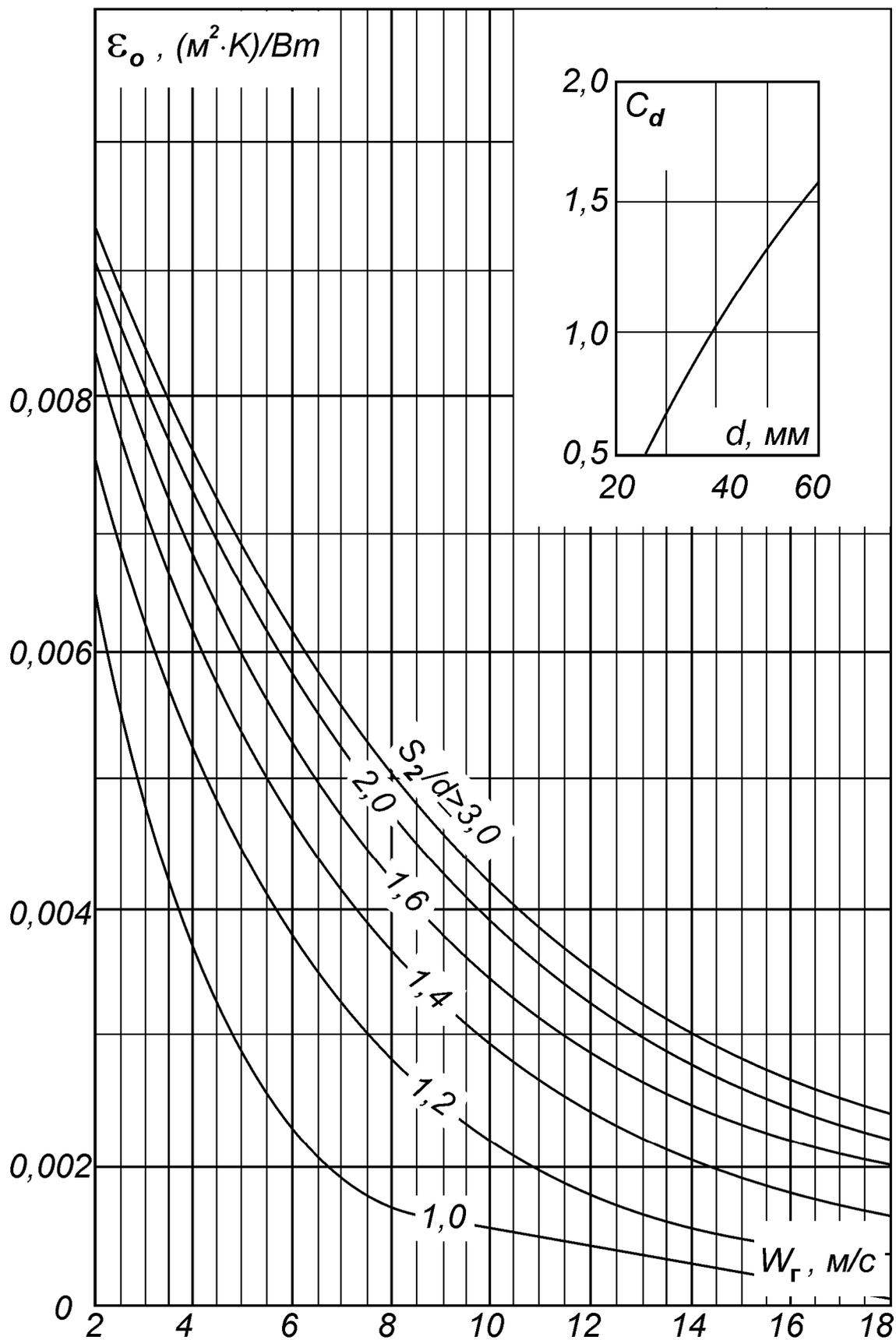


Рис. 12. Исходный коэффициент загрязнения шахматного пучка

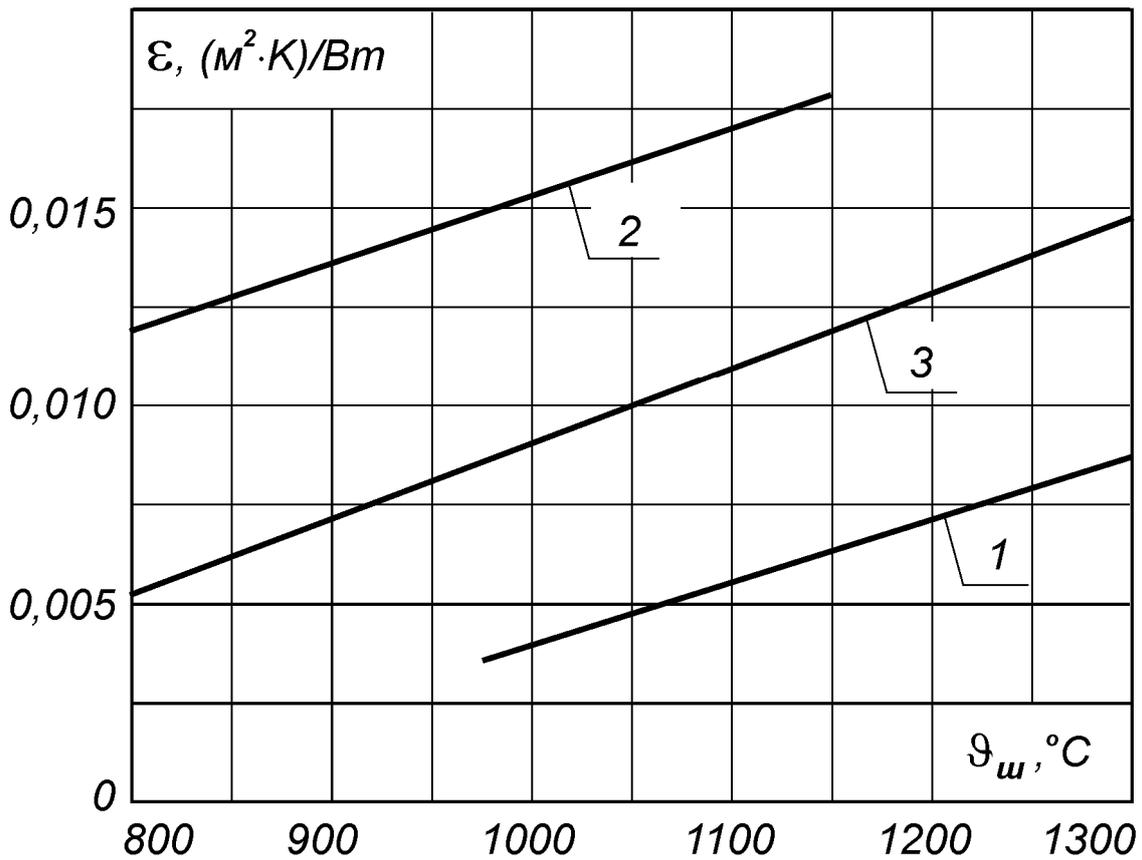


Рис. 13. Коэффициент загрязнения ширм:  
 1-умеренно загрязняющие;  
 2-сильно загрязняющие;  
 3-сильно загрязняющие с очисткой

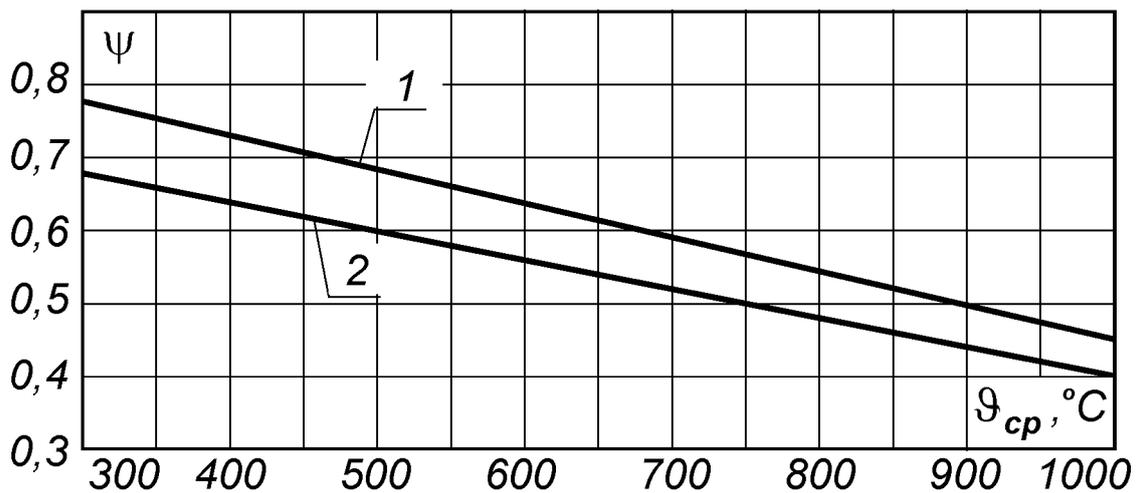


Рис. 14. Коэффициент тепловой эффективности конвективных поверхностей:  
 1-умеренно загрязняющие и сильно загрязняющие с очисткой;  
 2-сильно загрязняющие без очистки

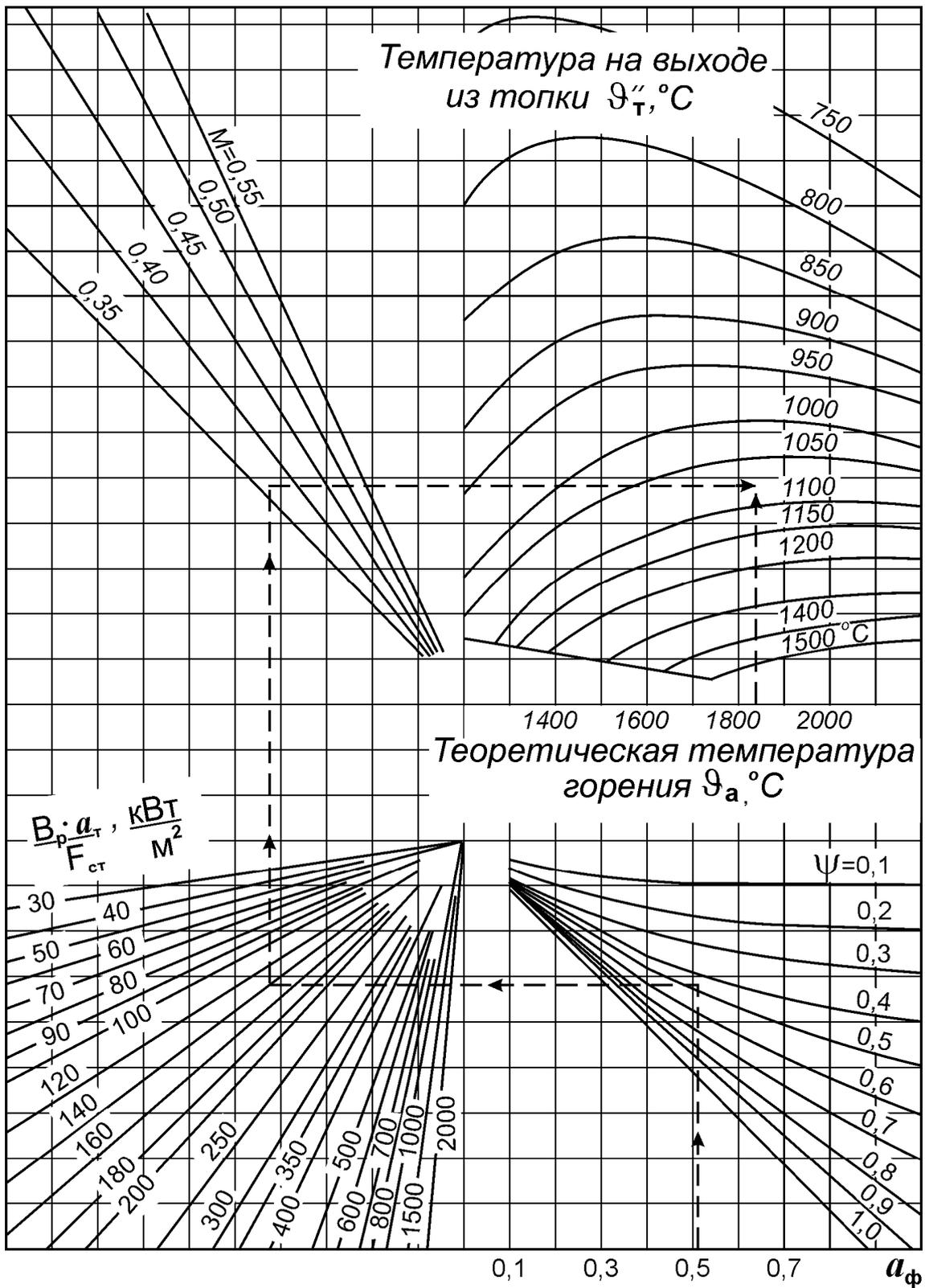


Рис. 15. Расчёт теплообмена в топочной камере

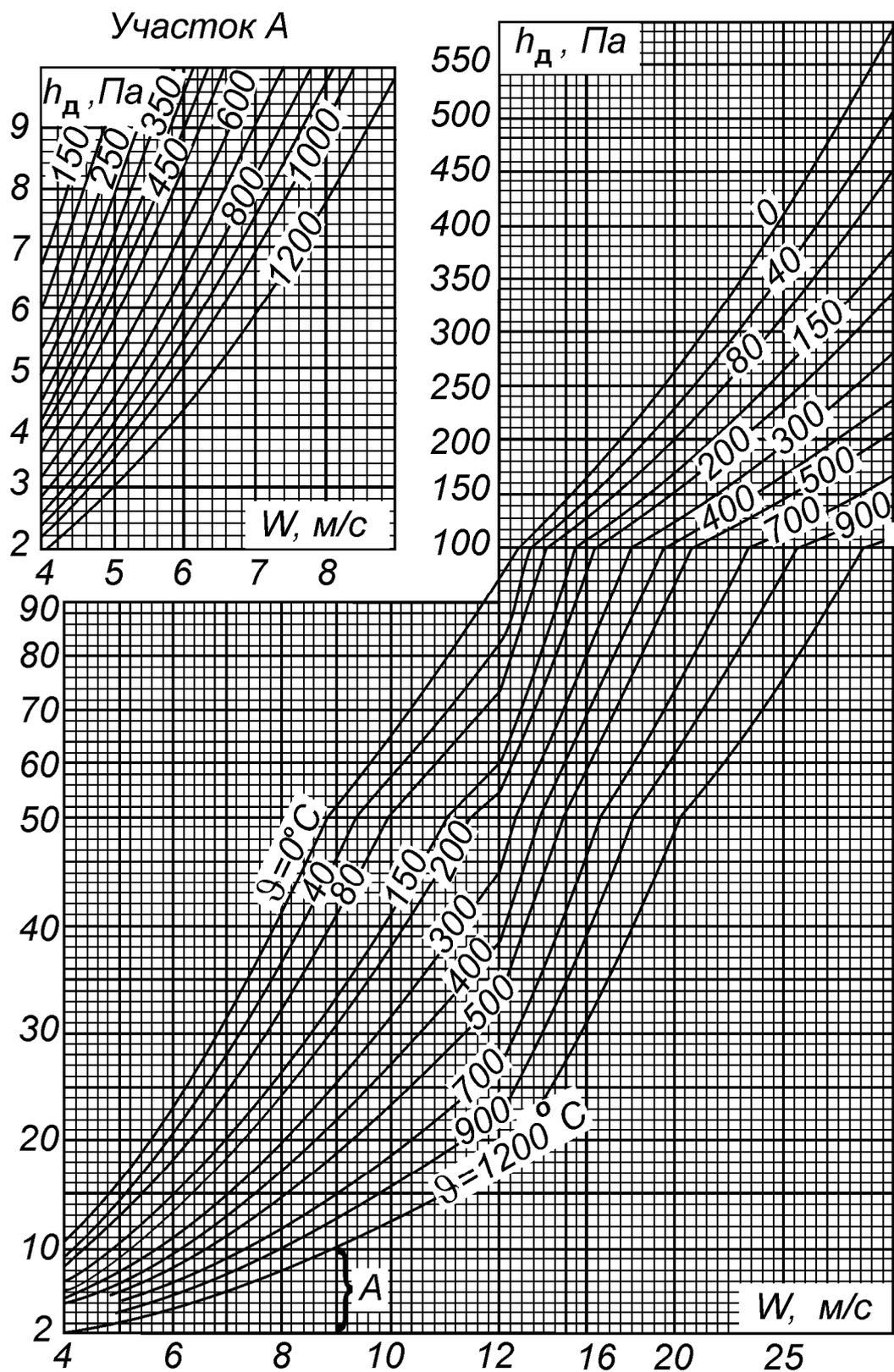


Рис. 16. Динамическое давление  $h_d$ , Па

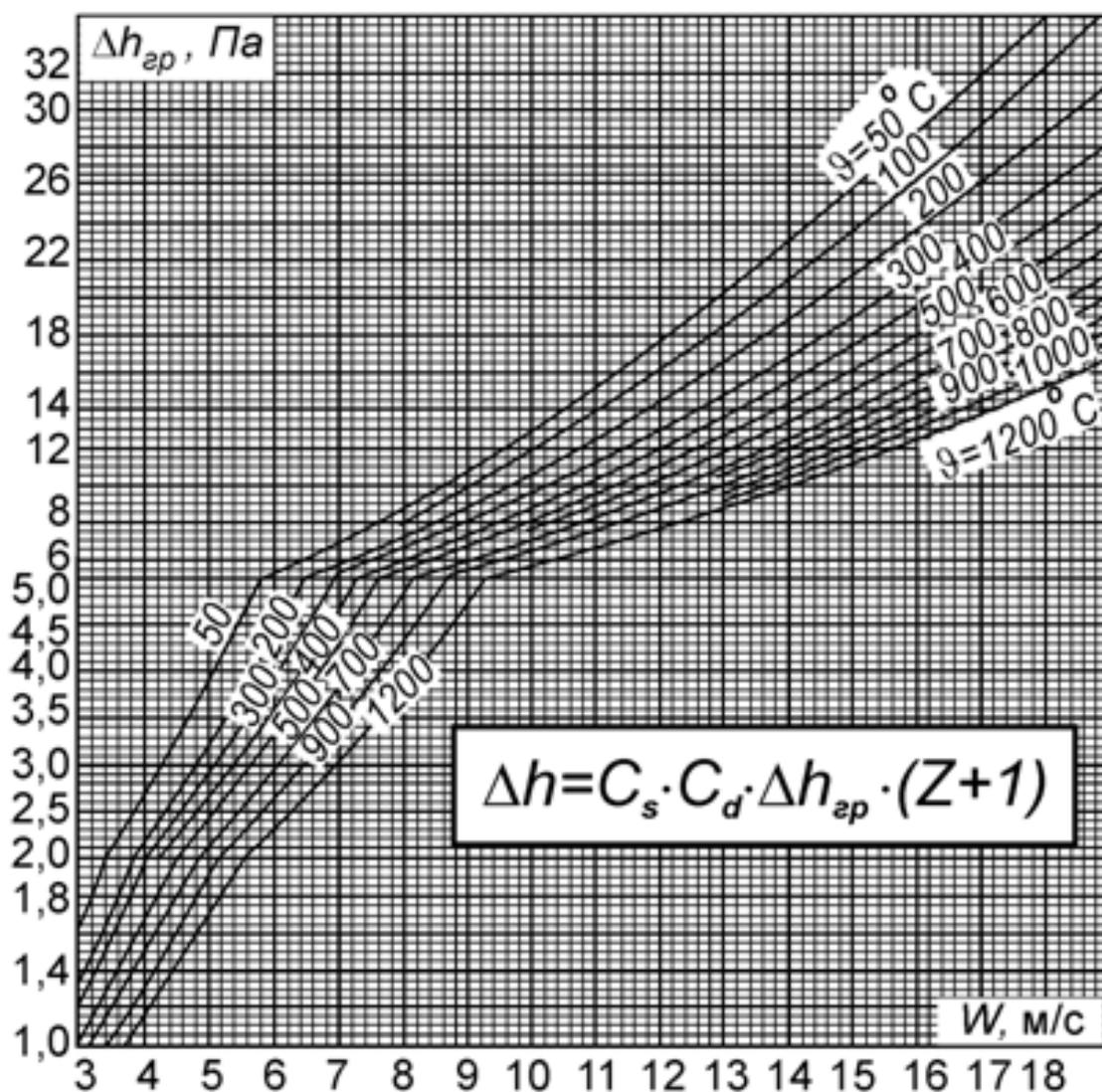
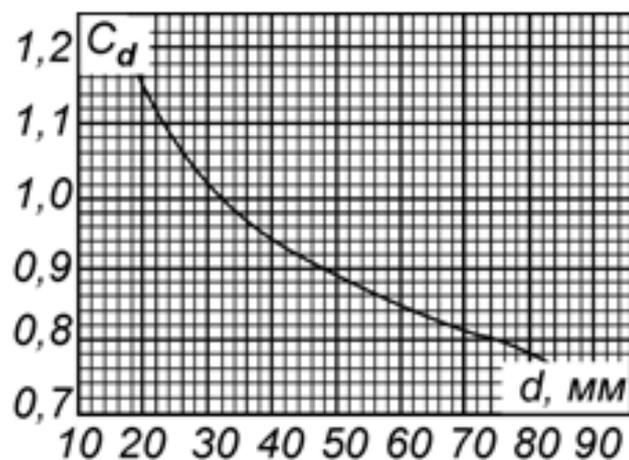
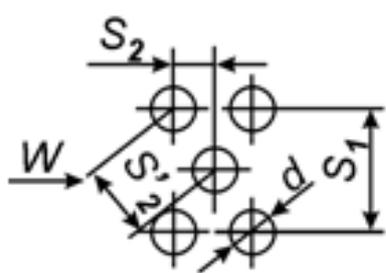
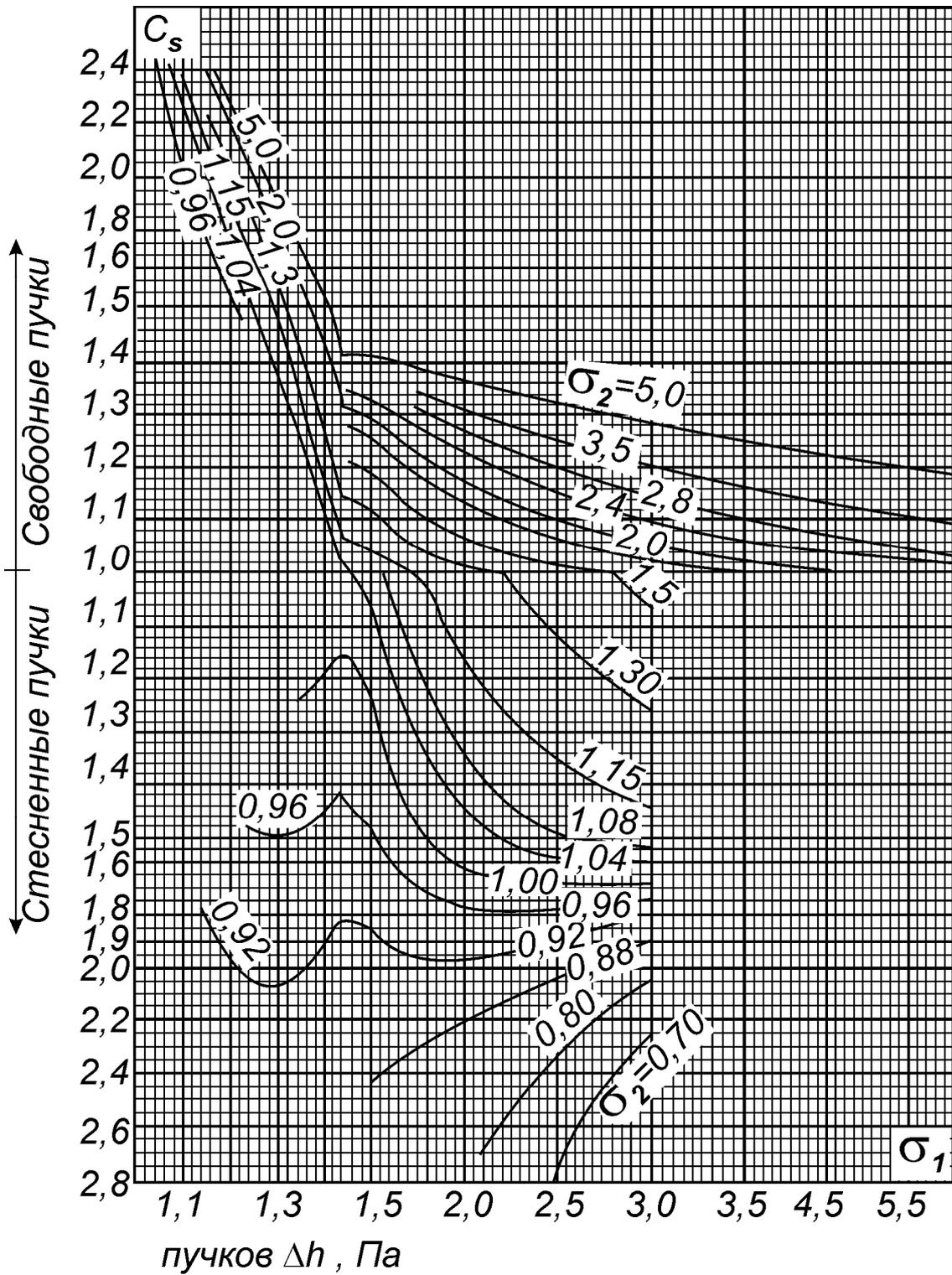


Рис. 17. Сопротивление шахматных

$$\text{при } \varphi = \frac{S_1 - d}{S_2 - d} \leq 1,7, \text{ а также}$$



при  $1,7 \leq \varphi \leq 6,5$  и  $\sigma_1 \leq 3,0$

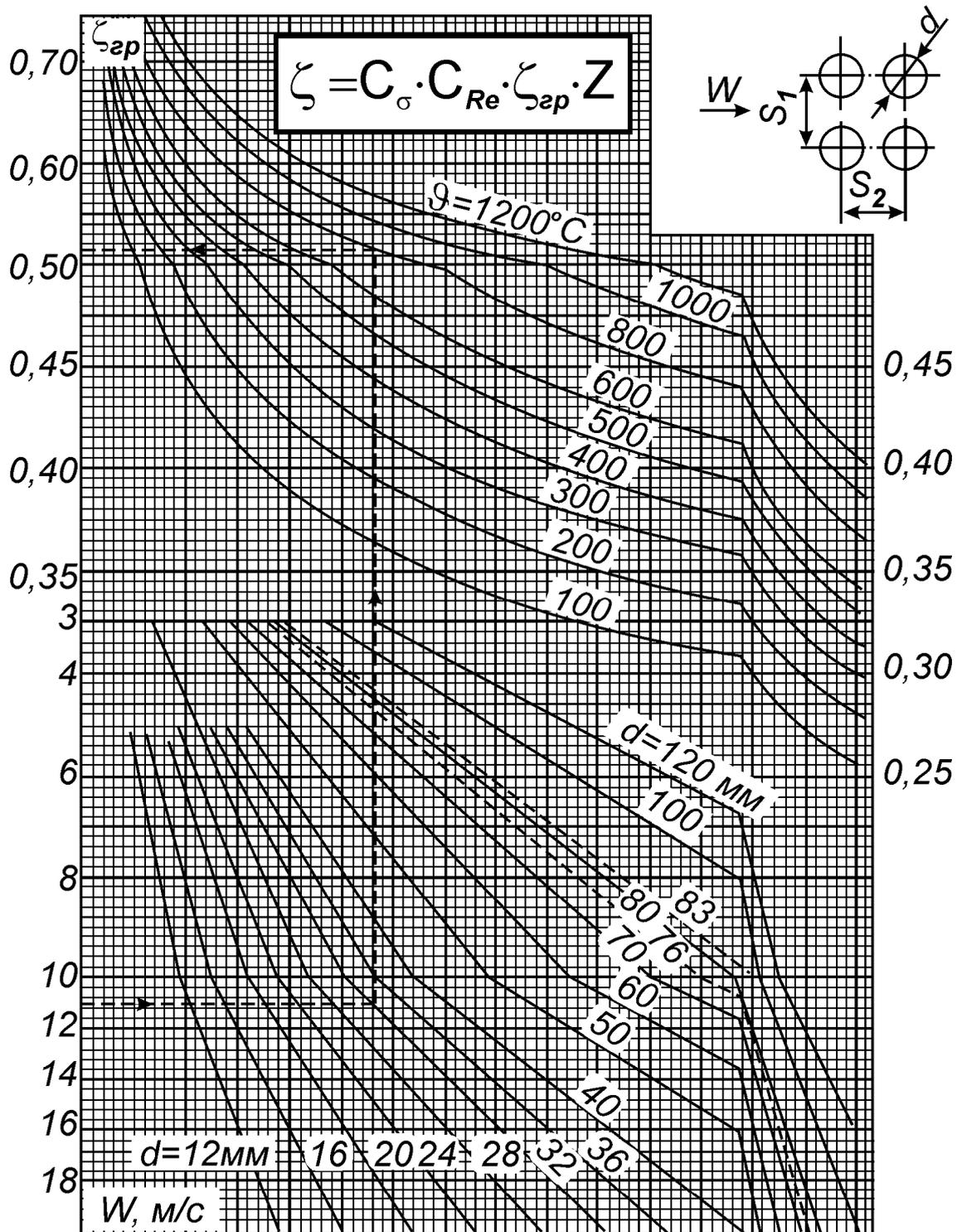
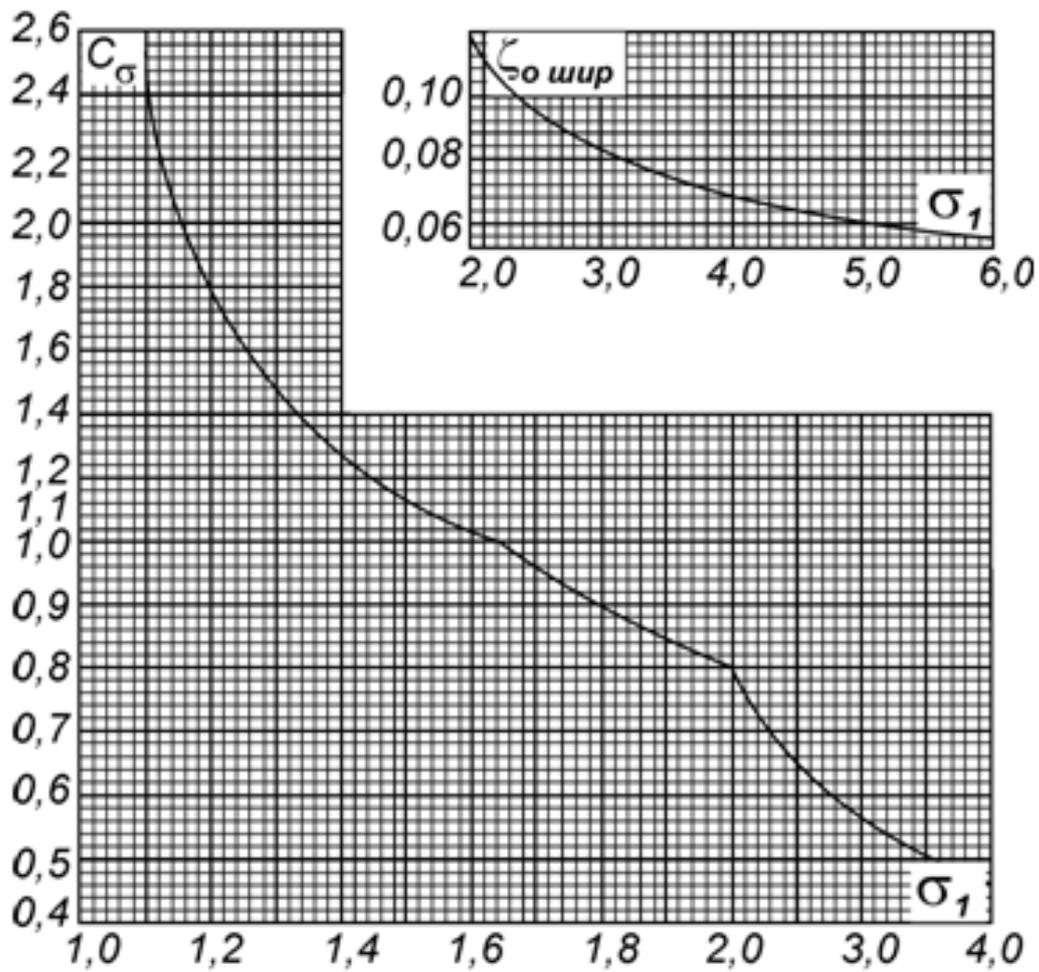
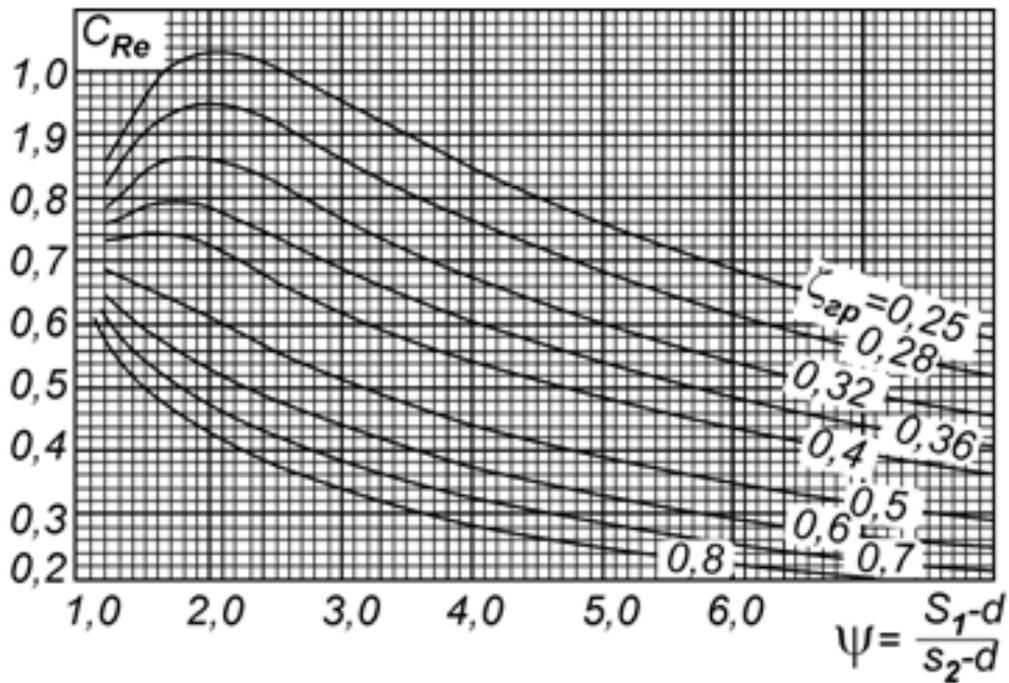


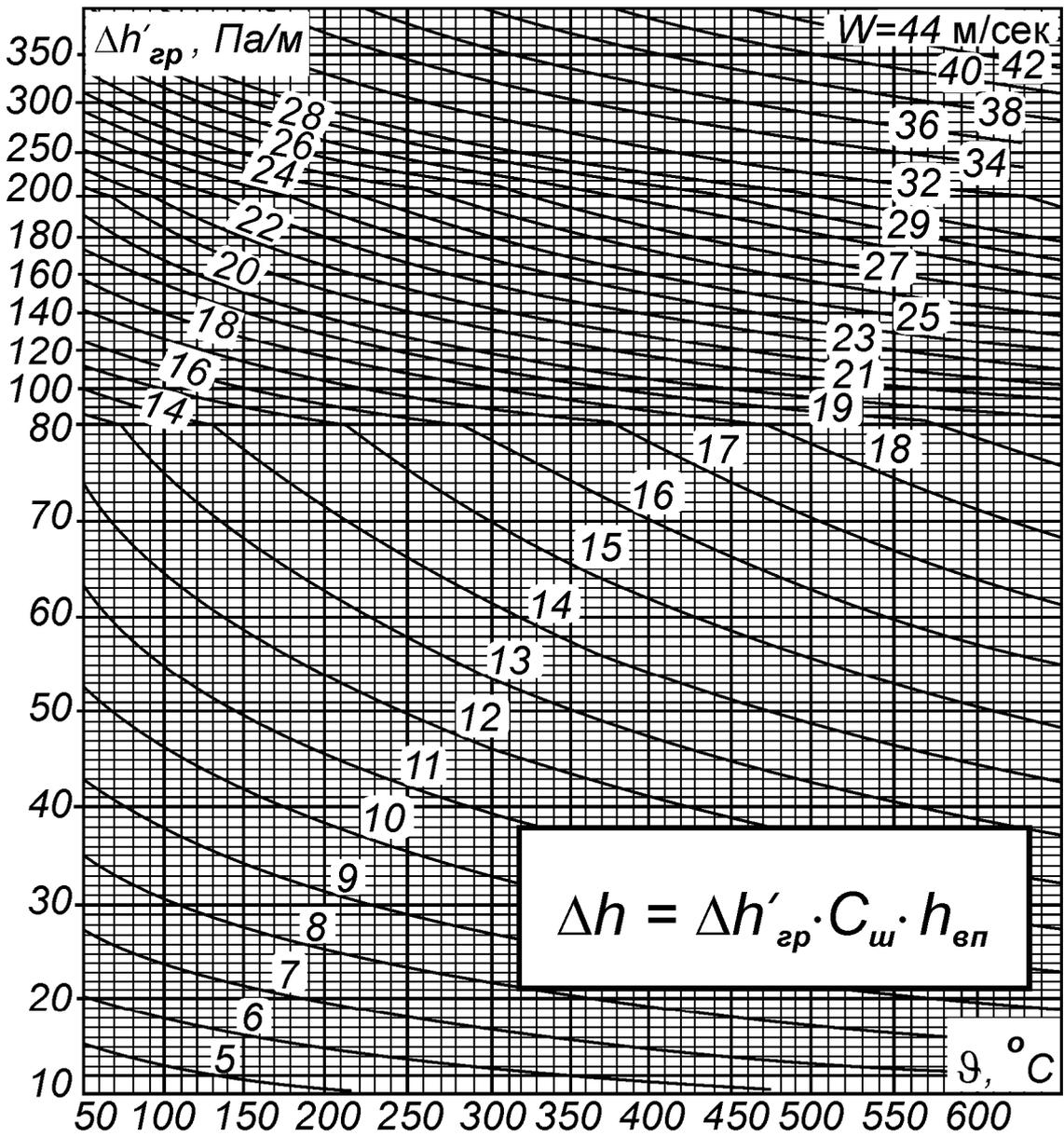
Рис. 18. Коэффициент сопротивления коридорных пучков,  $\zeta$

при  $\sigma_1 \leq \sigma_2$   $\zeta = C_{\sigma} \cdot \zeta_{зр} \cdot Z$

при  $\sigma_1 > \sigma_2$  и  $8 < \psi < 15$   $\zeta = \zeta_{о шир} \cdot Z$



Поправочные коэффициенты  $C_{Re}, C_\sigma, z_{ep}$  (к рис. 18)



$h_{вп}$  - высота воздухоподогревателя

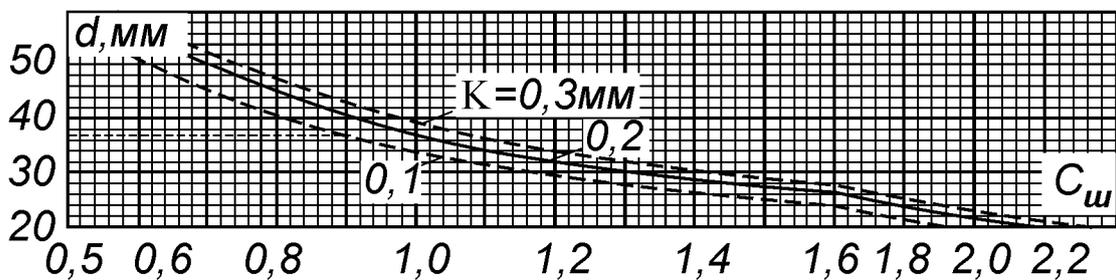


Рис. 19. Потеря давления в трубах трубчатых воздухоподогревателей  $\Delta h$ , Па

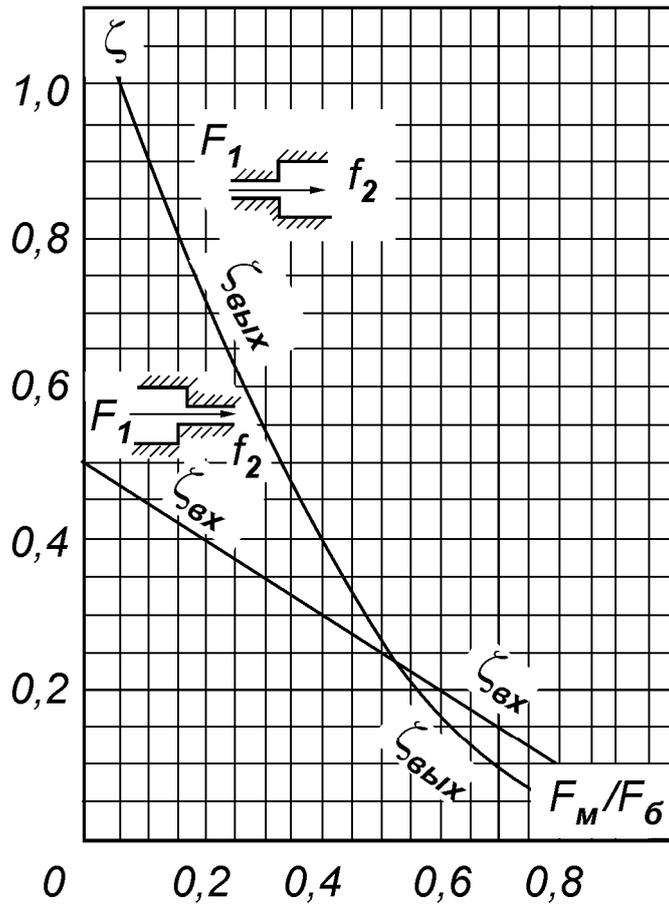


Рис. 20. Коэффициент сопротивления при внезапном изменении сечения  $\zeta$

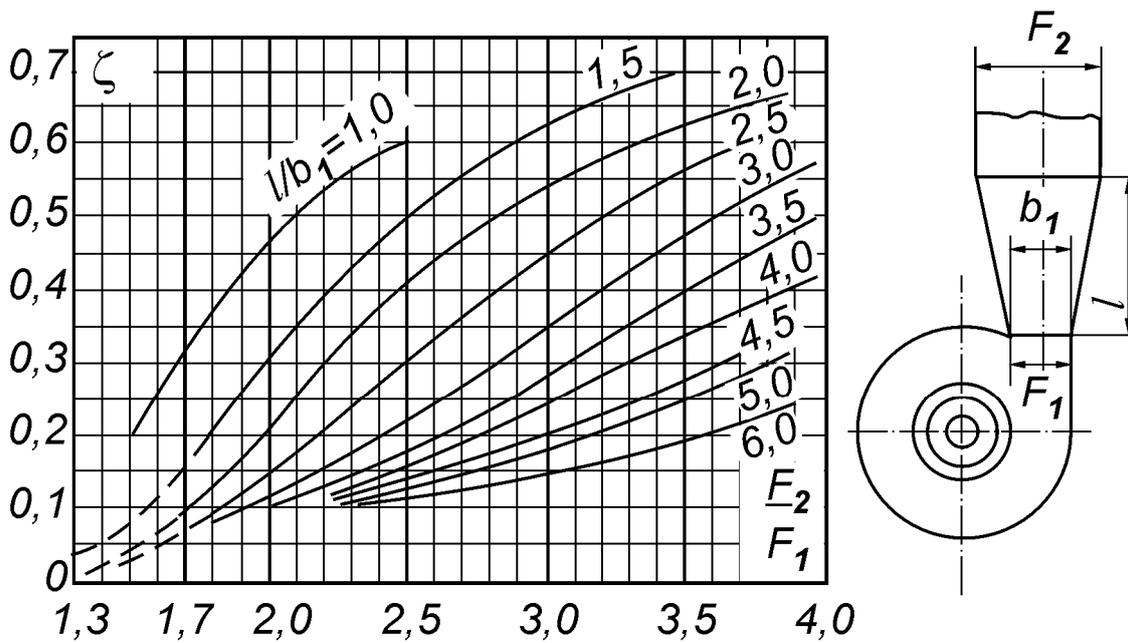


Рис. 21. Коэффициент сопротивления диффузоров  $\zeta$  за вентилятором, дымососом

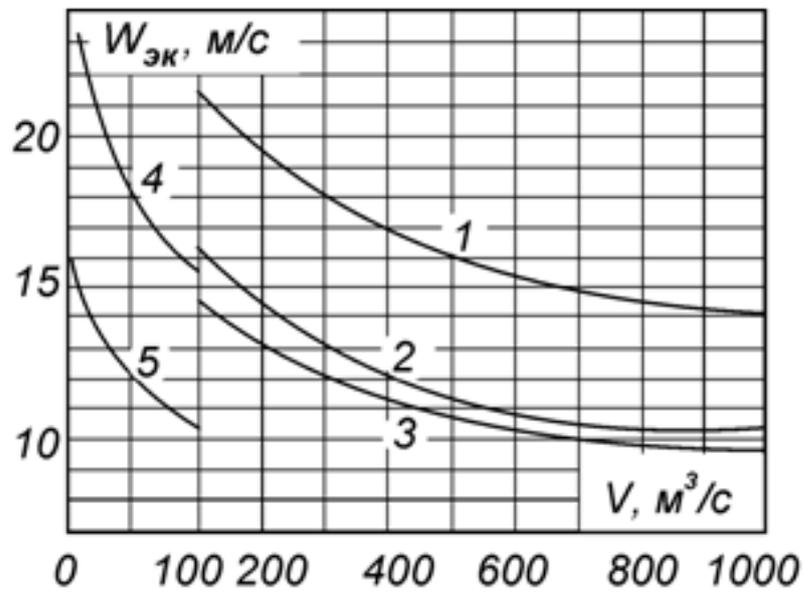


Рис. 22. Экономическая скорость дымовых газов на выходе из дымовых труб.  
 1- 120 м; 2- 100 м; 3- 60-80 м; 4- 60 м; 5- 30-45 м

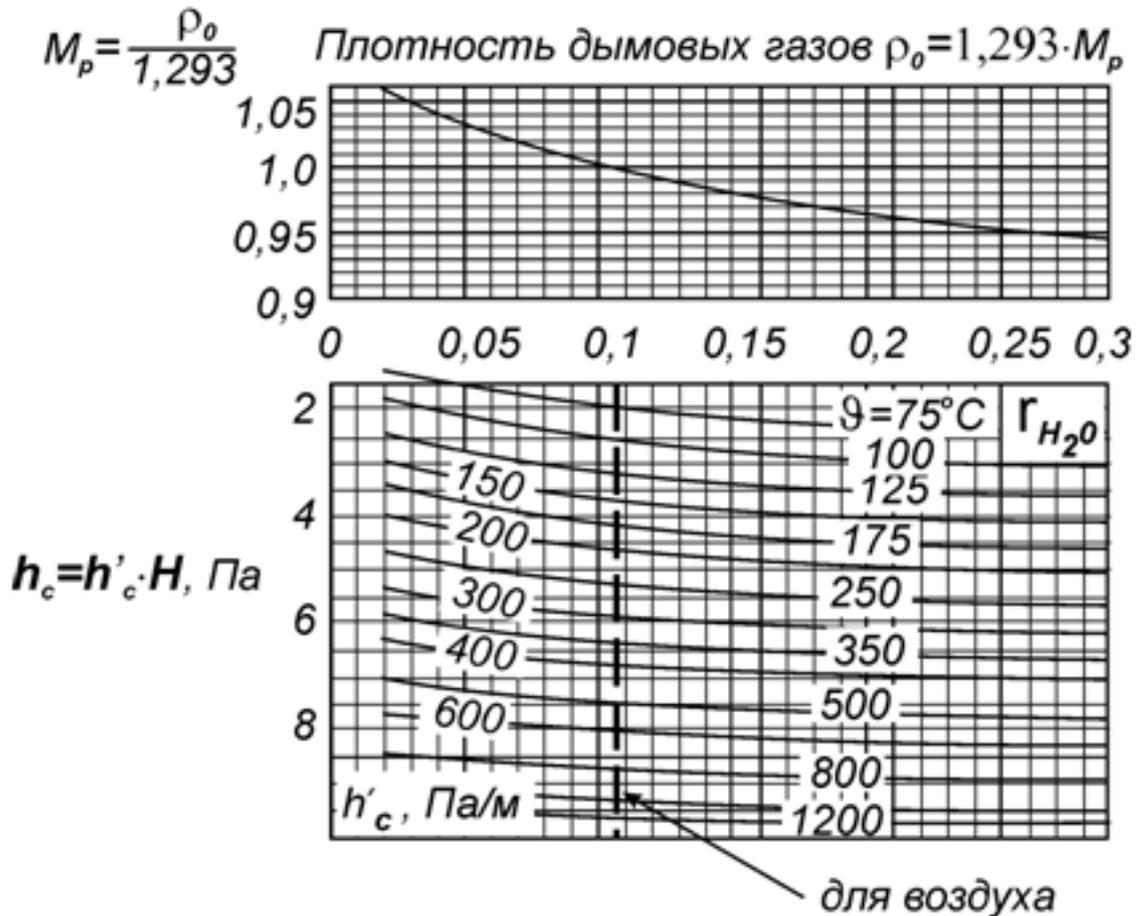


Рис. 23. Величина самотяги и плотность дымовых газов

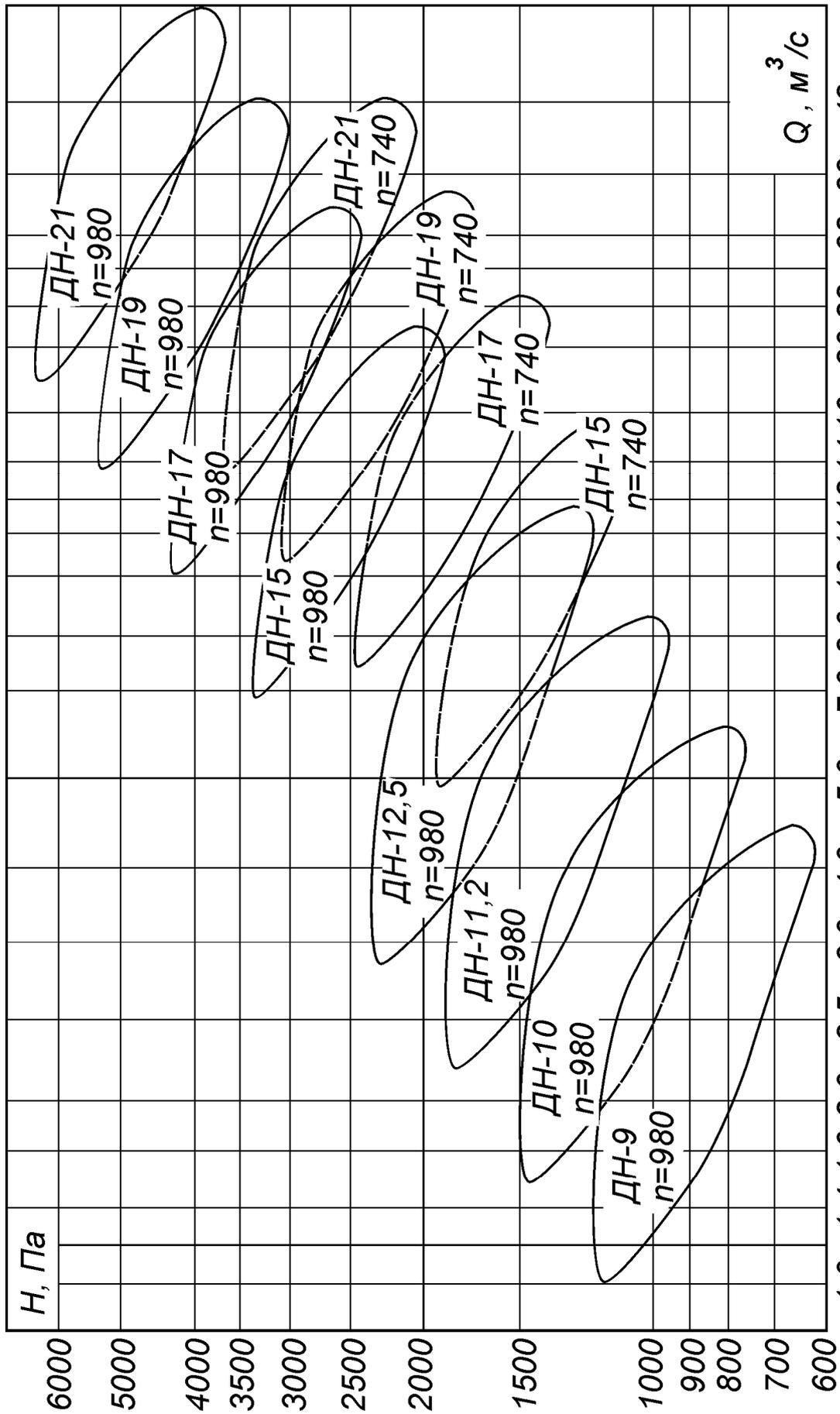


Рис. 24. Сводный график характеристик центробежных дымососов одностороннего всасывания типа 0,55-40-1  $t_{заб} = 100^\circ C$ ; n - частота вращения, об/мин

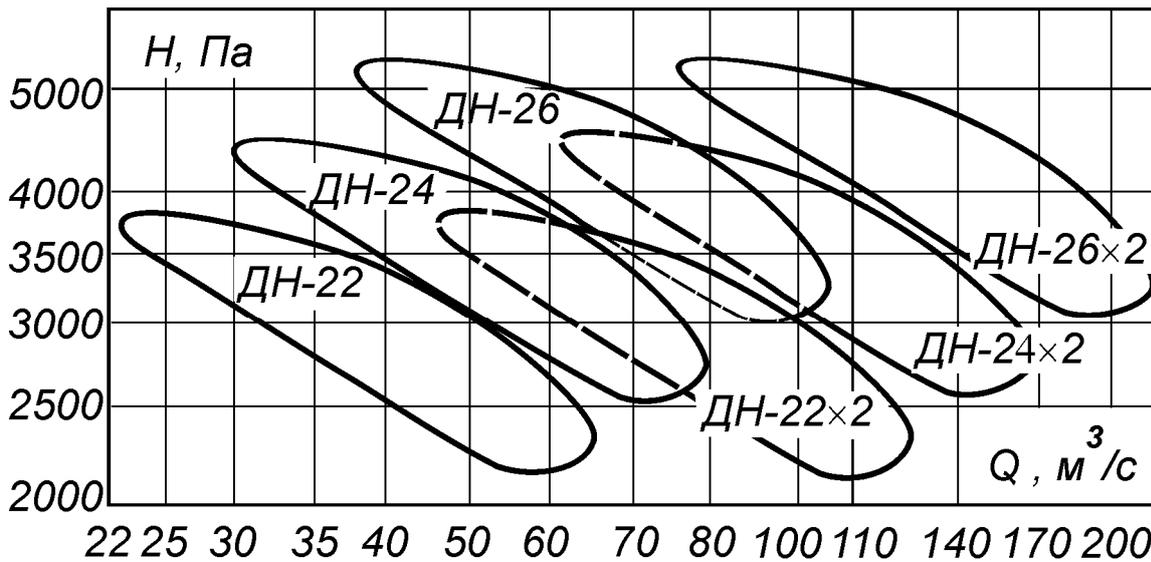


Рис. 25. Сводный график характеристик центробежных дымососов одно- и двустороннего всасывания типа 0,62-40;  $t_{\text{зав}}=100^\circ\text{C}$ ; частота вращения для всех типоразмеров  $n=740$  об/мин

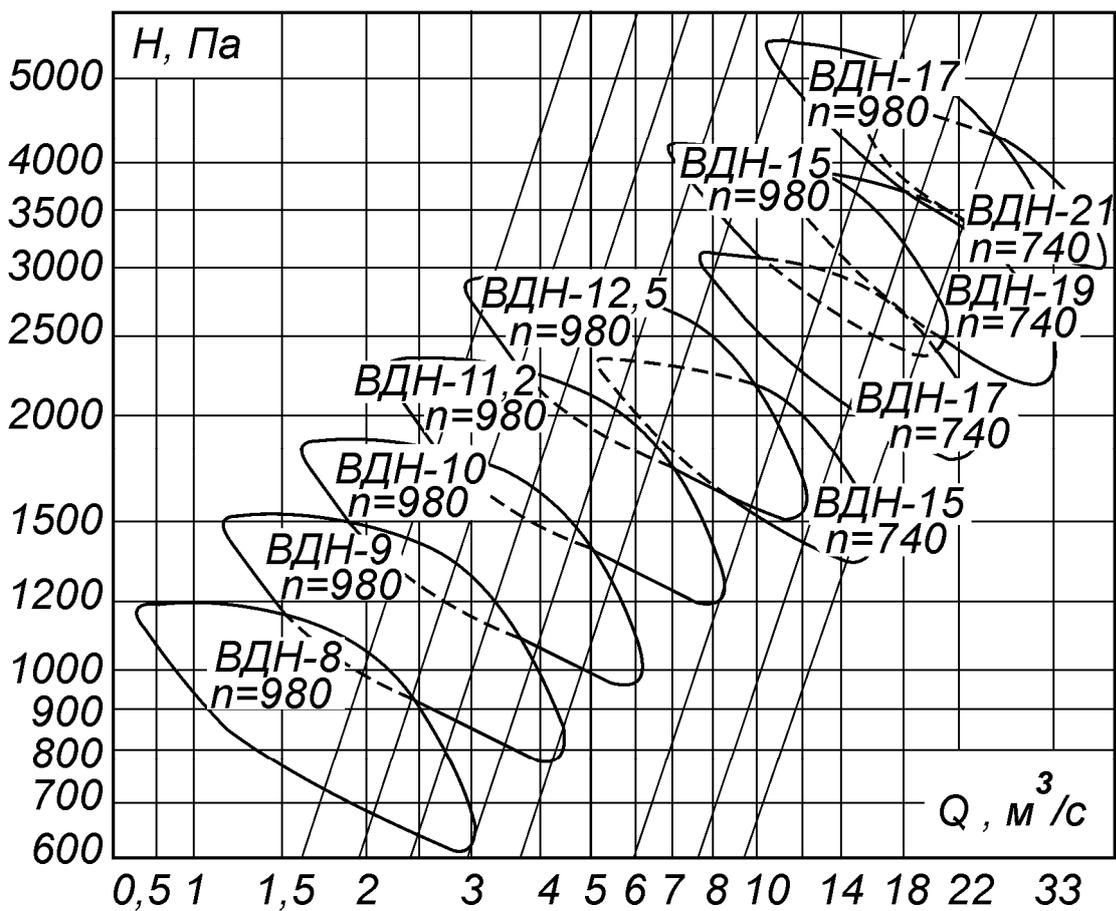


Рис. 26. Графики характеристик дутьевых вентиляторов типа 055-40-1;  $t_{\text{зав}}=30^\circ\text{C}$ ;  $n$  - частота вращения, об/мин

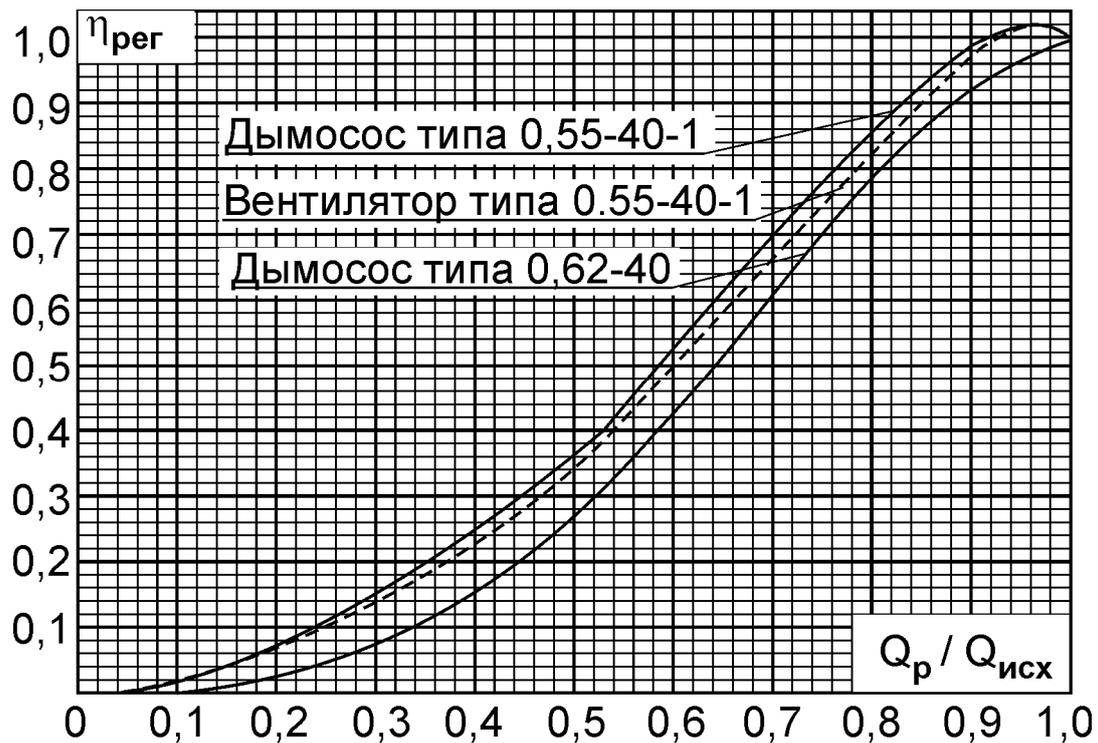


Рис. 27. Зависимость КПД регулирования от глубины регулирования

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

Рис. 28. Унифицированный ряд типоразмеров дымовых труб

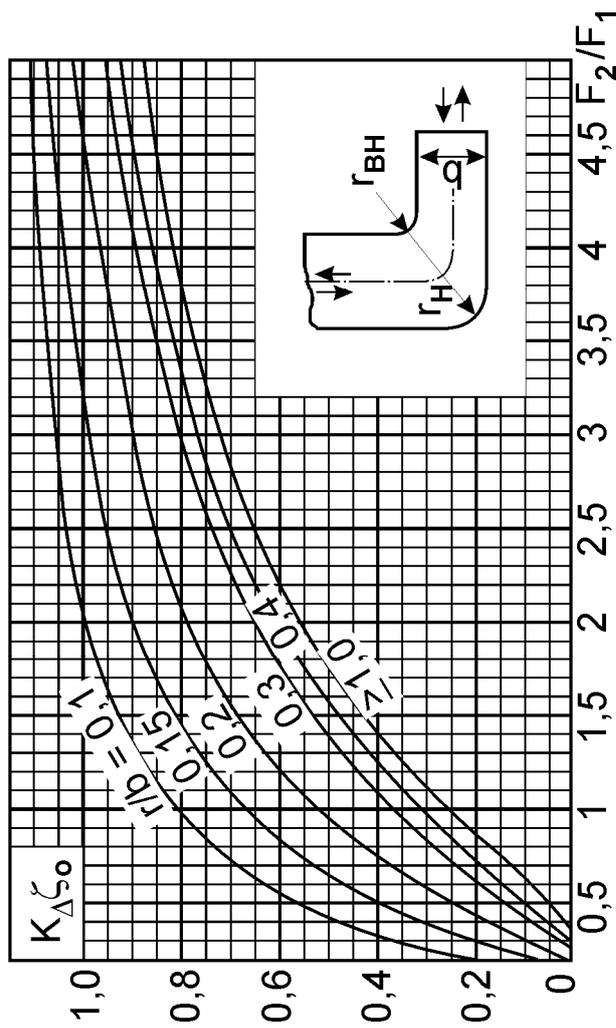


Рис. 29. Величины произведения  $K_{\Delta \zeta_0}$  для поворотов с изменением сечения, имеющие закругленные кромки с  $r_H = r_{BH} = r$ ;  $F_1$ ;  $F_2$  - входное и выходное сечения

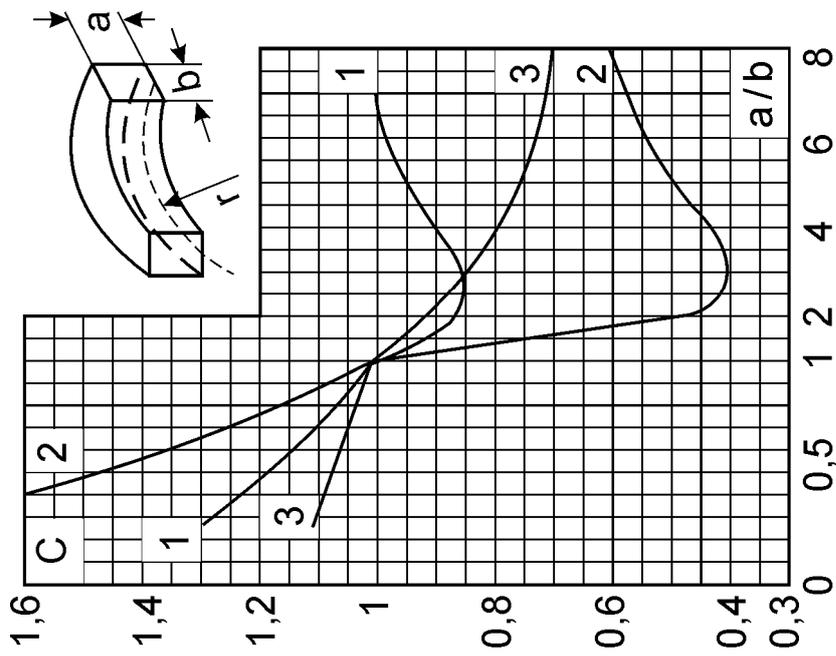


Рис. 30. Поправочный коэффициент для отводов и колен, зависящий от формы сечения. Для отводов с  $r/b \leq 2$  и колен с закруглёнными кромками - кривая 1; для отводов с  $r/b > 2$  - кривая 2; для колен без закругления кромок - кривая 3

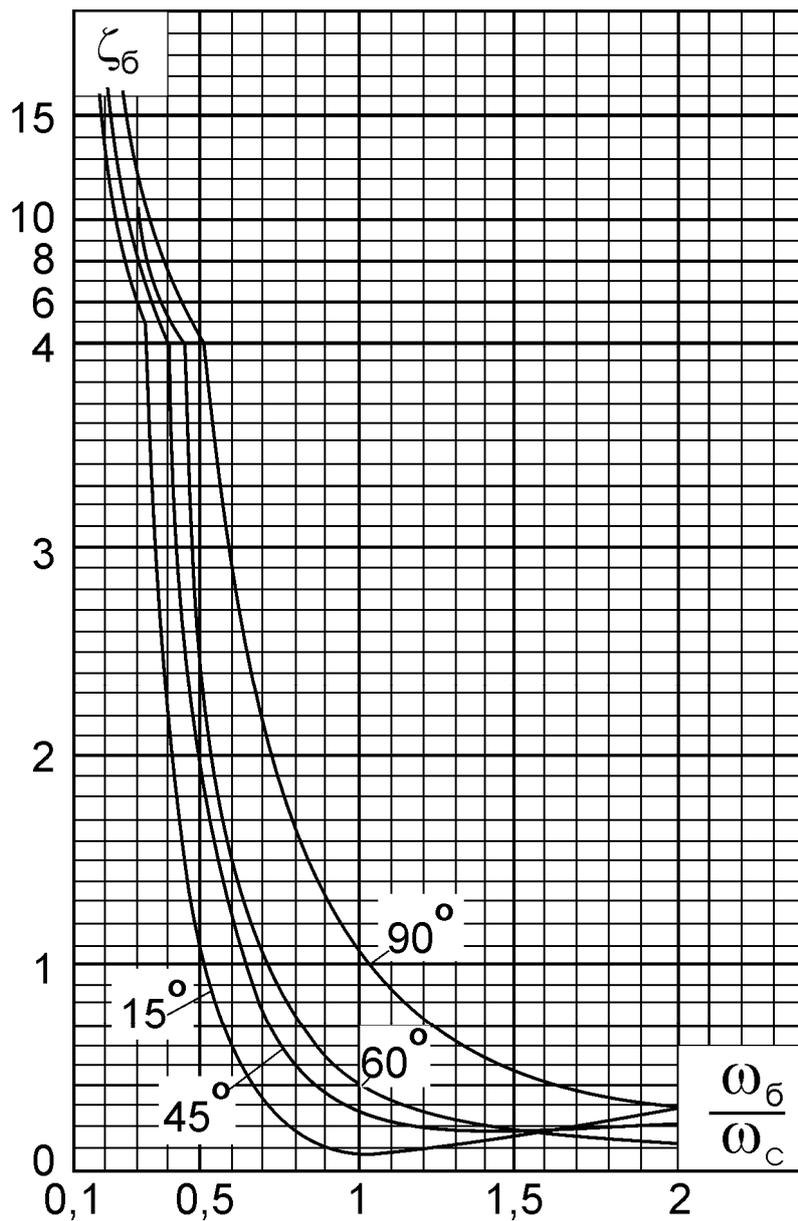


Рис.31. Коэффициенты сопротивления несимметричных раздающих тройников для бокового ответвления

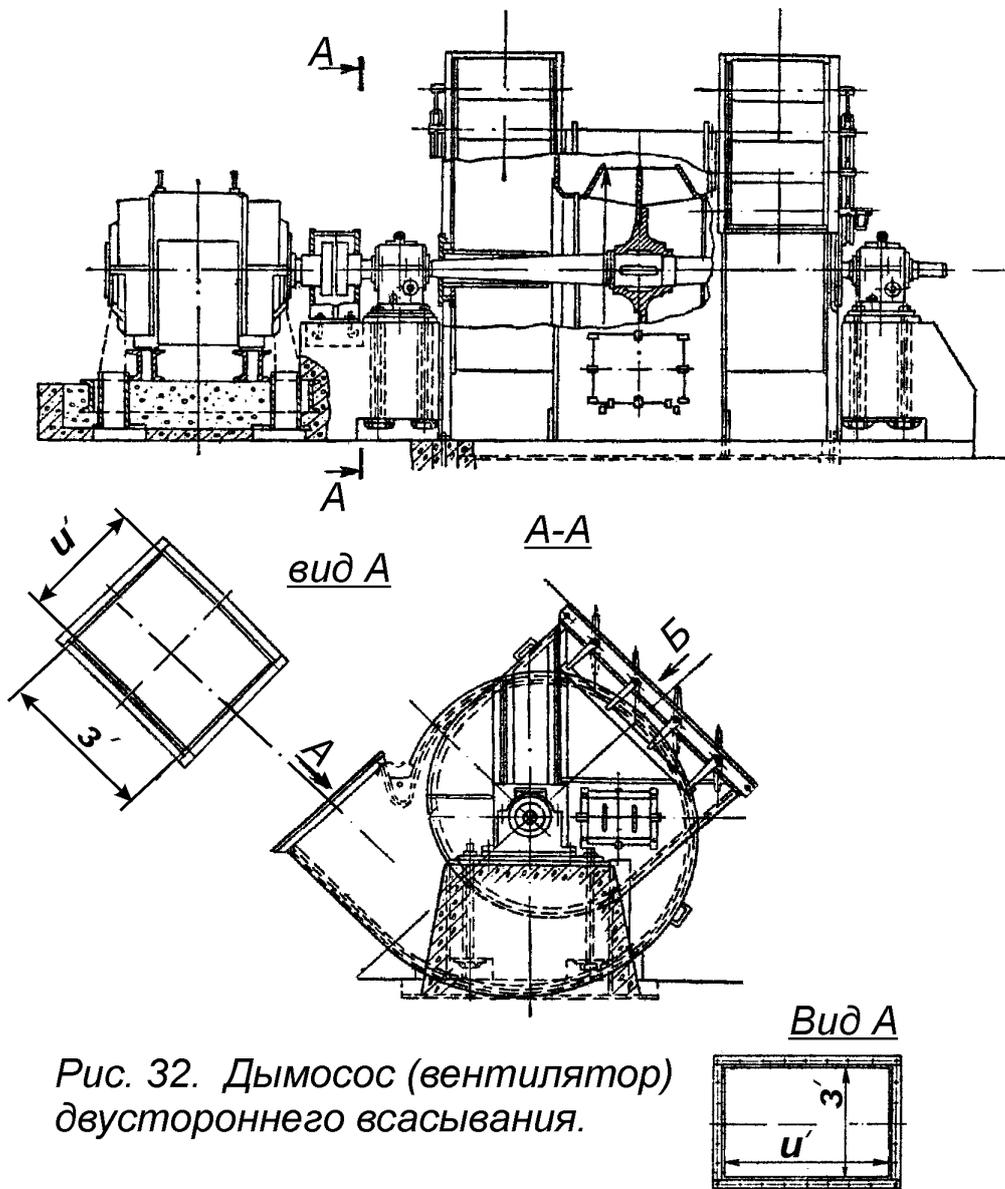


Рис. 32. Дымосос (вентилятор) двустороннего всасывания.

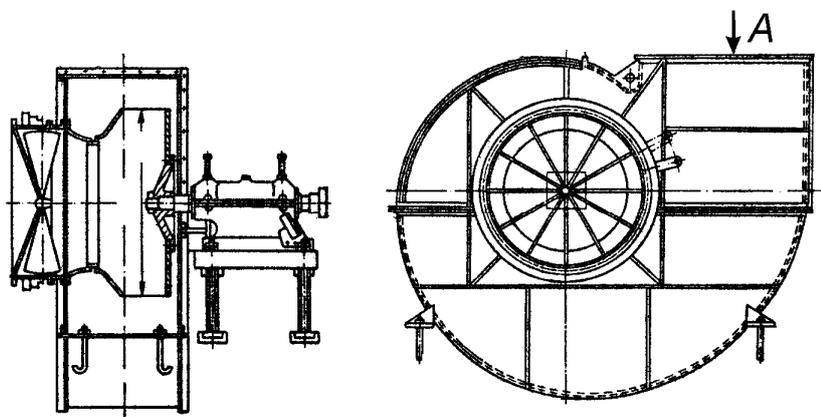


Рис. 33. Вентилятор (дымосос) одностороннего всасывания.

## Библиографический список

Липов Ю.М., Самойлов Ю.Ф., Виленский Т.В. Компонировка и тепловой расчет парового котла. -М.: Энергоатомиздат, 1988.

Абрютин А.А., Карасина Э.С и др. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод. -СПб.: Изд-во «ВТИ» и НПО «ЦКТИ», 1998.

Аэродинамический расчет котельных установок (Нормативный метод)/ под ред. С.И.Мочана. -Изд.3-е. -Л.: Энергия, 1977.

ГОСТ 27313-2015 (ИСО 1170-2013). Топливо твердое минеральное. Обозначение показателей качества и формулы пересчета результатов анализа для различных состояний топлива. -М.: Стандартиформ, 2016.

Липов Ю.М., Третьяков Ю.М. Котельные установки и парогенераторы.-Москва-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2004.

Сморозин С.Н., Иванов А.Н., Белоусов В.Н. Котельные установки и парогенераторы: учебное пособие/ СПбГТУРП. -СПб., 2009.

Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. Котельные установки промышленных предприятий. - М.: ООО «БАСТЕТ», 2009.

## Оглавление

Предисловие.....	3
Раздел I. Тепловой расчет котельных агрегатов.....	5
1. Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания .....	13
2. Тепловой баланс котельного агрегата .....	18
3. Расчет теплообмена в поверхностях нагрева .....	22
4. Поверочный расчет топочной камеры .....	37
5. Поверочный тепловой расчет ширмового подогревателя и дополнительных поверхностей нагрева .....	42
6. Поверочный расчет фестона .....	45
7. Расчет конвективного пароперегревателя .....	46
8. Расчет экономайзера.....	51
9. Расчет трубчатого воздухоподогревателя .....	54
10. Тепловой баланс .....	58
Раздел II. Аэродинамический расчет котельных установок.....	59
1. Основные положения .....	-
2. Расчет газового тракта .....	71
3. Расчет воздушного тракта.....	81
4. Выбор дымососов и вентиляторов .....	87
Приложение 1. Пример теплового и аэродинамического расчетов котельной установки .....	92
Приложение 2. Таблицы и рисунки .....	145
Библиографический список.....	199

---

Редактор Н.П. Новикова  
Техн. редактор Л.Я.Титова

Темплан 2018 г., поз. 95

---

Подп. к печати 08.11.2018.

Формат 60x84 /16. Бумага тип. №1.

Печать офсетная.

Печ. л. 12,5 . Уч.-изд.л. 12,5.

Тираж 100 экз.

Изд. № 95.

Цена “С”.

Заказ

---

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД,  
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.